

Analyse und Demonstration des CellFlux-Speichersystems

Von der Fakultät für Energie-, Verfahrens- und Biotechnik der Universität Stuttgart
genehmigte Abhandlung zur Erlangung des akademischen
Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

vorgelegt von

Christian Odenthal

aus Langenfeld (Rhld.)

Hauptberichter:

Prof. Dr. rer. nat. habil. André Dietrich Thess

Mitberichter:

Univ.-Prof. Dr. techn. Günter Scheffknecht

Tag der mündlichen Prüfung:

17. Dezember 2015

Institut für Energiespeicherung (IES)

2015

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Abteilung Thermische Prozesstechnik am Institut für Technische Thermodynamik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) e.V. in Stuttgart. Sie wurde im Rahmen des von e.On geförderten Projekts „Development of the CellFlux Storage System for Sensible Heat“ angefertigt.

Zunächst möchte ich mich ganz herzlich bei Herrn Prof. Dr. Thess für sein großes persönliches Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Hauptberichts bedanken. Herrn Prof. Dr. Scheffknecht danke ich für die Übernahme des Mitberichts und Herrn Prof. Dr. Laurin für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Frau Doerte Laing danke ich für die Ermöglichung meiner Arbeit in der Fachgruppe Thermische Energiespeicher. Herrn Dr. Heidemann vom Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart danke ich für die gute Zusammenarbeit und die Unterstützung bei der Beseitigung zahlreicher bürokratischer Hürden. Ein besonderer Dank gilt meinem fachlichen Betreuer Herrn Dr. Steinmann und meinem Fachgruppenleiter Herrn Dr. Markus Eck für die zahlreichen Diskussionen und persönlichen Ratschläge zu meiner Arbeit.

Weiterhin danken möchte ich allen Kolleginnen und Kollegen am DLR die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Durch die offene und kollegiale Arbeitsatmosphäre habe ich mich immer sehr wohl gefühlt. Mein besonderer Dank gilt Herrn Julian Barnick, der durch seinen unermüdlichen Einsatz während seiner Masterarbeit und im Anschluss daran einen wesentlichen Teil zum Aufbau meiner Versuchsanlage beigetragen hat. Auch allen weiteren Studenten, die durch ihre Praktikantentätigkeit oder ihre Studien- / bzw. Diplomarbeit wichtige Beiträge geliefert haben, möchte ich danken: Anton Hoffmann, Marcus Rohne, Gerrid Brockmann, Eduard Gebhard, Jens Weller, Sebastian Gamisch, Lukas Friedenstab und Marek Podlecki. Ich danke auch den Herren Manuel Moosmann, Gerrit Lucht, Michael Fiss und Matthias Hempel, die durch die vielen Ratschläge und der Mithilfe beim Aufbau der Versuchsanlage einen wertvollen Beitrag geleistet haben.

Meinem Bürokollegen Harald Pointner danke ich für die gute Arbeitsatmosphäre und seine Unterstützung bei meinen Anliegen. Bedanken möchte ich mich auch bei meiner Familie und Freunden, die mich auf meinem Weg begleitet und mir viel Rückhalt gegeben haben. Hierbei möchte ich mich besonders bei Stephanie Mammeas und Jörg Bürkle bedanken, die gerade in schwierigen Phasen stets ein offenes Ohr für meine Anliegen hatten.

Inhaltsverzeichnis

VORWORT	II
INHALTSVERZEICHNIS	III
FORMELZEICHEN	IV
KURZFASSUNG / ABSTRACT	IX
1 EINLEITUNG	1
1.1 SPEICHERSYSTEME FÜR DEN MITTLEREN BIS HOHEN TEMPERATURBEREICH	1
1.2 DAS CELLFLUX-KONZEPT	4
1.3 INHALTE UND AUFGABENSTELLUNG	5
2 ABLEITUNG DER RAHMENBEDINGUNGEN FÜR DAS SPEICHERSYSTEM	9
2.1 BESCHREIBUNG DES KRAFTWERKSPROZESSES	9
2.2 AUSLEGUNGSRANDBEDINGUNGEN FÜR DEN WÄRMEÜBERTRAGER	12
2.3 AUFBAUKONZEPTE FÜR DAS SPEICHERVOLUMEN	14
2.4 ZWISCHENWÄRMETRÄGERMEDIEN	17
3 MODELLBILDUNG UND SIMULATION	20
3.1 GRUNDLAGEN DER MODELLBILDUNG	20
3.2 MODELLIERUNG DES WÄRMEÜBERTRAGERS	22
3.3 MODELLIERUNG DES REGENERATORS	28
3.4 MODELLIERUNG DES KRAFTWERKSBLOCKS	36
4 MODELLVALIDIERUNG UND VERSUCHE	38
4.1 KONZEPTION UND INBETRIEBNAHME DER VERSUCHSANLAGE	38
4.2 EXPERIMENTELLE BESTIMMUNG DES THERMISCHEN VERHALTENS	45
4.3 VERSUCHE ZUR MODELLVALIDIERUNG	50
4.4 VERGLEICH DER DRUCKVERLUSTE MIT TESTSTANDSERGEBNISSEN	59
5 CHARAKTERISIERUNG UND AUSLEGUNG DER SYSTEMKOMPONENTEN	62
5.1 ÜBERSICHT ÜBER DIE METHODIK	62
5.2 AUSLEGUNG DES WÄRMEÜBERTRAGERS	64
5.3 KENNZAHLE ZUR CHARAKTERISIERUNG DER DYNAMIK VON REGENERATORSPEICHERN	73
5.4 DATENBASIS ZUR CHARAKTERISIERUNG DES REGENERATORSPEICHERS	84
6 DYNAMIK DES GESAMTSYSTEMS	92
6.1 EINLEITUNG UND VORGEHEN	92
6.2 EXERGETISCHE BEWERTUNG MIT ABGELEITETEN RANDBEDINGUNGEN	96
6.3 TRANSIENTE RANDBEDINGUNGEN MIT KRAFTWERKSBLOCK	108
6.4 VERGLEICH DER BEWERTUNGSERGEBNISSE	116
6.5 NACHRECHNUNG IM REALEN MAßSTAB	117
7 ZUSAMMENFASSUNG	129
ANHANG	133
A VERWENDETE DRUCKVERLUSTKORRELATIONEN UND WÄRMEÜBERGANGSBEZIEHUNGEN	133
B VERIFIZIERUNG DER MODELLE	140
C ERGEBNISSE DER AUSLEGUNG DES WÄRMEÜBERTRAGERS	147
D VORUNTERSUCHUNGEN	152
E FEHLERBETRACHTUNG DER VERSUCHSANLAGE	159
ABBILDUNGSVERZEICHNIS	171
TABELLENVERZEICHNIS	175
LITERATURVERZEICHNIS	176

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

Symbol	Bedeutung	SI-Einheit
a_v	Fläche pro Volumenelement	m^2/m^3
A	Fläche	m^2
A_0	freie Querschnittsfläche	m^2
b_p	Plattenbreite	m
c, c_p	Spezifische Wärmekapazität	J/kgK
C	Konstante	-
d, D	Durchmesser	m
dt	Zeitliches Differential	s
E	Exergie	J
E_{el}	Elektrische Energie	J
f	Funktion von	-
h	Spezifische Enthalpie	J/kg
h_{Ri}	Rippenhöhe	m
\dot{H}	Enthalpiestrom	W
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
L, l	Länge	m
\hat{L}, \hat{l}	effektive Länge	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
n	Anzahl	-
Nu	Nusselt-Zahl	-
n_{rpr}	Anzahl Rohre pro Reihe	-
n_r	Anzahl Rohrreihen	-
n_t	Gesamtanzahl Rohre	-
P	Leistung	W
P_g, P_f	Gas- / fluidseitiger Wirkungsgrad des Wärmeübertragers	-
p	Druck	Pa
Pr	Prandtl-Zahl	-
p_{Ri}	Rippenteilung	m
\dot{q}''	Wärmestromdichte	W/m^2
\dot{Q}	Wärmestrom	W
r	Radius	m
R	Wärmekapazitätsstromverhältnis	-
R_M	Spezifische Gaskonstante	J/kgK
Re	Reynolds-Zahl	-
s	Spezifische Entropie	J/kgK
s_{Ri}	Rippendicke	m
s_x	Steigung des räumlichen Temperaturverlaufs	K/m
s_t	Steigung des zeitlichen Temperaturverlaufs	K/s
S	Entropie	J/K
\dot{S}	Entropiestrom	W/K
SSF	Storage Steadiness Factor	-
T	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$

\check{T}	Temperatur in Kelvin	K
t	Zeit	s
t_l, t_t	Longitudinaler / transversaler Rippenspitzenabstand	m
u	Spezifische innere Energie	J/kg
U	Innere Energie	J
v	Geschwindigkeit	m/s
w	Breite der Temperaturfront	m
w	Gewichtung	-
x, y, z	Kartesische Koordinaten	m
X_r, X_l	Transversaler / Longitudinaler Rohrabstand	m

Griechische Buchstaben

Symbol	Bedeutung	SI-Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² K
ζ	Druckverlustbeiwert	-
∂	Partielles Differential	-
Δ	Differenzwert	-
ε	Porosität des Besatzmaterials	%
ϵ	relative Abweichung	%
γ	Bewertungskoeffizient	-
Γ	Koeffizient zur Anpassung des Koordinatensystems	-
η_{el}	Elektrischer Wirkungsgrad	-
$\eta_{Ri}, \eta_{o,g}$	Rippenwirkungsgrad, Oberflächenwirkungsgrad	-
η_{Sp}	Ausnutzungsgrad des Speichers	%
η	Dimensionslose Länge (z-Richtung)	-
ξ	Dimensionslose Länge (x-Richtung), Reibungsbeiwert	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/mK
Λ	Dimensionslose Regeneratorlänge	-
μ	Dynamische Viskosität	Pas
∇	Nabla-Operator	-
Π	Dimensionslose Periode	-
Ψ	Energierückgewinnungsgrad	%
ρ	Dichte	kg/m ³
\mathcal{E}	Exergierückgewinnungsgrad	%
θ_a, θ_e	Anfangs- / Endtemperatur der Periode	-
σ	Standardabweichung	(-)
τ	Dimensionslose Zeit	-
$\Delta\tau_L, \Delta\tau_K$	Dimensionslose Zeit linearen / konst. Temperaturverlaufs	-

Superskripte

Symbol	Bedeutung
Λ	effektiver Wert
$\bar{\quad}$	mittlerer Wert
$'$	Beladepériode
$''$	Entladepériode
B	Bilanz

Indizes

Symbol	Bedeutung
0	Anfangswert, Sollwert
a	außen, Anfang
aus	austretender Stoffstrom
Allg	Allgemein
BM	Bereichsmittel
Brut	Brutto
e	Ende
eff	effektiv
ein	eintretender Stoffstrom
el	elektrisch
f	fluid
FS	Formsteine
g	gasförmig
h, H	heiß
hyd	hydraulisch
i, j, k	Index
i, in	innen
irr	irreversibel
k, K	kalt
Konv	Konvektion
KW	Kraftwerksblock
log	logarithmisch
lam	laminar
L	Luft
Leit	Leitung
max, min	maximal, minimal
Mod	Module
Net	Netto
Paras	parasitär
Part	Partikel
ppr	Durchgänge pro Reihe (<i>passes per row</i>)
P	Platten
PB	Packed Bed
r	Rohr
ref	Referenz
Reg	Regenerator
Ri	Rippe
Ripm	Rippen pro Meter
s	Solid (Feststoff)
turb	turbulent
SF	Solarfeld
Sp	Speicher
th	thermisch
u	Umgebung
U	Umfang

V	Verlust
vol	Volumenspezifisch
w	Wand
WÜ	Wärmeübertrager
zu	Zugeführter Wärmestrom

Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
ANDASOL	Parabolrinnenkraftwerk in Almeria, Spanien
CSP	Concentrated Solar Power
DAE	Differential Algebraic Equation
DFVLR	Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt
DGL	Differentialgleichung
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DSC	Differenzkalorimetrie
E	Erhalten
EBSILON	Simulationssoftware für Kraftwerksprozesse
FC	Finite Conductivity
FS	Formsteine
G-Fin	Formschlüssiges Verbindungsverfahren für Rohrrippen
H	Heizen
HD	Hochdruck
Hitec HTS	Wärmeträgermedium aus Flüssigsalz
HTF	Heat Transfer Fluid
I	Inaktiv
ISO	Isolation
K	Kühlen
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LAPACK	Linear Algebra Package, Softwareroutine
MATLAB	Matrix Laboratory, Programmierumgebung
ND	Niederdruck
NIST	National Institute of Standards and Technology, nist.gov
NTU	Number of Transfer Units
OCA	One Capacity Approach
OSF	Offset-Strip-Fin
P	Platten aus Beton
PB	Schüttung aus Basalt (von engl. Packed bed)
PEC	Performance Evaluation Criteria
PHOEBUS	Forschungsprojekt für solarthermische Kraftwerke
SIMULINK	Signalbasierte Simulationsumgebung, basierend auf MATLAB
SSF	Storage Steadiness Factor
SM	Simplified Model
SWS	Strom-Wärme-Strom
TCA	Two Capacity Approach
TCT	Heißdrahtmethode
TMPHS	Eigene Vektornotation für signalbasierte Stoffströme in SIMULINK
U	Umschaltphase
VP1	Synthetisches Wärmeträgeröl, Fa. Dow
ZCA	Zero Capacity Approach

ZWT Zwischenwärmeträgermedium

Kurzfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Analyse eines neuartigen Speicherkonzeptes für sensible Wärme – des CellFlux-Speicherkonzeptes – durchgeführt. Diese Analyse umfasst die Identifikation geeigneter Komponenten zur Umsetzung sowie die Abbildung des dynamischen Verhaltens des Gesamtsystems in einem Simulationsprogramm. Im Vordergrund steht ein Einsatz des Speichersystems in Kombination mit Kraftwerksprozessen. Die Funktionsfähigkeit des Konzeptes wird im Pilotmaßstab nachgewiesen. Auf Basis der erarbeiteten Entwurfsgrundlagen wird eine beispielhafte Anwendung des Speicherkonzeptes untersucht.

Gegenüber dem aktuellen Stand der Speichertechnik soll das CellFlux-Speicherkonzept eine Kostensenkung ermöglichen und gleichzeitig eine höhere Anwendungsflexibilität aufweisen. Hierzu werden kostengünstige Feststoffe als Speichermedien eingesetzt während Luft unter Umgebungsdruck zur Übertragung der thermischen Energie dient. Um das Konzept auch bei Anwendungsfällen einsetzen zu können, die flüssige Wärmeträgermedien oder druckbeaufschlagte Gase nutzen, wird das Speichersystem mit einem Wärmeübertrager kombiniert. Hier erfolgt die Wärmeübertragung zwischen dem Luftstrom und dem eigentlichen Arbeitsmedium. Wesentlich für eine erfolgreiche Umsetzung des CellFlux-Konzeptes ist die Abstimmung von Speichervolumen, Wärmeübertrager und Luftkreislauf.

In der vorliegenden Arbeit werden zunächst innovative Ansätze zur Gestaltung des Speichersystems diskutiert und entscheidende Einflussgrößen herausgearbeitet. Auf dieser Grundlage erfolgt eine Charakterisierung des Wärmeübertragers und des Speichervolumens. Hierzu werden in der Programmierumgebung MATLAB eigene Auslegungsmodelle implementiert. Mit Hilfe der Programme erfolgt eine umfassende Analyse des Speichervolumens unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Betriebsweise und geometrischer Einflussgrößen. Dabei wird deutlich, wie die zulässige Änderung der Austrittstemperatur ΔT_e das Betriebsverhalten und damit auch die Größe des Speichervolumens beeinflusst.

Da noch keine belastbaren Kostendaten verfügbar sind, sollen die Ergebnisse so vorbereitet werden, dass spätere ökonomische Untersuchungen stattfinden können. Um die transienten Temperaturverläufe aus dem Speichervolumen charakterisieren zu können, wird eine neue Kenngröße, der Storage Steadiness Factor (SSF) vorgestellt, mit der sich diese anhand einer analytischen Gleichung rekonstruieren lassen. Am Beispiel solarthermischer Parabolrinnenkraftwerke werden zwei Bewertungsansätze entworfen und angewendet. Der erste dieser Ansätze vereinfacht die Problemstellung durch Ableitung von Randbedingungen, wie es gewöhnlich in der Literatur angewandt wird. Dadurch können die zuvor berechneten Ergebnisse genutzt werden, was den Rechenaufwand signifikant verringert. Die Bewertung erfolgt anhand eines exergetischen Wirkungsgrads. Für den neuartigen zweiten Ansatz wird das Speichersystem mit dem Kraftwerksblock gekoppelt. Die Bewertung erfolgt anhand der mit dem Speicher produzierbaren Strommenge. Beide Ansätze verwenden das gleiche Energieangebot als gemeinsame Vergleichsgrundlage. Um zugleich die vorgegebenen Auslegungsparameter einzuhalten, wird ein Minimierungsalgorithmus eingesetzt. In Verbindung mit den Auslegungsergebnissen der Wärmeübertrager ergeben sich so für beide Ansätze pareto-optimale Speicherkonfigurationen, die sich in kompakten Kennfeldern darstellen lassen. Mit dem neuen Ansatz können dabei genauere Auslegungsrechnungen durchgeführt werden. Es werden weitere Verbesserungsmöglichkeiten des Speichersystems, wie eine asymmetrische Betriebsweise und die Modularisierung des Speichervolumens, identifiziert.

Zum experimentellen Funktionsnachweis wird eine Großanlage mit 100 kW thermischer Leistung bei 10 m Bettlänge und einem Speichervolumen von 30 m³ aufgebaut und in Betrieb genommen. Dabei wird erstmals ein horizontal durchströmtes Speichervolumen realisiert. Neben umfangreichen Inbetriebnahmeversuchen zur Sicherstellung konsistenter Ergebnisse, wird auch die Gleichverteilung der Strömung untersucht. Letztere führte in bisherigen Veröffentlichungen zu signifikanten Unsicherheiten. Die entwickelten Simulationsprogramme werden anhand verschiedener Versuchsergebnisse validiert. Anhand weiterer Versuche wird eine neue Nusselt-Korrelation für den inneren Wärmeübergang hergeleitet und es wird gezeigt, dass kürzere Stillstandszeiten des Regenerators von einigen Stunden nahezu keinen Einfluss auf das innere Temperaturprofil haben. Für Formsteine wird eine neue Druckverlustkorrelation hergeleitet. Dabei zeigt sich, dass der Druckverlustbeiwert in der Pilotanlage, aufgrund der ungenaueren Ausrichtung des Besatzmaterials, etwa 50 % höher als in zuvor ermittelten Teststandsversuchen ausfällt. Mit den gewonnenen Erkenntnissen können die Modelle für die Simulation größerer Speicherkonfigurationen verbessert werden.

Zum Nachrechnen einiger Konfigurationen wird in SIMULINK ein weiteres Simulationsprogramm entwickelt, in dem sich Systemkomponenten beliebig verschalten lassen. Mit den realistischen Temperatur- und Massenstromverläufen eines Solarfelds wird abschließend das dynamische Verhalten einiger Konfigurationen untersucht. Dabei zeigt sich, dass für Konfigurationen mit geringer zulässiger Änderung der Austrittstemperatur eine zusätzliche Regelung des Ölmassenstroms notwendig ist, um die Auslegungserträge zu erreichen. Bei weiteren Simulationen mit halbiertem Strahlungsangebot zeigt sich, dass bei Speicherkonfigurationen mit möglichst hoher zulässiger Änderung der Austrittstemperatur der Stromertrag mit 40 % am wenigsten sinkt.

Abstract

In this thesis, a new concept for sensible thermal energy storage, the CellFlux-concept, is analyzed. This analysis encompasses the identification of suitable components for a successful implementation as well as dynamic modeling of the full system within a simulation environment. Focus lies on utilization with solar thermal power plants. The concept is proven by a pilot scale test facility. Based on the sizing concepts, an example configuration is derived and thoroughly investigated.

The CellFlux-concept aims for significant cost reductions and higher application flexibility when compared to the current state-of-the-art for thermal energy storage. Cost effective solids are used as storage materials, while air at ambient pressure transfers heat to or from the storage material. To allow for pressurized or liquid working fluids as well, a heat exchanger is utilized to transfer heat between the working fluid and the air. Crucial for the success of the CellFlux-concept is the adjustment of storage volume, heat exchanger and air cycle.

As a first step, innovative designs of the storage system are discussed and major influencing variables are identified. On this basis, heat exchanger and storage volume are characterized. This is achieved by the development and implementation of sizing routines in the MATLAB programming environment. Supported by these tools, a comprehensive analysis of the storage volume under simultaneous consideration of both geometric and systemic influences is performed. It is shown that the permitted change in exit temperature ΔT_e influences the operational behavior and eventually the size of the storage volume.

Since no reliable costs for such systems are available, the results must be conditioned in a way that allows subsequent economic studies. To characterize the transient progression of the exit temperatures of the storage volume, a newly developed characteristic number, the storage steadiness factor (SSF), is introduced. The transient progression of the exit temperature can be reconstructed from the SSF by an analytical function afterwards. Based on two example solar thermal parabolic trough power plants, two possible assessment approaches are developed and applied. The first one simplifies the complexity of the problem by deriving constant boundary conditions, as commonly applied in the literature. Through this derivation, previously calculated solutions are applied, thereby significantly reducing the necessary computational effort. As a final step in this assessment an exergetic rating is used. For the second approach, the storage system is coupled with a model of a solar thermal power plant. The final step in this assessment culminates in the electricity produced from the thermal energy. Both approaches use the same amount of initially available thermal energy as a common basis for the comparison. A minimization routine is used to satisfy given boundary conditions. In conjunction with the sizing results of the heat exchanger, pareto-optimal storage system configurations are identified, which are visualized in compact characteristic maps. With the second approach, the precision of the sizing calculations is significantly increased. Furthermore, it is shown that the storage system can be improved by an asymmetric operation strategy or the modularization of multiple storage volumes.

For the experimental proof-of-concept, a large scale plant with 100 kW thermal power, a bed length of 10 m and 30 m³ in volume is built and commissioned. For the first time, the storage volume is arranged in a horizontal flow direction. In addition to comprehensive commissioning experiments to guarantee consistent results, the flow stratification is investigated. The latter has led to significant uncertainties in prior studies. The developed computer models of the storage system are validated by various experiments. A new Nusselt-

correlation for the inner heat transfer is deduced from experiments and it is shown that stand-by periods shorter than a few hours have virtually no impact on the inner temperature profile of the storage volume. For regularly shaped bricks with inner flow channels a new pressure loss correlation is derived. Results show that deviations in the alignment of the bricks can increase the predicted pressure drop by 50 % when compared to preliminary test rig results. The new insights allow an improvement of further simulations of large scale systems.

For a detailed final investigation, another simulation tool is developed in SIMULINK which allows for an arbitrary interconnection of the system components. Alongside with realistic exit temperatures and mass flow rates from a solar field as input data, several storage system configurations are investigated. It is shown that for those configurations with only a small allowable change in exit temperature, additional control of the mass flow rates is necessary, if the predicted electricity yield is to be achieved. Further simulations with halved thermal energy supply show that storage configurations with a large permitted change in exit temperature are favorable, since they have the comparatively lowest decrease in electricity yield of only 40 %.

1 Einleitung

Aufgrund der Verknappung der fossilen Energieträger und der aus ihrer Nutzung folgenden Umweltauswirkungen gewinnt die Speicherung von Energie als Option zur Steigerung der Energieeffizienz an Bedeutung. Mit thermischen Energiespeichern werden Angebot und Bedarf von Wärme zeitlich entkoppelt. Anwendung finden thermische Energiespeicher über breite Leistungs- und Temperaturbereiche hinweg. Für den mittleren bis hohen Temperaturbereich von 200 °C bis 800 °C sind kommerzielle Speichersysteme auf dem Markt verfügbar. Anwendungsgebiete sind Prozesswärmeanwendungen und solarthermische Kraftwerke. Die thermische Energie zur Versorgung des Speichers ist in nahezu allen Fällen an ein Primärwärmeträgermedium gebunden. Im Folgenden wird hierfür die englische Bezeichnung HTF (*Heat Transfer Fluid*) verwendet. Speziell für Prozesse, bei denen flüssige oder druckbeaufschlagte HTF eingesetzt werden, hat sich der Zweitank-Flüssigsalz Speicher etabliert. Aufgrund der hohen Kosten für das Flüssigsalz ist das Potential zur Kostenreduktion hier jedoch nahezu erschöpft. Gegenstand dieser Arbeit ist daher ein neuartiges Speichersystem mit dem Ziel, die Kosten gegenüber dem Stand der Technik signifikant zu senken und dadurch einen entscheidenden Beitrag zum weiteren Ausbau erneuerbarer Energien zu leisten. So wird für den deutschen Strommarkt ein steigender Bedarf zur Flexibilisierung vorhergesagt [1], so dass z.B. *Kraft-Wärme-Kopplung* (KWK) und *Strom-Wärme-Strom* (SWS) Speicher potentielle, neue Anwendungsgebiete darstellen. Hierfür soll das System flexibel über weite Temperaturbereiche, sowie für verschiedene Wärmeträgermedien und Leistungsbereiche einsetzbar sein.

In diesem Kapitel wird eine Übersicht über Speichersysteme für den mittleren bis hohen Temperaturbereich gegeben. Anschließend wird das neue Speichersystem vorgestellt und die sich daraus ableitenden Fragestellungen werden formuliert.

1.1 Speichersysteme für den mittleren bis hohen Temperaturbereich

Hinsichtlich ihres Funktionsprinzips lassen sich Speichersysteme grundsätzlich in drei Arten unterteilen [2].

Die erste Art bilden Latentwärmespeicher, welche die Phasenwechselenthalpie eines Speichermaterials ausnutzen. Aufgrund des Phasenwechsels arbeiten diese Speicher nahezu isotherm und es werden vergleichsweise hohe Energiedichten erreicht. Gewöhnlich sind diese Speicher aus einem in das Phasenwechselmaterial eingebetteten Wärmeübertrager aufgebaut, in dessen Innerem ein Wärmeträgermedium strömt. Diese Kopplung von Leistung und Kapazität wirkt sich nachteilig auf die Entladeleistung des Speichers aus, da bereits erstarrtes Phasenwechselmaterial den Wärmedurchgang hemmt [3]. Neuere Ansätze, die dieses Problem durch Trennung von Leistung und Kapazität umgehen, befinden sich derzeit in der Entwicklung [4].

Die zweite Art sind thermochemische Speicher, die die Reaktionswärme einer chemischen Reaktion ausnutzen. Diese haben die Vorteile, höchste Energiedichten und theoretisch unbegrenzte Standzeiten zu erreichen. Aufgrund der chemischen Reaktion finden die Speicherung und Freisetzung von thermischer Energie ebenfalls isotherm statt. Das Temperaturniveau kann zwar durch Anpassung des Drucks reguliert werden, allerdings lassen sich z.B. gasförmige Reaktionsprodukte nur aufwändig speichern und enthalten häufig noch große Mengen Energie. Diese Energie muss anderweitig genutzt und bei der Entladung des

Speichers wieder bereitgestellt werden. Geschieht dies nicht, sinkt der Wirkungsgrad des Speichers signifikant ab [5].

Die dritte Art sind sensible Wärmespeicher. Die Speicherung von thermischer Energie geht hierbei mit einer Temperaturänderung des Speicherinventars einher. Sensible Wärmespeicher bieten ein weitläufiges Einsatzfeld, insbesondere für die Speicherung von Niedertemperaturwärme im Hausgebrauch oder von saisonaler Wärmespeicherung. Für den mittleren und hohen Temperaturbereich existieren verschiedene Unterarten sensibler Wärmespeicher, die aufgrund der Relevanz zur vorliegenden Arbeit im Folgenden beschrieben werden. Eine umfassende Übersicht aktueller Speichertechniken für Kraftwerke geben Gil et al. [2] und Medrano et al. [6].

Winderhitzer

Im Hüttenwesen werden sensible Wärmespeicher seit ungefähr 150 Jahren als sogenannte Winderhitzer zur Wärmerückgewinnung von Hochöfen eingesetzt. Dies ist ökonomisch sinnvoll, weil für den Aufheizvorgang große Mengen thermischer Energie benötigt werden und sich zugleich hohe Abgastemperaturen ergeben. Die Arbeitsweise wird in zwei Perioden unterteilt. In der Heißperiode wird in einem Brennschacht Gichtgas aus den Schmelzöfen verbrannt. Dieses durchströmt anschließend ein hochtemperaturfestes Speicherinventar und gibt seine Energie an dieses ab. Das abgekühlte Brenngas wird in die Umgebung entlassen. Nach etwa einer Stunde folgt die Kaltperiode. Hier wird Umgebungsluft durch den Winderhitzer geblasen, um die Verbrennungsluft für den Ofen vorzuwärmen. Somit stellt der Winderhitzer einen zyklisch arbeitenden indirekten Wärmeübertrager, auch *Regenerator* genannt, dar. Da bei der Wärmerückgewinnung durch Winderhitzer das Temperaturniveau nachrangig ist, erfolgt die Auslegung unter rein energetischen und mechanischen Gesichtspunkten. Der Einsatz von Winderhitzern führte zu den Anfängen der wissenschaftlichen Untersuchung von Regeneratorspeichern in den späten 1920er Jahren. Erste Untersuchungen von Anzelius [7], Nusselt [8], Furnas [9] und Schumann [10] beschränkten sich auf das sogenannte Single-Blow Problem, der einmaligen Durchströmung des Regeneratorspeichers. Der von Schumann gewählte Modellansatz wird wegen der Existenz von analytischen Lösungen bei gleichzeitig hohem Detaillierungsgrad in der Literatur häufig verwendet. Erste Arbeiten zur periodischen Betriebsweise gehen auf Nusselt [8] und Hausen [11] zurück. In den 70er Jahren hat der Regeneratorspeicher in der weltweiten Energiekrise neue Bedeutung erlangt, wobei ein umfassendes Standardwerk von Schmidt & Willmott [12] die bisherigen theoretischen Arbeiten zusammenfasst und durch eigene ergänzt. Ende der Neunziger Jahre wurden neuere numerische Methoden mit Schwerpunkt auf die Dynamik von Regeneratoren von Willmott zusammengefasst [13]. Eine sehr gut aufbereitete Übersicht verschiedener numerischer Modellansätze mit einem abschließenden Vergleich gibt Ismail [14].

Direkt durchströmte Regeneratorspeicher für Kraftwerksanwendungen

In den letzten Jahrzehnten erlangte der Regeneratorspeicher durch den Einsatz in solarthermischen Kraftwerken erneut Bedeutung. Im Gegensatz zum Winderhitzer liegen die Schwerpunkte zur Auslegung von *Regeneratorspeichern für Kraftwerksanwendungen* in der Minimierung exergetischer Verluste [15]. Ein Einsatzgebiet sind Turmkraftwerke, bei dem Luft in einem zentral angeordneten Receiver erhitzt wird und bei atmosphärischem Druckniveau einen Regenerator mit keramischem Speicher material durchströmt. Theoretische Arbeiten mit Fokus auf den Speicher wurden bereits in den 80er Jahren bei der DFVLR (*Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt*), dem Vorgänger des heutigen DLR, durchgeführt [16]. Im Rahmen des PHOEBUS-Projekts wurde ein solcher Speicher für Temperaturen bis 700 °C mitbetrachtet [17]. Am DLR wurde eine Versuchsanlage mit einem zwei Meter langen Speicherbett betrieben [18]. Glück [19] und Taut [20] untersuchten Verbesserungsmöglichkeiten mit Phasenwechselmaterialien am Ein- und Austritt

des Regenerators für Temperaturen bis zu 1000 °C. Eine systematische Untersuchung zu Speichern mit keramischen Materialien findet sich in [21]. Zanganeh [22] untersuchte einen kegelstumpfförmigen Schütttspeicher aus Basalt mit drei Meter Bettlänge und einem Durchmesser von 2,5 bis 3,5 Metern. Das Anwendungsgebiet sind Industrieprozesse bei Temperaturen bis zu 640 °C. Eine etwas ältere Übersicht geben Beasley et al. [23]. Ein aktuelles Review über Schütttspeicher wurde von Singh et al. [24] veröffentlicht.

Betonregeneratoren

Bei der Anwendung in Parabolrinnenkraftwerken werden derzeit flüssige HTF eingesetzt. Das HTF (z.B. Thermoöl) durchströmt einen in das Speichermaterial eingebetteten Wärmeübertrager. Die Wärme wird somit ausschließlich durch Leitung in das Speichermaterial übertragen. Gleichzeitig weisen die eingesetzten kostengünstigen Speichermaterialien, wie z.B. Beton, eine geringe Wärmeleitfähigkeit auf. Zum Ausgleich sind große Wärmeübertrageroberflächen notwendig – verbunden mit hohen Kosten für den Wärmeübertrager. Die Funktionsfähigkeit des Konzepts wurde experimentell zunächst im Labormaßstab [25] und später mit einer Demonstrationsanlage mit 400 kWh und einem Arbeitstemperaturbereich von 300 °C bis 400 °C nachgewiesen [26]. Ratzesberger [27] untersuchte Verbesserungsmöglichkeiten in Kombination mit Phasenwechselmaterialien und Stückle [28] den Einsatz zur Direktverdampfung.

Adiabate Druckluftspeicherkraftwerke

Ein neuartiges Einsatzfeld für Regeneratorspeicher ist die Nutzung in *adiabaten Druckluftspeichern* [29]. Diese funktionieren ähnlich wie herkömmliche Druckluftspeicherkraftwerke bei denen überschüssige elektrische Energie dazu genutzt wird, Luft zu komprimieren und in unterirdischen Kavernen zu speichern. Diese Druckluft wird bei der Entladung zum Antrieb einer Turbine genutzt, wobei bisher die Luft vor der Expansion durch Erdgas erhitzt wird. Adiabate Systeme benötigen kein Erdgas. Stattdessen wird die gespeicherte Kompressionswärme bei der Entladung zur Erwärmung der Luft verwendet. Die komprimierte Luft wird vor der Speicherung durch einen druckbeaufschlagten Regeneratorspeicher geleitet, wo sie ihre Wärme abgibt. Zur Entladung des Speichers wird die Luft über den Speicher wieder vorgewärmt und in einer Turbine entspannt.

Zweitank-Flüssigsalzspeicher

Für den Einsatz in solarthermischen Kraftwerken mit flüssigen HTF stellt der Zweitank-Flüssigsalzspeicher den Stand der Technik dar [30]. Als Speichermedium wird flüssiges Salz verwendet, welches zur Speicherung von Energie in einem Wärmeübertrager erwärmt wird. Das anfänglich kältere und das erwärmte Salz werden in zwei voneinander getrennten Tanks gespeichert. Durch Umkehr des Prozesses kann der Speicher wieder entladen werden. In CSP (*engl. Concentrated Solar Power*) Anwendungen wird ein druckloses Gemisch aus 60 % Natriumnitrat (NaNO_3) und 40 % Kaliumnitrat (KNO_3) eingesetzt. In kommerziell eingesetzten Turmkraftwerken wie *Solar Two* oder *Gemasolar* [31] findet eine direkte Wärmezufuhr im Receiver statt, wobei das Salz von 290 °C auf 565 °C aufgeheizt wird. In den *ANDASOL* Parabolrinnenkraftwerken [32] wird Thermoöl als HTF eingesetzt. Hier findet die Wärmezufuhr indirekt über einen Wärmeübertrager statt. Die Temperaturspanne ist dabei durch das Thermoöl auf den Bereich zwischen 290 °C und 390 °C begrenzt. Die untere Grenze der Temperaturspanne ist durch die Erstarrungstemperatur des Salzes limitiert.

Eintank-Flüssigsalzspeicher

Für eine Kostenersparnis gegenüber dem Zweitank-Flüssigsalzspeicher, wird die Möglichkeit untersucht, Salzvolumen durch den Einsatz eines Füllmaterials einzusparen [33]. Zudem kann auf einen zweiten Tank verzichtet werden. Hierzu wird ein einzelner Tank mit einem Füllmaterial und Flüssigsalz befüllt. Das zu erwärmende Salz wird am Tankboden abgeführt, erwärmt und von oben wieder zugeführt. Aufgrund von Dichteunterschieden vermischen sich

die unterschiedlich temperierten Salzsichten nicht. Durch die so entstehende Temperaturschichtungszone im Inneren des Speichers wird dieser Speicher auch *Thermocline*-Speicher genannt. Durch die entstehende Temperaturschichtungszone kann das Speichervolumen nicht vollständig ausgenutzt werden, so dass etwa 30 % mehr Tankvolumen notwendig sind. Für einen langfristigen Einsatz ist ein gegenüber dem Flüssigsalz chemisch stabiles Füllmaterial notwendig. Das Konzept wurde anhand einer Versuchsanlage mit 2,4 MWh Kapazität untersucht.

1.2 Das CellFlux-Konzept

Beim derzeitigen Stand der Technik thermischer Energiespeicher für CSP-Anwendungen, dem Zweitank-Flüssigsalz Speicher, sind die Kosten für das Speichermaterial dominant. Etwa 50 % der Kosten werden durch das Salz verursacht, sodass das weitere Kostenreduktionspotential gering ist [30]. Zudem werden weitere Kosten durch eine erforderliche Begleitheizung verursacht, die ein Erstarren des Salzes verhindert.

Signifikante Einsparungen lassen sich nur mit einem kostengünstigen Feststoffspeichermaterial erreichen. Diese Überlegung führte zur Entwicklung von Betonregeneratoren, die jedoch die geringe Wärmeleitfähigkeit des Betons mit einer großen, wärmeübertragenden Fläche kompensieren müssen [34]. Eine große wärmeübertragende Fläche ist mit einer Vergrößerung des in den Beton eingebetteten Wärmeübertragers verbunden. Durch diese Einschränkung liegen die Kosten für Betonregeneratoren im Bereich des Zweitank-Flüssigsalzsystems [35].

Um das Problem der geringen Wärmeleitfähigkeit des im Betonregenerator eingesetzten Speichermaterials zu umgehen, ist ein direkter Kontakt zwischen Wärmeträgermedium und Speichermaterial erforderlich. Auf diese Weise lassen sich ohne weitere Kosten eine wesentlich größere wärmeübertragende Oberfläche und kurze Wärmeleitwege realisieren, da nur die Geometrie des Speichermaterials modifiziert werden muss. Problematisch dabei ist jedoch, dass die eingesetzten HTF wie Thermoöl, Flüssigsalze oder Dampf (zum Einsatz in einer Turbine) nicht in direkten Kontakt mit den infrage kommenden Feststoffen gebracht werden können. Ein solches Wärmeträgermedium müsste folgende Eigenschaften *gleichzeitig* in sich vereinen:

1. *Drucklos*: Ein druckbeaufschlagtes Wärmeträgermedium, wie z.B. Dampf oder Thermoöl, würden einen druckfesten Speicherbehälter erfordern. Dies führt zu einem deutlichen Kostenanstieg.
2. *Chemisch stabil*: Untersuchungen mit Salzen und Thermoöl haben ergeben, dass diese bei längerem Kontakt mit silikathaltigen Stoffen, wie kostengünstige Naturmaterialien, degenerieren [36]. Dampf kann nicht in der erforderlichen Reinheit für den Einsatz in einer Dampfturbine gehalten werden.
3. *Kostengünstig*: Wird das Wärmeträgermedium von einem mikroporösem Speichermaterial absorbiert, so wird die absorbierte Menge zusätzlich benötigt. Sehr kostenintensive Stoffe, wie z.B. Thermoöl oder flüssige Metalle, scheiden daher aus.
4. *Umweltverträglich*: Umweltgefährdende Flüssigkeiten, wie z.B. Thermoöl, Nitratsalze oder Schwermetalle, führen zu erheblichen Kosten bei der Entsorgung des kontaminierten Speichermaterials. Mögliche Umweltschäden während des Betriebs stellen zudem ein erhebliches Sicherheits- und Kostenrisiko dar.

Da kein solches Wärmeträgermedium im flüssigen Aggregatzustand existiert, muss ein gasförmiges Zwischenwärmeträgermedium eingesetzt werden. Dies ist der Ansatz des CellFlux-Konzepts. Abb. 1.1a veranschaulicht das Funktionsprinzip während des Beladevorgangs. Die Wärme wird mittels eines Wärmeübertragers an ein gasförmiges *Zwischenwärmeträgermedium* (ZWT) übertragen, welches seine Energie im direkten Kontakt

an das Speichermaterial abgibt. Das Speichermaterial befindet sich im Inneren eines Speichervolumens und stellt damit einen Regenerator dar. Das Zwischenwärmeträgermedium befindet sich in einem geschlossenen Kreislauf und wird durch einen Ventilator umgewälzt. Das ZWT hat nur einen geringen Überdruck zur Überwindung von Druckverlusten. Während des Beladevorgangs bildet sich eine Temperaturschichtungszone im Inneren des Regenerators aus, die sich langsam in Strömungsrichtung durch diesen hindurchbewegt. Erreicht die Temperaturschichtungszone den Austritt des Regenerators, beginnt die Austrittstemperatur langsam anzusteigen. Überschreitet die Austrittstemperatur eine festgelegte Grenze, so ist der Beladevorgang beendet. Zum Entladen des Speichers muss der Prozess umgekehrt ablaufen. Der Entladevorgang ist in Abb. 1.1b dargestellt. Das Zwischenwärmeträgermedium durchströmt den Regenerator jetzt in umgekehrter Richtung und nimmt dort thermische Energie auf, die über den Wärmeübertrager wieder an das flüssige HTF abgegeben wird. Um im Wärmeübertrager eine Gegenstromführung beizubehalten, strömt nun das HTF in umgekehrter Richtung durch den Wärmeübertrager. Auch die Temperaturschichtungszone bewegt sich in umgekehrter Richtung. Bei Erreichen des Speicheraustritts findet ein Temperaturabfall der Austrittstemperatur statt. Sobald die vorher festgelegte Grenztemperatur erreicht ist, ist der Entladevorgang beendet.

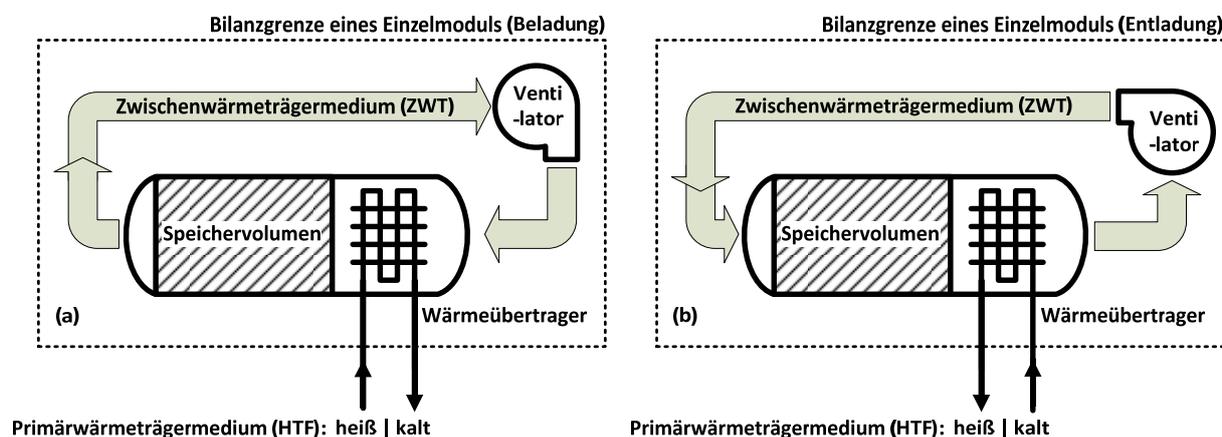


Abb. 1.1: Arbeitsprinzip des CellFlux Konzepts: (a) Beladung des Speichers, (b) Entladung des Speichers

Im direkten Vergleich zum Betonregenerator besteht ein CellFlux-Speicher zwar ebenfalls aus einem kostengünstigen Feststoffspeichermaterial und einem Wärmeübertrager. Durch die Trennung dieser beiden Komponenten wird jedoch eine erheblich bessere Ausnutzung des Wärmeübertragers erreicht, da dieser stets mit maximaler Leistung betrieben werden kann. Darüber hinaus existieren zahlreiche weitere Vorteile des beschriebenen Systems. Im Gegensatz zu Flüssigsalzen sind eingesetzte Feststoffe häufig lokal verfügbar. Das System ist sehr flexibel, da es mit unterschiedlichen flüssigen Wärmeträgermedien und auf unterschiedlichen Temperaturniveaus betrieben werden kann. Damit kann es auch für neuartige Anwendungsgebiete wie KWK und SWS eingesetzt werden. Sämtliche eingesetzten Materialien und Wärmeträger sind umweltverträglich und kostengünstig zu entsorgen. Zuletzt sind mögliche Betriebsrisiken minimal, da das System drucklos ist.

1.3 Inhalte und Aufgabenstellung

Das CellFlux-Speicherkonzept hat gegenüber dem Stand der Technik durch eine neuartige Kombination von Speichersystemkomponenten das Potential, die Kosten von Speichern für flüssige HTF signifikant zu senken. Um dieses Potential auszuschöpfen, ist eine präzise Abstimmung der Hauptkomponenten unter gleichzeitiger Berücksichtigung komplexer dynamischer Wechselwirkungen sowie zahlreicher weiterer Einflussgrößen notwendig. So ist

eine besondere Eigenschaft der Temperaturschichtungszone im Regenerator, dass sich diese stetig verbreitert. Nur durch größere Temperaturdifferenzen zu Beginn der Umschaltvorgänge wird diese wieder geschmälert. Dieser Effekt ist umso stärker, je größer die vorhergegangene zulässige Änderung der Austrittstemperatur war. Ist diese aufgrund von Einschränkungen durch den nachgeschalteten Prozess gering, muss eine breite Temperaturschichtungszone akzeptiert werden. Dies führt jedoch zu einem geringen Ausnutzungsgrad und damit zu hohen Kosten für den Regenerator. Auf die sich daraus ergebenden Wechselwirkungen zwischen Speicherausnutzung und den nachgeschalteten Prozess wird in dieser Arbeit besonders eingegangen. Neben dem Systemverhalten sind die Kosten des im CellFlux-System eingesetzten Wärmeübertragers eine weitere bedeutende Größe. Der Gas-Flüssig-Wärmeübertrager benötigt aufgrund der geringen volumetrischen Wärmekapazität der Luft eine sehr große Oberfläche, um eine vergleichbare Wärmeleistung wie die des Flüssig-Flüssig-Wärmeübertragers im Zweitank-Flüssigsalzsystem zu erreichen. Treibende Temperaturdifferenzen und parasitäre Verluste haben hier einen großen Einfluss auf die Investitions- und späteren Betriebskosten.

Aufgrund der vielfältigen Einflussgrößen bleibt die genaue Gestaltung möglicher Systemkonfigurationen noch gänzlich unklar. Im Rahmen dieser Arbeit werden daher Entwurfsgrundlagen erarbeitet und Realisierungsvarianten identifiziert, sowie der Nachweis über die Funktionsfähigkeit des CellFlux-Systems erbracht. Da in der frühen Entwicklungsphase noch keine relevanten Kostendaten verfügbar sind, wird in dieser Arbeit eine Entwurfsmethodik entwickelt, die auf rein technischen Kriterien basiert. So kann auf Kostenrechnungen zunächst verzichtet werden. Diese Methodik wird am Beispiel eines solarthermischen Parabolrinnenkraftwerks angewandt. Weiterhin werden in dieser Arbeit flexibel erweiterbare Simulationswerkzeuge entwickelt, um CellFlux-Speicher im Zusammenhang mit aktuellen und zukünftigen Prozessen auslegen und tiefgreifender untersuchen zu können. Die gewonnenen Erkenntnisse und Simulationswerkzeuge ermöglichen die Entwicklung von Speichersystemen für zukünftige Anwendungsgebiete wie z.B. KWK und SWS-Speicher. Zum Nachweis der Funktionsfähigkeit des Systems und zur Validierung der Simulationsmodelle wird eine Versuchsanlage in einem relevanten Maßstab geplant und realisiert.

Das Vorgehen dieser Arbeit gliedert sich daher wie folgt:

Kapitel 2 beinhaltet einige einleitende Überlegungen. Es werden die sich aus einem Parabolrinnenkraftwerk ergebenden Randbedingungen definiert. Weiterhin werden mögliche Bauformen für den Wärmeübertrager und neuartige Gestaltungsmöglichkeiten des Regenerators vorgestellt und diskutiert. Anschließend wird ein einfaches Verfahren zur Vorauswahl möglicher Zwischenwärmeträgermedien vorgestellt.

Durch die so getroffene Vorauswahl können geeignete Modelle implementiert werden, die in Kapitel 3 beschrieben werden. Zunächst werden Modelle zur Auslegung des Speichersystems benötigt, die umfangreiche Parametervariationen erlauben. Die Auslegungsmodelle werden mit einem Minimierungsalgorithmus gekoppelt, um gleichzeitig auslegungsrelevante Nebenbedingungen einzuhalten. Um die Rechenzeiten auf einige Tage zu beschränken, müssen Vereinfachungen getroffen werden. Die Modelle werden in der Simulationsumgebung MATLAB implementiert. Weiterhin wird ein detailliertes Simulationsmodell entwickelt, bei dem konkrete Systemkonfigurationen realistisch abgebildet und deren dynamisches Verhalten analysiert werden können. Das Modell muss daher modular aufgebaut sein und sich leicht erweitern lassen. Hierfür werden detailliertere Modelle entwickelt und in der Simulationsumgebung SIMULINK implementiert. Für den Wärmeübertrager wird ein dynamisches Modell implementiert. Zum Schluss wird auf die getroffenen Annahmen, verwendeten Korrelationen

sowie die Diskretisierung und Lösung der zugrunde liegenden Differentialgleichungen eingegangen.

Mit Hilfe der implementierten Auslegungssoftware wird nachfolgend eine Versuchsanlage dimensioniert und aufgebaut, auf die in Kapitel 4 eingegangen wird. Die Versuchsanlage dient dem experimentellen Funktionsnachweis des CellFlux-Speichersystems und besitzt daher eine Größe über den üblichen Labormaßstab hinaus. Dadurch treten zwar andersartige Fehlereinflüsse auf, die zunächst quantifiziert werden müssen, jedoch werden Wärmeverluste und Randströmungen stark minimiert. Diese haben in bisherigen Arbeiten meistens zu erheblichen Ungenauigkeiten der Messergebnisse geführt. Zudem können aufgrund des großen Speichervolumens Effekte wie die dynamische Entwicklung einer Temperaturschichtung im Regenerator oder lokale Druckverlustunterschiede experimentell untersucht werden.

In Kapitel 5 erfolgt eine systematische Charakterisierung der beiden Hauptkomponenten des Speichersystems, welche die Grundlage für die spätere Bewertung bildet. Die endgültige Bewertung eines Speichersystems kann letztendlich nur unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten erfolgen. Damit müssen normalerweise schon zu einem frühen Entwicklungsstand Annahmen getroffen werden, die aufgrund veränderlicher Preisentwicklung auf den Märkten schnell ihre Gültigkeit verlieren. Es bedarf daher einer Methode, bei der die Ergebnisse der technischen Analyse unter Berücksichtigung aktueller Kostenparameter eine zügige, wirtschaftliche Analyse einer gewählten Speicherkonfiguration ermöglichen. Die Herausforderung hierbei ist, die komplexen Zusammenhänge zwischen der Dynamik des Speichers und den maßgeblichen Geometrie Größen, die letztendlich entscheidend für einen wirtschaftlichen Erfolg sind, systematisch darzustellen. Für den Wärmeübertrager werden hierzu relevante Einflussgrößen herausgearbeitet und mit Hilfe des Auslegungsmodells geeignete Konfigurationen ausgelegt. Im Zusammenhang mit dem Regeneratorspeicher wird analog vorgegangen. Hierbei wird ein besonderer Schwerpunkt auf die zulässige Änderung der Austrittstemperatur gelegt, da deren Einfluss signifikante Auswirkungen auf das dynamische Verhalten des Speichersystems und die notwendige Steinmasse hat. Dieser Einfluss hat in bisherigen Veröffentlichungen wenig Beachtung gefunden. Es wird eine neue Kenngröße definiert, mit der der zeitliche Verlauf der Austrittstemperatur in Abhängigkeit ihrer zulässigen Änderung ohne erneute numerische Berechnung rekonstruiert werden kann. So können die Simulationsergebnisse zu späteren Zeitpunkten unter geänderten Maßstäben neu bewertet werden.

In Kapitel 6 werden konkrete Anlagenkonfigurationen am Beispiel zweier solarthermischer Parabolrinnenkraftwerke ausgelegt und bewertet. Die Kraftwerke arbeiten bei unterschiedlichen Temperaturniveaus. Das erste Kraftwerk verwendet Thermoöl VP1 und arbeitet im Temperaturbereich zwischen ca. 290 °C bis 390 °C. Das zweite arbeitet mit Hitec HTS und arbeitet im Temperaturbereich von 210 °C bis 510 °C. Durch die doppelt so hohe Temperaturspreizung ergibt sich eine interessante Vergleichsmöglichkeit, da der ZWT-Massenstrom bei gleicher Leistung halbiert werden kann. Für die Bewertung werden zunächst bisherige Methoden vorgestellt. Im Vergleich zeigt sich, dass eine simultane Betrachtung sämtlicher Einflussgrößen, insbesondere die dynamische Wechselwirkung mit dem nachgeschalteten Prozess bisher noch nicht durchgeführt wurde. In einer umfassenden Untersuchung werden daher zwei Bewertungskonzepte angewendet und die Ergebnisse miteinander verglichen. Das erste Konzept basiert auf einer Bewertung der aus dem Speicher rückgewinnbaren Exergie aus einem vorgegebenen Energieangebot. Die sich ergebenden Randbedingungen werden aus dem Kraftwerksprozess abgeleitet, wodurch sich die Problemstellung deutlich vereinfacht. Die Methodik ermöglicht die Nutzung der vorbeschriebenen Charakterisierung der Systemkomponenten. Das zweite Bewertungskonzept beinhaltet die Wechselwirkung mit dem nachgeschalteten Kraftwerksprozess. Hierdurch ergeben sich deutliche Fluktuationen der Randbedingungen, wodurch die Komplexität, aber

auch die Präzision der Auslegung steigt. Damit kann das Speichersystem anhand der aus dem Speicher produzierbaren Strommenge aus einem vorgegebenen Energieangebot bewertet werden. Abschließend wird auf die Vor- und Nachteile beider Ansätze eingegangen. Aufgrund mangelnder Kenntnisse über zukünftige Strompreise und Investitionskosten, kann zum momentanen Zeitpunkt in beiden Fällen kein eindeutiges Optimum identifiziert werden. Das Ergebnis sind somit pareto-optimale Speicherkonfigurationen. Hierfür wird eine geeignete Darstellung in Kennfeldern entworfen.

Zum Schluss dieser Arbeit wird das detaillierte SIMULINK-Simulationsmodell eingesetzt, um exemplarisch einige Konfigurationen mit den transienten Temperatur- und Massenstromverläufen eines Solarfelds als Eingangsgrößen zu untersuchen. Die Ergebnisse werden mit den Ergebnissen der Auslegungsrechnungen verglichen, um in diesem Zusammenhang getroffene Annahmen zu überprüfen.

2 Ableitung der Rahmenbedingungen für das Speichersystem

In dieser Arbeit wird der Einsatz des CellFlux Konzepts in solarthermischen Kraftwerken betrachtet. Daher ist für die weitere Betrachtung des Speichersystems notwendig, die angenommene Kraftwerksumgebung zu beschreiben. Es folgt eine Diskussion über potenzielle Komponenten des Speichersystems mit dem Ziel, die vielversprechendsten Komponenten auszuwählen. Zuletzt wird ein Verfahren zur Vorauswahl geeigneter Zwischenwärmeträgermedien vorgestellt.

2.1 Beschreibung des Kraftwerksprozesses

Als übergeordnetes Referenzszenario werden zwei Parabolrinnenkraftwerke herangezogen. Das erste entspricht einem ANDASOL-typischen Kraftwerk mit einer Leistung von $50 \text{ MW}_{\text{el}}$, welches den aktuellen Stand der Technik darstellt. Ein vereinfachtes Anlagenschema zeigt Abb. 2.1. Die in den folgenden Unterkapiteln angegebenen Daten wurden verschiedenen Quellen [37],[38],[39] entnommen.

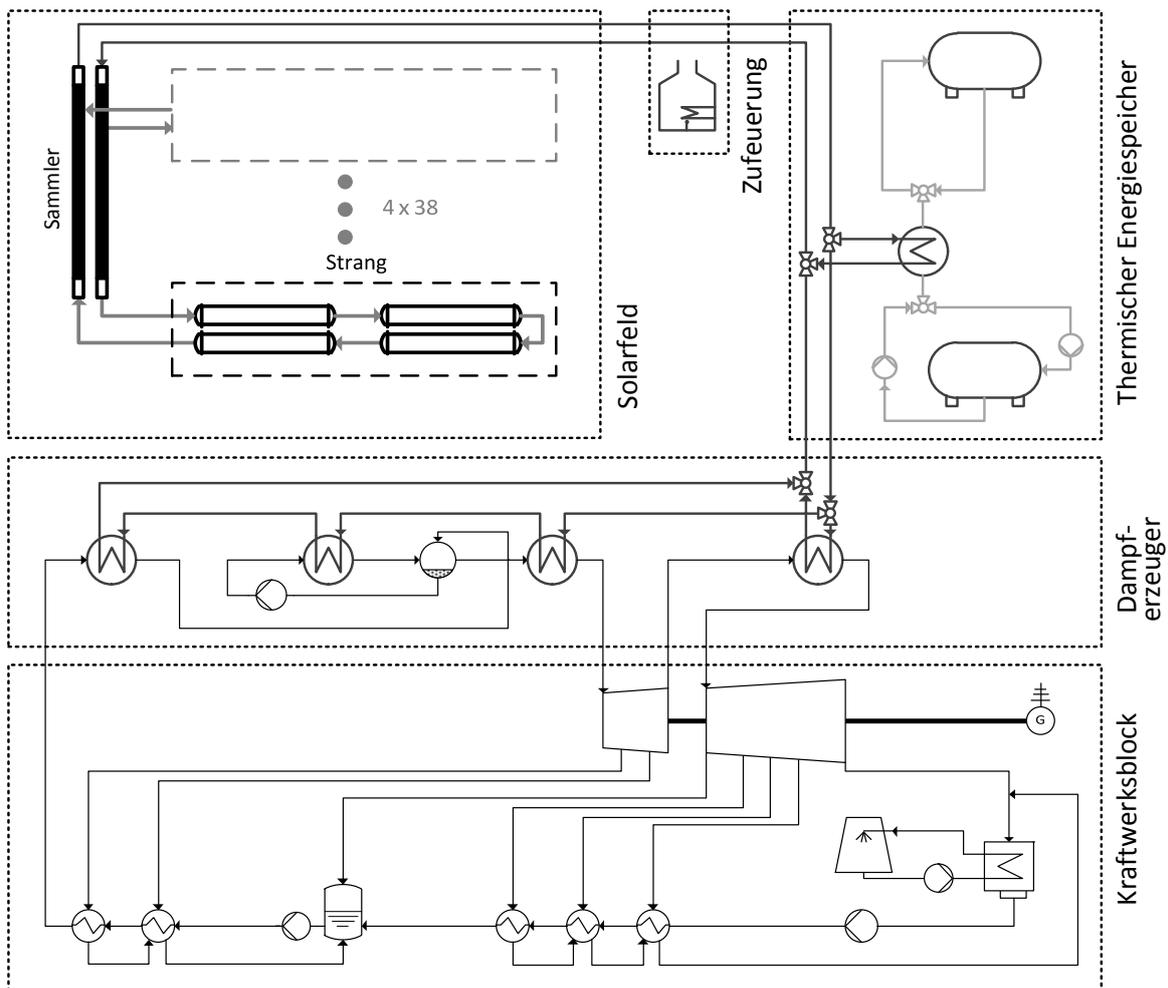


Abb. 2.1: Parabolrinnenkraftwerk mit Zwei-Tank Flüssigsalzspeicher

Bei dem eingesetzten HTF handelt es sich um das Thermoöl VP1, welches im Solarfeld durch solare Strahlung aufgeheizt wird. Das Solarfeld dient als Wärmequelle des Kraftwerks. Dieses besteht aus mehreren Kollektorsträngen, die parallel geschaltet an eine gemeinsame Sammelleitung angeschlossen sind. Jeder Strang besteht aus vier in Reihe geschalteten Parabolrinnenkollektoren mit einer Länge von jeweils 150 m. Diese bündeln das einfallende Sonnenlicht mit Spiegeln auf ein im Brennpunkt verlaufendes Absorberrohr. Durch das Absorberrohr fließt das HTF und führt so die vom Absorberrohr aufgenommene Wärme ab. Das Thermoöl wird im Solarfeld von seiner Eintrittstemperatur von 293 °C auf 393 °C erhitzt. Die im Öl enthaltene Energie wird in etwa zu gleichen Teilen zum Dampferzeuger und zum Speichersystem transportiert. Optional besteht die Möglichkeit, durch fossile Zufeuerung Zeiten ohne solares Strahlungsangebot zu überbrücken.

Ein zweites Kraftwerk mit dem Flüssigsalz Hitec HTS wird zum Vergleich herangezogen. Dieses Kraftwerk hat eine Leistung von 125 MW_{el} und arbeitet im Temperaturbereich von 210 °C bis 510 °C.

2.1.1 Speichersystem

Das derzeit eingesetzte Speichersystem in solarthermischen Kraftwerken ist ein Zweitank-Flüssigsalzspeicher. Da das CellFlux-Konzept dieses Speichersystem substituieren soll, werden die gemeinsamen Randbedingungen beschrieben.

Zu Beginn des Speicherprozesses ist der kältere der beiden Tanks vollständig gefüllt. Während des Speichervorgangs wird das Salz über einen Wärmeübertrager in den zweiten Tank gepumpt. In dem Wärmeübertrager wird Energie vom Thermoöl auf das Salz übertragen. Beide Fluide ändern ihre Temperatur dabei um etwa 100 Kelvin. Bei der Übertragung der Wärme beträgt die logarithmische Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager etwa 7 Kelvin. Das Thermoöl gelangt anschließend zurück zum Solarfeld. Das Speichersystem ist auf eine Nennbetriebszeit von 7,5 Stunden ausgelegt. Tabelle 2.1 fasst die Betriebsrandbedingungen für das Speichersystem zusammen. Die Hälfte der nominell vom Solarfeld bereitgestellten Energie wird dem Speicher zugeführt. Damit ergibt sich ein Nennmassenstrom des HTF von 575 kg/s bei einer Nennleistung von 140 MW_{th}.

Weiterhin sind in Tabelle 2.1 die Betriebsparameter jeweils für das VP1- und Flüssigsalz-basierte CellFlux-System (CF-VP1, bzw. CF-HTS) angegeben. Das VP1-Speichersystem soll – wie der 2-Tank-Flüssigsalzspeicher auch – mit einer Temperaturänderung von 100 Kelvin arbeiten, während diese beim HTS-System 200 Kelvin beträgt. Die Speicherzeit ist bei beiden CellFlux-Systemen 8 Stunden.

Tabelle 2.1: Auslegungsparameter des Speichersystems durch das Referenzkraftwerk

Kraftwerkstyp	2-Tank	CF-VP1	CF-HTS	
Nennspeicherkapazität	1120	1120	2256	MWh
Gesamtleistung des Speichersystems	140	140	282	MW
Speicherzeit	7,5	8	8	h
Nennmassenstrom HTF	575,1	575,1	918,4	kg/s
Eintrittstemperatur HTF	393	390	510	°C
Temperaturspreizung im Speicher	100	100	200	K

2.1.2 Kraftwerksblock

Die im Dampferzeuger abgegebene Energie des Thermoöls wird genutzt, um einen konventionellen, dampfbasierten Kreisprozess zu betreiben. Es handelt sich in beiden Fällen um einen Clausius-Rankine Prozess mit regenerativer Speisewasservorwärmung und einfacher Zwischenüberhitzung. Der Dampferzeuger ist in Rohrbündel-Bauweise ausgeführt. Das Wasser wird rohrseitig, das HTF mantelseitig geführt, mit Ausnahme des Verdampfers, dort sind die Seiten vertauscht. Die Kühlung des Kraftwerks erfolgt im Naßkühlverfahren, der Abdampfdruck beträgt damit nominell 80 mbar. Darüber hinaus wird der Abdampfdruck im Kondensator von den Umgebungsbedingungen Temperatur und Luftfeuchte beeinflusst.

Im ölbasierten Kraftwerk wird von den 575,1 kg/s HTF-Massenstrom 512,8 kg/s zur Frischdampferzeugung bei 377 °C und 90 bar Druck verwendet. Der restliche Anteil von 62,3 kg/s wird dem Zwischenüberhitzer zugeführt und verlässt diesen mit 16,5 bar Druck und einer Temperatur von 379 °C. Der Kraftwerksblock hat eine Bruttoleistung von 52,6 MW_{el}, wobei 6 MW_{el} auf Eigenverbräuche zurückzuführen sind. Damit erreicht das Kraftwerk etwa 37,6 % Bruttowirkungsgrad.

Der flüssigsalzbasierte Kraftwerksblock hat eine Bruttoleistung von 125 MW_{el} mit Hitec HTS als HTF. Das Kraftwerk ist für eine Eintrittstemperatur des HTF von 510 °C ausgelegt. Die thermische Leistung des Kraftwerks beträgt mit 282 MW_{th} etwa das Doppelte des ölbasierten Kraftwerks. Folgende Tabelle fasst die sich daraus ergebenden Systemparameter zusammen.

Tabelle 2.2: Übersicht der wesentlichen Systemparameter des Referenzkraftwerks im Auslegungszustand

Größe	CF-VP1	CF-HTS	Einheit
Nominelle Bruttoleistung	52,64	123,15	MW _{el}
Eigenbedarf (mit 2-Tank-Flüssigsalzspeicher)	6	9	MW _{el}
Leistung des Dampferzeugers	140	282	MW _{th}
Nomineller Exergiestrom ¹	160,0	283,8	MW
Bruttowirkungsgrad Kraftwerk	37,6	44,2	%
HTF Nennmassenstrom im Dampferzeuger	575,1	918,3	kg/s
Eintrittsdruck Turbine	90	150	bar
Dampfmassenstrom	59,6	104,0	kg/s
Frischdampf Temperatur	377	500	°C
Zwischenüberhitzertemperatur	379	500	°C
Abdampfdruck	80	80	mbar

¹ bezogen auf 25 °C Umgebungstemperatur

Das Verhalten des Dampferzeugers wird maßgeblich von den Parametern Massenstrom und Temperatur des eintretenden HTF beeinflusst. Da der Dampferzeuger im Gleitdruckbetrieb arbeitet, führt – unter Annahme eines gleichbleibenden Gegendrucks – eine Absenkung der HTF Eintrittstemperatur nach dem Gesetz von Stodola zu einer Absenkung des Verdampferdrucks und damit der Turbinenleistung. Dies wirkt sich auf die Sättigungstemperaturen der Anzapfungen der Vorwärmer aus und führt zu einer niedrigeren Speisewassertemperatur. Damit vergrößert sich die mittlere treibende Temperaturdifferenz im Dampferzeuger, so dass sich das HTF stärker abkühlt.

2.2 Auslegungsrandbedingungen für den Wärmeübertrager

Basierend auf den bereits erörterten Randbedingungen des Referenzkraftwerks werden verschiedene Optionen für den CellFlux-Wärmeübertrager diskutiert.

2.2.1 Übersicht möglicher Wärmeübertrager

Eine Unterteilung möglicher Wärmeübertragerbauarten zeigt Abb. 2.2, unter Verwendung der üblichen englischen Begriffe. Es werden drei Hauptkategorien unterschieden: Glattrohre (Tube), Plattenwärmeübertrager (Plate) und Wärmeübertrager mit sekundärer Oberfläche (Extended Surface). Die Gruppe der Wärmeübertrager mit sekundärer Oberfläche wird in zwei weitere Untergruppen aufgeteilt, der berippten Plattenwärmeübertrager (Plate and fin) und der berippten Rohre (Finned tubes).

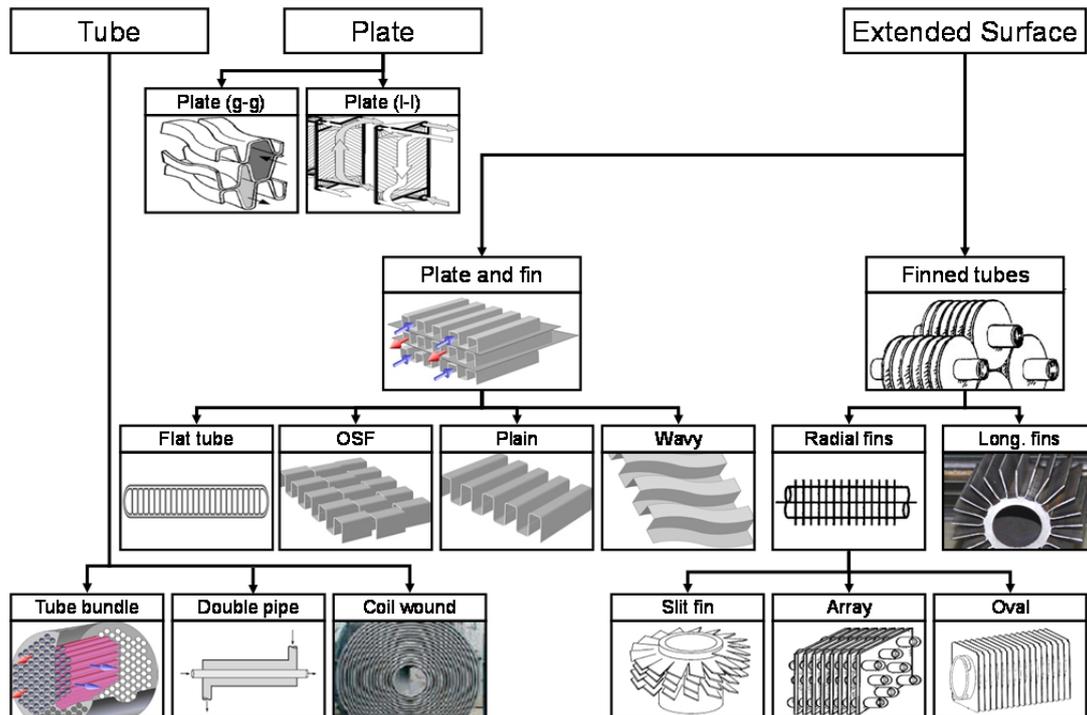


Abb. 2.2: Klassifizierung möglicher Wärmeübertrager-Bauarten

Im vorliegenden Fall wird Wärme zwischen einem Gas und einer Flüssigkeit übertragen, weshalb meist versucht wird, den gaseitigen Wärmeübergang zu verbessern. Ein Wärmestrom $\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T$ kann für eine gegebene treibende Temperaturdifferenz ΔT entweder durch Vergrößerung der Fläche A oder durch einen besseren Wärmedurchgang k vergrößert werden.

Die Wärmeübertragerfläche A lässt sich in die primäre und sekundäre Fläche unterteilen. Erstere trennt die beteiligten Fluide voneinander, Verbesserungen dieser haben daher unmittelbaren Einfluss auf beide Seiten. Durch Hinzuziehen einer sekundären Fläche, wie z.B. Rippen, wird die Verbesserung auf eine Seite beschränkt. Rippen müssen die Wärme zur primären Oberfläche leiten, und haben daher einen schlechteren Wirkungsgrad als die primäre Oberfläche selbst. Andererseits werden Rippen beidseitig benetzt und können so den Wärmeübertrager kompakter machen. Soll einzig der Flächenbedarf minimiert werden, sind Wärmeübertrager mit ausschließlich primärer Wärmeübertragerfläche zumindest theoretisch überlegen. Diese haben nämlich einen besseren Wirkungsgrad gegenüber sekundären Flächen. Zugleich können geringere Druckverluste erreicht werden. Ist, wie im vorliegenden Anwendungsfall, eine Druckdifferenz zwischen den beteiligten Fluiden vorhanden, müssen

von der primären Wärmeübertragerfläche auch mechanische Belastungen aufgenommen werden. Dadurch erhöht sich die notwendige Wandstärke, womit die Kosten steigen. Durch den Einsatz einer sekundären Oberfläche können sich deutliche Einsparpotentiale ergeben, wenn diese auch mechanische Kräfte aufnehmen kann. Daher können die beiden Hauptgruppen der Glattrohr- und Plattenwärmeübertrager ausgeschlossen werden.

Als zweite Möglichkeit kann der Wärmedurchgang k verändert werden. Beschränkt man sich auf die Wärmeübertragungsmechanismen Konvektion und Leitung, wird in einer laminaren Strömung Wärme ausschließlich durch Leitung übertragen. Dagegen wird bei auftretender Turbulenz Wärme durch die an die bewegten Fluidpartikel gebundene Energie übertragen. Wird Wärme an eine turbulente Strömung übertragen, muss diese zunächst durch eine laminare Unterschicht transportiert werden, bevor die wesentlich effektivere Konvektion einsetzt. Um die limitierende laminare Unterschicht zu verkleinern, muss der Anteil von Querströmungen senkrecht zur Oberfläche erhöht werden. Für eine überströmte Platte ist dieser proportional zu $v^{0,8}$ [40], wobei v die Geschwindigkeit der Hauptströmung bezeichnet. Gleichzeitig wird der induzierte Druckverlust, der direkt mit der notwendigen Pumpleistung korreliert, in der zweiten Potenz erhöht. Exergetisch ist es daher besser, die Oberfläche durch Wirbelkörper, Rauigkeit oder wiederholte Unterbrechungen so zu modifizieren, dass sich die Grenzschicht immer wieder neu aufbauen muss. Insbesondere Wärmeübertrager mit Sekundäroberfläche erlauben solche Maßnahmen. Anhand dieser Überlegungen lassen sich prinzipiell der OSF- (*Offset Strip Fin*) und der Rippenrohr-Wärmeübertrager für das CellFlux-System einsetzen. Abb. 2.3 zeigt den Querschnitt eines OSF-Wärmeübertragers.

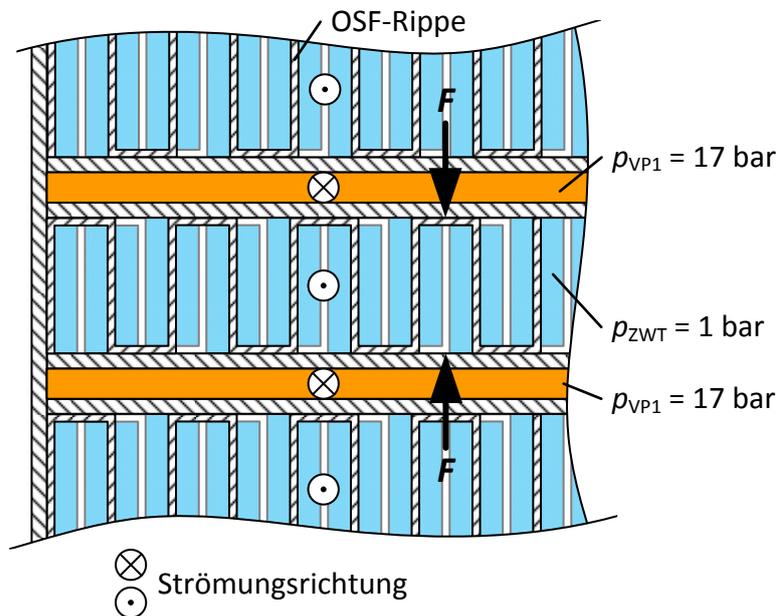


Abb. 2.3: Querschnitt des OSF-Wärmeübertragers (links) und auftretende Kraft auf die Rippen

Der OSF besteht aus parallel angeordneten Platten, zwischen denen abwechselnd das HTF und das ZWT strömen. Auf der Seite des ZWT sind unterbrochene Rippen angebracht. Da das HTF druckbeaufschlagt ist, werden die entstehenden Kräfte auf die Rippen übertragen. Aus diesem Grund können die Rippen nicht beliebig dünn ausgeführt werden. Der Einfluss der Rippendicke auf den Materialbedarf ist zugleich sehr sensitiv, weshalb der Einfluss der mechanischen Stabilität eine zusätzliche signifikante Einflussgröße bedeutet. Durch eine gewellte Ausführung der Rippen (*engl. wavy fins*), ließe sich das Flächenträgheitsmoment der Rippe erhöhen. Da der Plattenwärmeübertrager mit gewellten Rippen bisher nicht ausreichend erforscht worden ist [41], wird in dieser Arbeit dem Rippenrohrwärmeübertrager der Vorzug gegeben.

2.2.2 Einordnung des Wärmeübertragers

Der eingesetzte Wärmeübertrager erfordert aufgrund seiner geringen Grädigkeit eine große Oberfläche und damit auch eine hohe Stahlmasse. Abb. 2.4 zeigt eine Klassifikation von Wärmeübertragern mit Sekundäroberfläche nach Einsatztemperaturbereich sowie dem minimal auftretenden Wärmekapazitätsstromverhältnis. Dieser ist ein Indikator für das Anwendungsgebiet. Ist das minimale Wärmekapazitätsstromverhältnis gering, handelt es sich meist um Kühlanwendungen mit Umgebungsluft. Exergieverluste sind hierbei von untergeordneter Bedeutung. Bei Werten in der Nähe von Eins sind die Temperaturänderungen beider Fluide gleich groß. Im Niedertemperaturbereich sind Heizanwendungen, bei hohen Temperaturen Abhitzeessel typische Anwendungsbeispiele. Das CellFlux System passt ebenfalls in dieses Anwendungsfeld. Der Temperaturbereich und das gegenüber Wasser und Dampf viskosere Wärmeträgerfluid Thermoöl erfordern jedoch geometrisch andersartige Wärmeübertrager. Darüber hinaus zeichnet sich das CellFlux System zusätzlich durch einen hohen Wirkungsgrad aus. Es müssen somit sehr große und damit kostenintensive Wärmeübertragerflächen realisiert werden. Eine präzise Auslegung ist demzufolge unerlässlich.

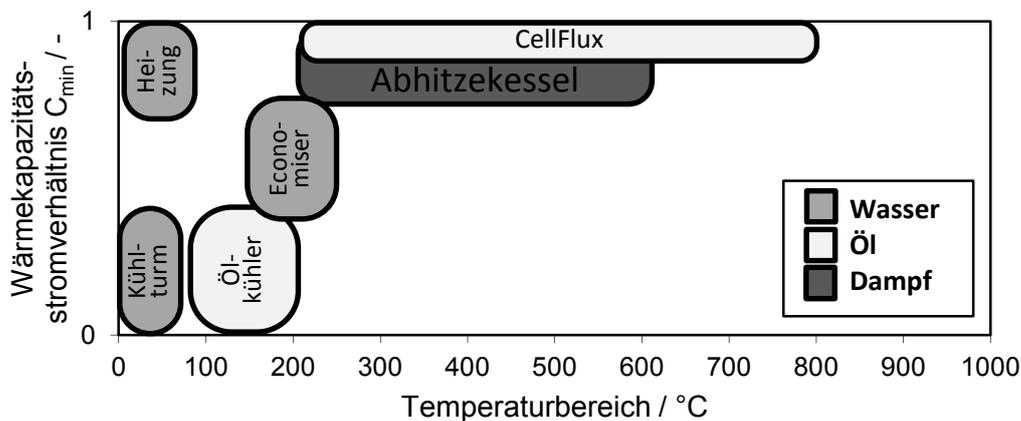


Abb. 2.4: Klassifizierung von Wärmeübertragern mit verbesserter Oberfläche nach Temperaturbereich und minimalem Wärmekapazitätsstromverhältnis

2.3 Aufbaukonzepte für das Speichervolumen

2.3.1 Geometrie des Speicherbehälters

Bisher realisierte, gasdurchströmte Regeneratorspeicher sind als vertikal durchströmte Behälter ausgeführt. Im Folgenden sollen alternative Konzepte diskutiert werden.

Querschnittsfläche des Regenerators

Beim Einsatz vertikal durchströmter *Einzelbehälter* ergeben sich Grenzen für das Querschnitts- zum Durchmesser Verhältnis. Sind die Druckverluste des Regenerators gering, ist ein längerer Strömungsweg notwendig, um eine ausreichende Gleichverteilung der Strömung zu erreichen [42], [43]. Bei sehr großen Querschnitten und kurzen Strömungswegen ist dies nur durch einen erheblichen konstruktiven Aufwand zu erreichen.

Schneider et al. [44] verwenden daher ein *modulares Speicherkonzept*, bei dem sich durch eine vorherige Aufteilung und horizontale Einströmung in den Regenerator sehr große Querschnittsflächen und kurze Strömungswegen realisieren lassen. Abb. 2.5 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer einzelnen Speichereinheit.

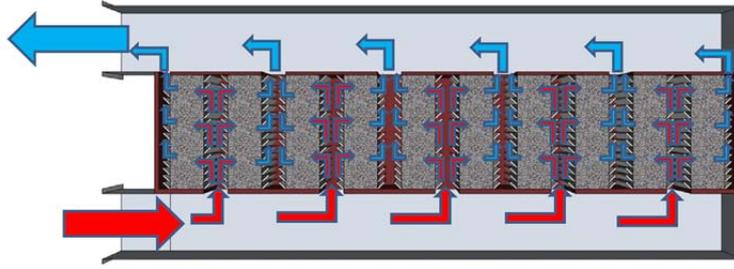


Abb. 2.5: Modulares Speicherkonzept mit sehr großer Querschnittsfläche [44]

Mit diesem Speicherkonzept lassen sich sehr große Querschnittsflächen bei gleichzeitig kurzem Strömungsweg realisieren. Bei der Auslegung des CellFlux-Speichervolumens werden daher keine Einschränkungen vorgenommen. Es soll untersucht werden, ab welcher Grenze eine weitere Querschnittsvergrößerung keinen signifikanten Einfluss mehr hat.

Äußere Abmessungen des Regenerators

Für die Gestaltung des Regenerators werden zwei Möglichkeiten in Betracht gezogen. Im klassischen Fall wird der Regenerator axial durchströmt. Abb. 2.6a zeigt diesen Fall in vertikaler Anordnung. Die zweite Möglichkeit ist eine radiale Durchströmung wie in Abb. 2.6b dargestellt, bei der sich die Strömungsgeschwindigkeit im Inneren des Regenerators ändert.

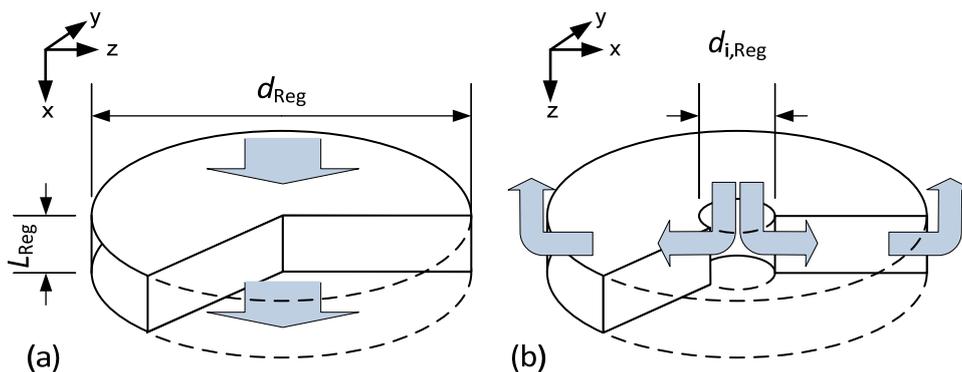


Abb. 2.6: Geometrie des Regenerators: (a) axial durchströmter Regenerator, (b) radial durchströmter Regenerator

Ausnutzung von Auftriebseffekten im Regenerator

Der vertikale Aufbau bei Winderhitzern hat den Vorteil, nur wenig Platz auf dem Industriegelände einzunehmen. Bei großen Querschnittsflächen hat die vertikale Bauweise den Nachteil, dass unterhalb der Speichermasse Zuleitungen verlegt werden müssen. Es ist also ein geeignetes Tragwerk notwendig, sofern dieses nicht bereits vorhanden ist, wie z.B. beim Solarturm Jülich. Die Kosten für das Tragwerk übersteigen die Kosten für den Speicherbehälter [45]. Allerdings ergibt sich durch den schlanken und hohen Behälter sowie den hohen Temperaturdifferenzen ein Auftriebseffekt, der zur Verminderung der notwendigen Ventilatorleistung führt. Der im Solarturm Jülich eingesetzte Regenerator befindet sich im Turm, eine vertikale Durchströmung ist daher zwangsläufig vorgegeben [46]. Ein in Marokko eingesetzter Regeneratorspeicher ist in die Erde eingelassen und ebenfalls vertikal durchströmt [22].

Bei dem CellFlux-Speichersystem ergeben sich weniger starke räumliche Einschränkungen. Die Temperatur- und Dichteunterschiede sind zudem ebenfalls geringer. Tabelle 2.3 zeigt exemplarisch die eingesparte Ventilatorleistung bei einer angenommenen Gesamtleistung des Speichersystems von $140 \text{ MW}_{\text{th}}$ und einer Bauhöhe eines Regenerators von 10 Metern. Bei der Berechnung wird angenommen, dass der Effekt gleichzeitig auch im Wärmeübertrager

genutzt werden kann und der Ventilator einen elektrischen Wirkungsgrad von 80 % aufweist. T_H und T_K sind dabei die oberen und unteren Systemtemperaturen. Demnach liegt das Einsparpotential für die in dieser Arbeit betrachteten Systeme bei etwa 0,1 % der Kraftwerksleistung. Dem steht ein deutlich verminderter Aufwand bei der Gestaltung des Regenerators gegenüber.

Tabelle 2.3: Eingesparte Ventilatorleistung in Kilowatt für verschiedene obere (T_H) und untere (T_K) Systemtemperaturen bei 140 MW thermischer Leistung und einer Speicherhöhe von 10 Metern

↓ T_K / T_H →	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800
100	71,1	66,6	62,9	59,7	57,2	54,9	52,7	50,3	47,3	43,4	38,3
150	66,5	62,4	59,0	56,3	54,1	52,2	50,3	48,0	45,1	41,1	35,7
200	62,0	58,3	55,4	53,1	51,2	49,7	48,0	46,0	43,0	38,9	33,2
250	57,9	54,7	52,2	50,3	48,9	47,6	46,2	44,2	41,3	36,9	30,8
300	-	51,7	49,6	48,1	47,0	46,0	44,8	42,9	39,8	35,1	28,6
350	-	-	47,7	46,6	45,8	45,0	43,8	41,9	38,6	33,5	26,5
400	-	-	-	45,6	45,0	44,3	43,2	41,0	37,4	31,8	24,1
450	-	-	-	-	44,5	43,9	42,6	40,2	36,1	29,8	21,3
500	-	-	-	-	-	43,3	41,8	38,9	34,2	27,2	17,7

Aus diesem Grund wird die Versuchsanlage in horizontaler Bauweise ausgeführt, was zum aktuellen Forschungsstand bisher einzigartig ist. Mögliche Temperaturschichtungen im Regenerator bleiben daher zu untersuchen.

2.3.2 Mögliche Besatzmaterialien

In dieser Arbeit werden drei Konzepte für die Gestaltung des Besatzmaterials untersucht. Für jede Geometrie kommt ein bestimmtes Material in Betracht. Die drei Konzepte werden wie folgt bezeichnet:

- Formsteine aus Rasenlochklinker (FS)
- Platten aus Beton (P)
- Schüttung aus Basalt (PB, von engl. *Packed Bed*)

Kommerziell verfügbare sensible Regeneratorspeicher für den Hochtemperaturbereich werden aus keramischen Formsteinen aufgebaut [46]. Diese ermöglichen ein an die jeweiligen Rahmenbedingungen angepasstes Design. Darüber hinaus bieten diese den Vorteil, mechanische Belastungen zielgerichtet abzuleiten. Die für den Hochtemperaturbereich eingesetzten Materialien sind jedoch relativ teuer. Eine kostengünstigere Alternative bieten herkömmliche, gebrannte Ziegelsteine. Diese werden in Form sogenannter „Rasenlochklinker“ vertrieben, welche eine für Wärmespeicherung geeignete Geometrie aufweisen. Da Klinkersteine bei hohen Temperaturen von über 800 °C gebrannt werden, sind diese als Wärmespeichermaterial sehr gut geeignet. Da es sich bei dem Hauptbestandteil Tonerde um ein Naturmaterial handelt, ist dieses Speichermaterial nicht umweltbelastend, jedoch variiert die exakte chemische Zusammensetzung [47]. Aus diesem Grund wurden die Stoffwerte Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit in Laboruntersuchungen mit einer Differenzkalorimetrie (DSC) und Heißdrahtmethode (TCT) ermittelt. Die ermittelten Stoffeigenschaften finden sich im Anhang D.4.

Aufgrund des gegebenen niedrigeren Temperaturbereichs kommt Beton in Betracht. Die Eignung von Beton für den Temperaturen bis 400 °C wurde bereits nachgewiesen [26]. Über die Langzeitstabilität von direkt durchströmten Betonformsteinen liegen bisher noch keine Erkenntnisse vor. Der auf Beton basierende Regenerator soll aus Platten aufgebaut sein. Die Stoffdaten für den Beton werden der Literatur entnommen und finden sich im Anhang D.5.

Weiterhin kommen auch Schüttungen aus Naturstein in Betracht. Hierbei ist Basalt Gegenstand aktueller Forschung, da es als magmatisches Gestein thermisch stabil ist, eine hohe volumetrische Wärmekapazität und eine hohe mechanische Stabilität aufweist [46]. Die Stoffdaten werden aus der Literatur entnommen und finden sich im Anhang D.5. Für Schüttungen stellt sich eine feste Porosität ein, die bei etwa 38 % liegt. Dies konnte auch durch eigene Messungen bestätigt werden (vgl. Anhang D.2).

2.3.3 Regelung des Gasgehalts

Das in dem geschlossenen System enthaltene Gas unterliegt einer permanenten Dichteänderung, die mit der Temperaturänderung korreliert. In einem absolut dichten System wäre daher ein Ausgleichsbehälter notwendig. Es ist jedoch davon auszugehen, dass aufgrund von Leckagen ein Austausch des Gases mit Umgebungsluft stattfindet. Für ein System, das mit Luft arbeitet, wäre dies unproblematisch, mit einem anderen Gas würde dessen Konzentration jedoch mit der Zeit abnehmen. Für den Einsatz eines alternativen Wärmeträgermediums ist vorgesehen, vor der Ansaugstelle des Ventilators durch Zugabe bzw. Abfuhr das Druckniveau der Anlage zu regeln. An dieser Stelle ist das Temperaturniveau am geringsten.

Ein Verfahren zur Einbringung von flüssigem Wasser zum Betrieb des Speichersystems mit überhitztem Dampf wurde im Rahmen dieser Arbeit zum Patent angemeldet [48]. Das Verfahren beschreibt zudem eine energiesparende Lösung das Speichersystem zu trocknen.

2.4 Zwischenwärmeträgermedien

Als Zwischenwärmeträgermedium im Speichersystem ist Luft vorgesehen. Da es sich um ein geschlossenes System handelt, sind jedoch grundsätzlich auch andere Zwischenwärmeträgermedien denkbar.

Bei der Bewertung von Wärmeübertragern werden sogenannte „*Performance Evaluation Criteria*“ (PEC) berechnet, welche eine Kenngröße für den Nutzen (z.B. Wärmeübergang) zum notwendigen Aufwand (z.B. Reibungsverluste) ins Verhältnis setzen. Es existieren sehr viele PEC, die speziell an bestimmte Bedürfnisse angepasst sind. Eine Übersicht hierzu findet sich beispielsweise in [49]. Für den vorliegenden Fall sollen anstatt der Wärmeübertragergeometrie verschiedene Wärmeträgerfluide bewertet werden. Daher ist es auch hier notwendig, Annahmen zu treffen, um ein sinnvolles Vergleichskriterium zu finden.

Der gewählte Ansatz sieht vor, einen Bewertungskoeffizient Y zu definieren, welcher die übertragene Leistung \dot{Q} (Nutzen) zur notwendigen Ventilatorleistung P_{Vent} (Aufwand) ins Verhältnis setzt.

$$Y = \frac{\dot{Q}}{P_{\text{Vent}}}, \quad \text{mit } \dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta\bar{T}, \quad P_{\text{Vent}} = \dot{V} \cdot \Delta p \quad (2.1)$$

Da Leistung \dot{Q} und mittlere treibende Temperaturdifferenz $\Delta\bar{T}$ gleich bleiben, muss das Produkt aus Wärmeübergangskoeffizient und wärmeübertragender Fläche $\alpha \cdot A$ ebenfalls gleich bleiben. Andere Stoffdaten werden α verändern, sodass auch die notwendige Fläche A angepasst werden muss. Um ein geeignetes PEC entwickeln zu können, muss daher eine Vorhersage der Änderung der Fläche erfolgen, jedoch ohne umfangreiche Auslegungsrechnungen durchzuführen. Es wird angenommen, dass sich die Strömungsgeschwindigkeit v_{ref} nicht ändert. Da sich die Dichte der Gase deutlich ändert, werden sich die freie Querschnittsfläche A_0 und die überströmte Länge L signifikant ändern. Weiterhin wird angenommen, dass die Geometrie der wärmeübertragenden Fläche (Hydraulischer Durchmesser d_{hyd} , und

volumenspezifische Oberfläche a_v) unverändert bleiben. Der Bewertungskoeffizient Y berechnet sich dadurch mit dem Reibungsbeiwert ξ und der Dichte ρ wie folgt:

$$Y = \frac{\alpha \cdot a_v A_0 L \cdot \Delta \bar{T}}{v_{\text{ref}} A_0 \cdot \frac{\rho}{2} v_{\text{ref}}^2 \cdot \zeta \cdot \frac{L}{d_{\text{hyd}}}} = C'' \cdot \frac{\alpha}{\rho \cdot \zeta} \quad (2.2)$$

$$\text{mit } A = a_v A_0 L, \quad P_{\text{Vent}} = v_{\text{ref}} A_0 \cdot \frac{\rho}{2} v_{\text{ref}}^2 \zeta \cdot \frac{L}{d_{\text{hyd}}}$$

Dabei bezeichnet ρ die Dichte des Gases. Die Konstante C'' fasst sämtliche unveränderlichen Einflussgrößen, wie z.B. Geometriewerte, zusammen. Wie sich zeigt, kürzen sich unter der Annahme einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit die variablen Geometriegrößen A_0 und L heraus.

Der Wärmeübergangskoeffizient α und der Reibungsbeiwert ξ lassen sich allgemeingültig als Funktion von Re und Pr schreiben:

$$\alpha \sim \lambda \cdot Re^m \cdot Pr^n, \quad \xi \sim Re^p \cdot Pr^q. \quad (2.3)$$

Eingesetzt in Gleichung (2.2) lässt sich der Bewertungskoeffizient Y als reine Funktion der Stoffwerte schreiben. Alle neu hinzu gekommenen, konstanten Einflussgrößen werden in den neuen Konstanten C' , bzw. C zusammengefasst.

$$Y = C' \cdot \frac{Re^m \cdot Pr^n \lambda}{\rho \cdot Re^p \cdot Pr^q} = C \cdot \left(\frac{\rho}{\mu}\right)^{m-p} Pr^{n-q} \cdot \frac{\lambda}{\rho} \quad (2.4)$$

Unter Berücksichtigung der Strömungsverhältnisse lassen sich die Korrelationen wie in Tabelle 2.4 angegeben schreiben. Bei der Auswahl der Korrelationen wurde darauf geachtet, dass diese dem in Gleichung (2.3) angegebenen Schema entspricht, um die Terme vereinfachen zu können. Die in den Termen auftretenden Geometriegrößen werden, da diese keine Bedeutung haben, mit $f(\text{Geo})$ zusammengefasst.

Tabelle 2.4: Zugrunde gelegte Wärmeübergangs- und Widerstandskorrelationen für den Bewertungskoeffizient

	Rippenrohr- wärmeübertrager	Schüttung (PB)	Strömungskanäle (FS)
Nu	$f(\text{Geo}) \cdot Re^{0,681} Pr^{0,333}$	$f(\text{Geo}) \cdot Re_{\text{part}}^{0,75}$	$f(\text{Geo}) \cdot Re_{FS}^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$
ξ	$f(\text{Geo}) \cdot N_r \cdot Re^{-0,316}$	$f(\text{Geo})$	$f(\text{Geo}) \cdot Re_{FS}^{-0,25}$
	Nu: Briggs & Young [50] ξ : Robinson and Young [51]	Nu: Singh et al. [24] ξ : Ergun (Forchheimer) [52]	Nu: „Dittus-Boelter“ [53] ξ : „Blasius“ [54]

Die Ergebnisse für verschiedene Wärmeträgermedien fasst Tabelle 2.5 zusammen. Dargestellt sind die Ergebnisse bei zwei verschiedenen Temperaturniveaus von 340 °C und 440 °C (in Anlehnung an die betrachteten Kraftwerkstypen). Der Druck entspricht dem atmosphärischen Druck. Die letzte Spalte der Tabelle zeigt den notwendigen Gasmassenstrom zur Übertragung einer Leistung von 10MW_{th}. Unabhängig von der Anlagenkomponente zeigen sich für alle betrachteten Wärmeträger die gleichen Tendenzen. Die Edelgase Xenon und Argon würden aufgrund ihrer vergleichsweise geringen spezifischen Wärmekapazität einen hohen Massenstrom benötigen. Tetrafluormethan wird hier betrachtet, da dieses als Kältemittel eingesetzt wird. Für den vorliegenden Anwendungsfall erscheint das Gas jedoch ungeeignet, zudem besitzen Fluorkohlenwasserstoffe einen Treibhauseffekt. Als interessante Alternativen

treten Wasserdampf und Helium, möglicherweise auch Kohlenstoffdioxid hervor. Alle drei Stoffe sind zudem ungefährlich und nicht brennbar. Helium besitzt zwar eine sehr geringe Dichte, kann dies jedoch durch seine hohe Wärmekapazität wieder ausgleichen. Eine nochmals erhebliche Leistungssteigerung ließe sich durch den Einsatz von reinem Wasserstoff erreichen. Dank seiner sehr hohen Wärmekapazität ist nur ein sehr geringer Massenstrom notwendig. Trotz seiner geringen Dichte wäre der Volumenstrom in etwa in der gleichen Größenordnung von Luft. Allerdings besteht bei der Verwendung von Wasserstoff Explosionsgefahr.

Tabelle 2.5: Vergleich verschiedener Wärmeträgermedien als ZWT bei 340 °C und 440 °C anhand des Bewertungskoeffizienten. Notwendiger Massenstrom und Volumenstrom bei 340 °C

	$Y/Y_{\text{Luft}} _{\text{WÜ}}$		$Y/Y_{\text{Luft}} _{\text{PB}}$		$Y/Y_{\text{Luft}} _{\text{FS}}$		\dot{m}_g kg s ⁻¹	\dot{V}_g m ³ s ⁻¹
	340 °C	440 °C	340 °C	440 °C	340 °C	440 °C		
Luft	1	1	1	1	1	1	94,7	166,2
Xe	0,16	0,15	0,12	0,12	0,17	0,16	630,5	244,7
Ar	0,52	-*	0,52	-*	0,52	-*	192,0	245,1
CF ₄	0,92	-*	0,70	-*	0,99	-*	99,6	57,7
H ₂ O	1,62	1,64	1,53	1,58	1,64	1,65	49,1	138,8
CO ₂	1,01	1,03	0,89	0,91	1,05	1,06	92,3	106,9
He	5,28	5,13	8,84	8,57	4,66	4,53	19,3	245,2
H ₂	15,24	15,16	25,13	25,17	13,51	13,42	6,9	173,7

* keine Daten vorhanden

Wie bei allen PEC ist bei den obigen Ergebnissen zu beachten, dass stets gewisse Annahmen getroffen werden müssen. Durch die Annahme konstanter Strömungsgeschwindigkeit wird dem Einfluss von Viskositätsunterschieden wenig Rechnung getragen. Die detaillierte Optimierung weiterer Einflussgrößen, wie z.B. Rippengeometrie oder die Geometrie des Speichermaterials, führt zu einer Relativierung der Unterschiede. Die angegebenen Werte für den Bewertungskoeffizienten sind daher eher qualitativ aufzufassen.

3 Modellbildung und Simulation

Durch die im vorherigen Kapitel getroffene Vorauswahl können nun geeignete Modelle implementiert werden. Diese werden im folgenden Kapitel beschrieben. Eine Verifizierung der Regeneratormodelle ist in Anhang B.1 beschreiben.

3.1 Grundlagen der Modellbildung

Zur Simulation der beteiligten Komponenten werden zwei verschiedene numerische Modelle implementiert, die sich in ihrem Detaillierungsgrad unterscheiden. Diese werden zur Unterscheidung im Folgenden als *Auslegungsmodell* und *Detailmodell* bezeichnet. Der Programmcode für beide Modelle wurde vollständig im Rahmen dieser Arbeit entwickelt.

3.1.1 Simulationsumgebung

Das Auslegungsmodell wird in der Programmierumgebung *MATLAB* implementiert. Es besteht aus zwei voneinander unabhängigen Berechnungsprogrammen für den Wärmeübertrager und den Regenerator. Beide Programmteile verwenden eine gemeinsame Basis zur automatisierten Parametervariation von bis zu vier Parametern. Gleichzeitig können weitere Parameter als Nebenbedingungen definiert werden. Die Einhaltung dieser Nebenbedingungen wird mit Hilfe der Methode der nichtlinearen Programmierung durchgeführt. Hierzu wird eine Implementierung des Simplex-Algorithmus eingesetzt [55]. Aufgrund des hohen Berechnungsaufwands liegt der Schwerpunkt bei den Auslegungsmodellen auf einer möglichst hohen Berechnungsgeschwindigkeit. Hierfür sind entsprechende Modellvereinfachungen notwendig.

Das Detailmodell wird in der Simulationsumgebung *SIMULINK* erstellt. Es besteht aus sogenannten *Level-2-S-Function*-Blöcken, die über eine grafische Benutzeroberfläche miteinander verschaltet werden. Die Blöcke beinhalten die räumlich diskretisierten Modelle, die in der *MATLAB*-Programmiersprache implementiert sind. Durch die räumliche Diskretisierung liegen die Zustandsgrößen in zeitlich abgeleiteter Form vor und werden in zugehörigen Zustandsvektoren gespeichert. Durch die Verschaltung der Blöcke werden die Randbedingungen der Blöcke definiert. Durch zusätzliche algebraische Gleichungen liegt das Modell in Form eines Differential-Algebraischen Gleichungssystems (DAE *engl. Differential Algebraic Equation*) vor. Die zeitliche Integration zur Lösung des Gleichungssystems wird mit Hilfe einer Implementierung der Trapezregel durchgeführt [56]. Hierfür wird der implizite Löser *ode23t* eingesetzt. Die ein- und austretenden Stoffströme der *SIMULINK*-Blöcke liegen in Form von vektorialen Signalen vor. Diese beinhalten die Größen Temperatur, Massenstrom, Druck, spezifische Enthalpie sowie spezifische Entropie und werden daher *Tmphs*-Signale genannt. Dieser signalbasierte Ansatz in *SIMULINK* definiert von vorne herein Ein- und Ausgangsgrößen. Da sich bei dem *CellFlux*-System aufgrund der Strömungsrichtungsumkehr diese vertauschen, sind zwei Besonderheiten bei der Modellbildung zu beachten. Zum einen muss beim Umschaltvorgang das Temperaturfeld in den beiden Komponenten Wärmeübertrager und Regenerator invertiert werden. Dies geschieht mit Hilfe eines Steuersignals, welches die entsprechenden Blöcke bei diesem Vorgang kurzzeitig deaktiviert und zu einer erneuten Initialisierung der Simulation führt. Zum anderen müssen die *Tmphs*-Signale wegen ihrer Richtungsabhängigkeit umgeleitet werden, was mit Hilfe entsprechender Weichen geschieht.

3.1.2 Erhaltungsgleichung der Energie als Grundlage der Modellbildung

Zur Modellierung der dynamisch betrachteten Komponenten Wärmeübertrager und Regeneratorspeicher werden im Folgenden einige Vereinfachungen und Annahmen diskutiert. Ausgehend vom ersten Hauptsatz der Thermodynamik

$$d\dot{Q} + dP = d\dot{U} + dE_a \quad (3.1)$$

wird angenommen, dass keine Arbeit ($dP = 0$) verrichtet wird. Der Beitrag durch Reibungs- und Massenkräfte ist marginal und wird daher vernachlässigt.

Eine weitere Annahme ist, dass Änderungen der potentiellen und kinetischen Energie ebenfalls vernachlässigt werden ($dE_a = 0$). Der Einfluss der kinetischen Energie ist für die in dieser Arbeit betrachteten Anwendungsfälle im unteren Promille-Bereich. Der Einfluss der potentiellen Energie ist bei in Richtung des Schwerfelds der Erde durchströmten Komponenten bemerkbar. Der Effekt steigt linear mit der Höhe und der Dichteänderung des Strömungsmediums. Da insbesondere letztere für die in dieser Arbeit betrachteten Fälle gering ist, ist obige Annahme gerechtfertigt.

Mit den o.g. Vereinfachungen lässt sich nun eine Energiebilanz um ein Volumenelement aufstellen. Die zeitliche Änderung der inneren Energie u jeder Phase entspricht dann den durch Konvektion und Wärmeleitung zu- und abgeführten Strömen von innerer Energie und Wärme, sowie der Wärmeleistung \dot{Q}''' durch Quellen und Senken.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla[u\rho\vec{v} - \lambda\nabla T] = \dot{Q}'''. \quad (3.2)$$

Die dynamisch betrachteten Komponenten Wärmeübertrager und Regeneratorspeicher werden somit durch die Differentialgleichung des Temperaturfeldes beschrieben. Für die folgende Diskussion werden die Differentialgleichungen in kartesischen Koordinaten angegeben (x, y, z). Je nach Anwendungsfall werden auch Zylinderkoordinaten oder Kugelkoordinaten verwendet. Im Folgenden wird nur die Koordinate (z) verwendet. Die spezifische statische Enthalpie $h = u + p/\rho$ eingesetzt in Gleichung (3.2) führt zu:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial z} \left[h\rho v_z - p v_z - \lambda_i \frac{\partial T}{\partial z} \right] + \dot{Q}'''. \quad (3.3)$$

Folgende Annahmen werden für die Wärmeträgermedien getroffen:

1. Die Gasphase wird als inkompressibel betrachtet. Damit sind $\frac{\partial p}{\partial t} = 0$ und $\frac{\partial p}{\partial z} = 0$, womit auch $du = dh$ gilt. Der geringe Einfluss dieser Annahme wird in [57] bestätigt.
2. Gase werden als ideal betrachtet $dh = c_p dT$
3. Keine Quervermischung der Strömung
4. Keine chemischen Reaktionen
5. Gleichverteilung der Strömung normal zur Hauptströmungsrichtung $v_z \neq f(x, y)$
6. Homogene Verteilung fester Phasen, d.h. keine örtliche Änderung von deren Stoffwerten $\lambda_z \neq f(z)$

Somit lässt sich folgende Gleichung als Grundlage für die im Folgenden betrachteten Modelle festlegen:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial z} \left[c_p T \rho v_z - \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right] + \dot{Q}'''. \quad (3.4)$$

3.2 Modellierung des Wärmeübertragers

3.2.1 Geometrische Definitionen

Die Geometrie des Wärmeübertragers wird durch folgende Parameter definiert: Die Luft strömt in Richtung der x -Achse, während das Öl in Richtung z -Achse strömt. Entsprechend ergeben sich L_x für die Länge des luftseitigen Strömungswegs und L_z als die Rohrlänge. Mit L_y wird die Höhe des Wärmeübertragers bezeichnet. Das einzelne Rippenrohr lässt sich mit den Innen- und Außendurchmessern $d_{r,i}$ und $d_{r,a}$, der Rippenhöhe h_{Ri} , dem Rippenabstand p_{Ri} und Rippendicke s_{Ri} beschreiben (Abb. 3.1a). Die Breite des Zwischenraums zwischen zwei Rippen wird mit $a_{Ri} = p_{Ri} - s_{Ri}$ bezeichnet. Die Rippenrohre sind versetzt angeordnet, mit der längs gerichteten Rippenteilung X_l und der transversalen Rippenteilung X_t (Abb. 3.1b).

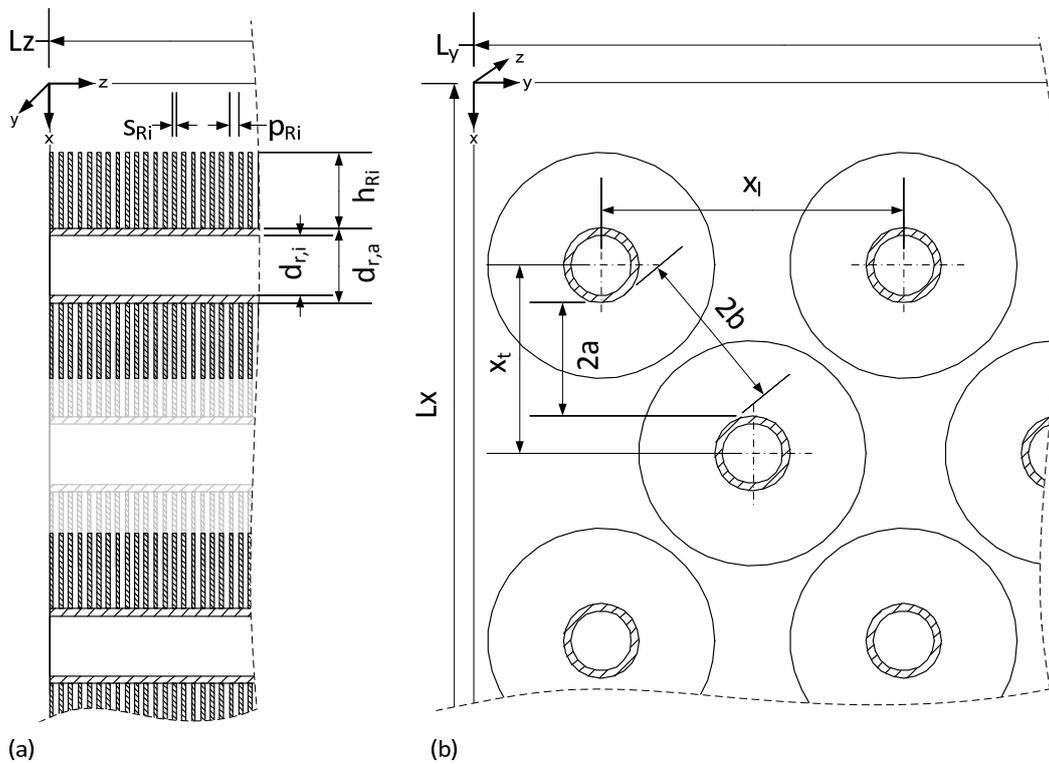


Abb. 3.1: Geometrische Größen des Wärmeübertragers. (a) Geometrie des Rippenrohrs; (b) Geometrie des Wärmeübertragers und der Rohranordnung

Mit den Geometriegrößen berechnet sich die gassetig benetzte, primäre Wärmeübertrageroberfläche $A_{g,pri}$ zu

$$A_{g,pri} = \pi d_{r,a} L_z (1 - s_{Ri} n_{Ripm}) n_t. \quad (3.5)$$

Dabei ist n_{Ripm} die Anzahl Rippen pro Meter und n_t die Gesamtzahl Rippenrohre. Die sekundäre Oberfläche $A_{g,sek}$ berechnet sich zu

$$A_{g,sek} = \left(\frac{\pi}{2} \left((d_{r,a} + 2h_{Ri})^2 - d_{r,a}^2 \right) + \pi (d_{r,a} + 2h_{Ri}) s_{Ri} \right) n_{Ripm} L_z n_t. \quad (3.6)$$

Die Summe beider Flächen ergibt die gassetige Gesamtoberfläche A_g .

$$A_g = A_{g,pri} + A_{g,sek} \quad (3.7)$$

Zur Berechnung des gaseitigen engsten Strömungsquerschnitts $A_{0,g}$ ist eine Fallunterscheidung notwendig.

$$A_{0,g} = \left[\left(\frac{L_y}{X_t} - 1 \right) c + (X_t - d_{r,a}) - 2h_{Ri}S_{Ri}n_{Ripm} \right] L_z \quad (3.8)$$

$$\text{mit } c = \begin{cases} 2a, & \text{wenn } 2a < 2b \\ 2b, & \text{wenn } 2b > a \end{cases}$$

Diese Fläche wird zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit $v_{0,g}$ im engsten Querschnitt herangezogen. Auf der Rohrinenseite wird die benetzte Rohrinfläche nach folgender Gleichung berechnet:

$$A_f = \pi d_{r,i} L_z n_t. \quad (3.9)$$

Der freie Strömungsquerschnitt ergibt sich zu

$$A_{0,f} = \frac{\pi}{4} d_{r,i}^2 n_{rpr}, \quad (3.10)$$

mit der Anzahl Rohre pro Reihe n_{rpr} .

3.2.2 Detailmodell des Wärmeübertragers

Der Wärmeübertrager wird durch ein zweidimensionales Modell beschrieben, bei dem eine repräsentative Rippenrohrschlange entlang der Strömungsrichtung der Luft modelliert wird. Die zweidimensionale Darstellung wird gewählt, da die Rippenrohre sehr lange Strömungswege von bis zu 15 m aufweisen und der gesamte ölseitige Strömungsweg mehrere hundert Meter beträgt. Die zugrunde liegende Modellvorstellung illustriert Abb. 3.2a. Es werden drei gekoppelte, partielle Differentialgleichungen aufgestellt: für das HTF (f), das Rippenrohr (r) und das Gas (g). Diese bilden ein Rippenrohrsegment gemäß der Darstellung in Abb. 3.2c ab. Das System Rippe und Rohr wird als eine Einheit aufgefasst (*One Capacity Approach, OCA*). Ataer et. al. [58] vergleichen diesen Ansatz mit einem aufwändigeren Ansatz, bei dem Rippe und Rohr getrennt betrachtet werden (*Two Capacity Approach, TCA*), und einem vereinfachten Ansatz, bei dem die Wärmekapazität der Rohrseite der Wärmekapazität der Flüssigseite des Wärmeübertragers zugeschrieben wird (*Zero Capacity Approach, ZCA*). Im Vergleich mit experimentellen Daten stellen die Autoren den OCA als ausreichend dar, stellen aber gegenüber dem ZCA beim transienten Verhalten deutliche Abweichungen von weit über 30 % fest.

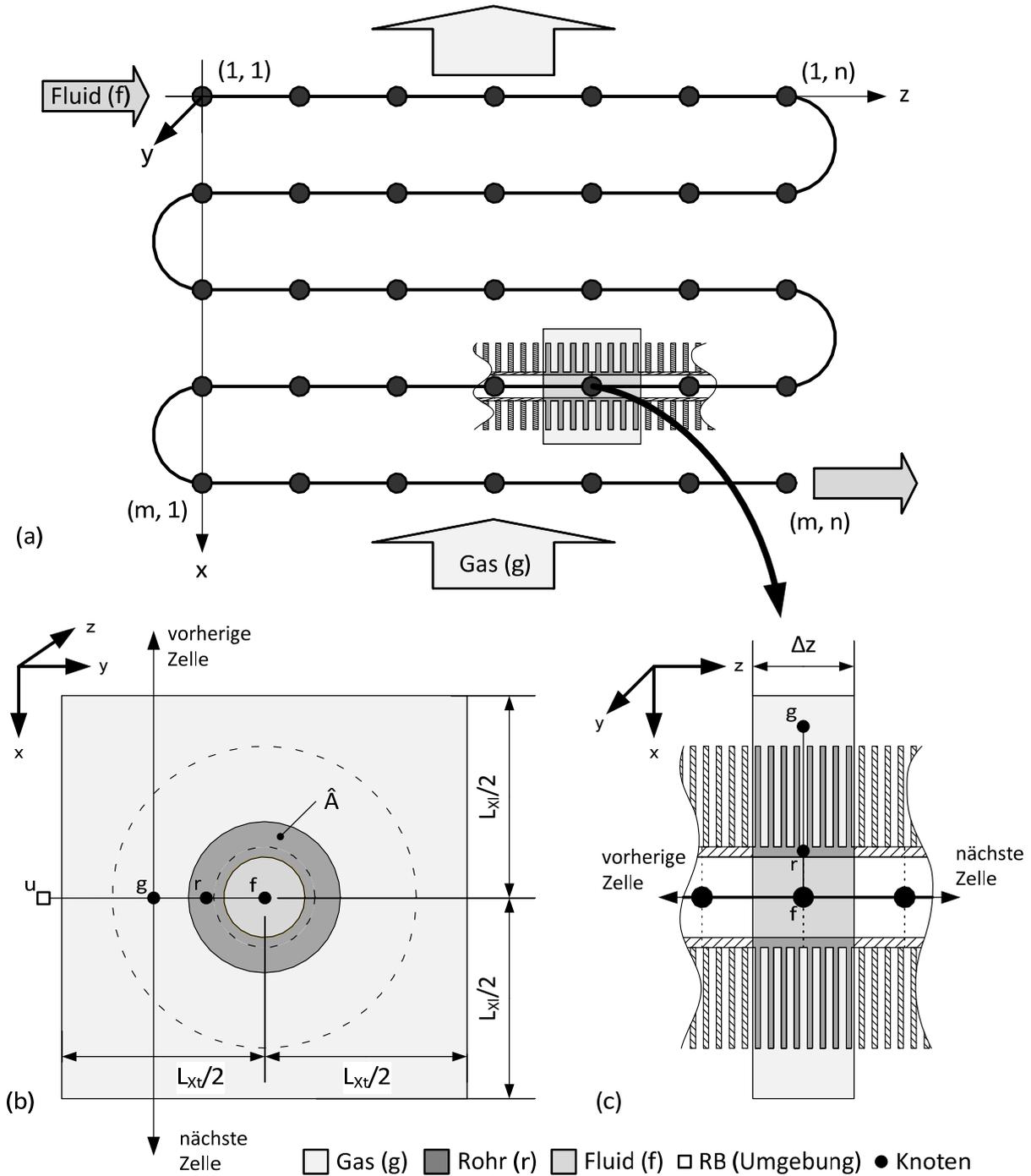


Abb. 3.2: Modellvorstellung eines Volumenelements am Wärmeübertrager: (a) Zweidimensionale Diskretisierung, (b) Seitenansicht eines Knotenelements, (c) Frontalansicht eines Knotenelements

Ausgehend von Gleichung (3.4) werden die folgenden Differentialgleichungen zur Modellierung des Wärmeübertragers aufgestellt. Die Gleichungen sind jeweils über den Quellterm \dot{Q}''' miteinander gekoppelt. Für das Fluid ergibt sich mit dessen volumetrischer Wärmekapazität $\rho_f c_f$ und der Strömungsgeschwindigkeit $v_{z,f}$

$$\rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = -\text{sign} \left(\rho_f c_f v_{z,f} \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) + \dot{Q}_f''' \quad (3.11)$$

Bei der fluidseitigen Differentialgleichung wird durch das Signum sign die Mäanderung der Rohrschlange berücksichtigt. Die DGL (Differentialgleichung) des Rippenrohrs enthält keine Transportterme und lautet

$$\rho_r c_r \frac{\partial T_r}{\partial t} = \dot{Q}_r''' \quad (3.12)$$

Analog zur Fluidseite ergibt sich für die Gasseite mit der Strömungsgeschwindigkeit $v_{x,g}(z)$

$$\rho_g c_{p,g} \frac{\partial T_g}{\partial t} = -\rho_g c_{p,g} v_{x,g}(z) \frac{\partial T_g}{\partial x} + \dot{Q}_g''' \quad (3.13)$$

In dem Modell kann eine gasseitige Geschwindigkeitsverteilung in Abhängigkeit der z-Achse berücksichtigt werden, daher ergibt sich die Abhängigkeit $v_{x,g}(z)$. Wärmeleiteffekte werden vernachlässigt, da die dabei übertragene Leistung klein gegenüber der konvektiv übertragenen Leistung ist. Die Quellterme \dot{Q}''' lauten mit den zuvor definierten Flächen und Wärmeübergangskoeffizienten wie folgt:

$$\dot{Q}_f''' = \alpha_{f-r} \cdot \frac{A_f}{V_f} (T_r - T_f), \quad (3.14)$$

$$\dot{Q}_g''' = \alpha_{g-r} \cdot \frac{A_g}{V_g} (T_r - T_g), \quad (3.15)$$

$$\dot{Q}_r''' = \alpha_{f-r} \cdot \frac{A_f}{V_r} (T_r - T_f) + \alpha_{g-r} \cdot \frac{A_g}{V_r} (T_r - T_g). \quad (3.16)$$

Die Knotenpunkte werden mittig in das Zentrum eines Rippenelements gelegt. Hierdurch ist die Schrittweite in Strömungsrichtung des Gases auf eine longitudinale Rippenteilung festgelegt.

Diskretisierung des Wärmeübertragers

Für die Diskretisierung des Wärmeübertragers wird ein zentrales Differenzenverfahren zweiter Ordnung für die diffusiven Terme und eine Aufwind-Diskretisierung erster Ordnung für die konvektiven Terme angewandt. An jedem Knotenpunkt des Rechengebiets werden die Temperaturen des Gases (g), des Rohres (r) und des Fluides (f) berechnet. Das Diskretisierungsschema in Abb. 3.3 zeigt, wie die einzelnen Temperaturen zueinander im Verhältnis stehen. Das Modell erlaubt zudem die Unterteilung des Wärmeübertragers in Zonen unterschiedlicher Geometrie. So können auch unterschiedliche Rippenrohre innerhalb eines Wärmeübertragers betrachtet werden.

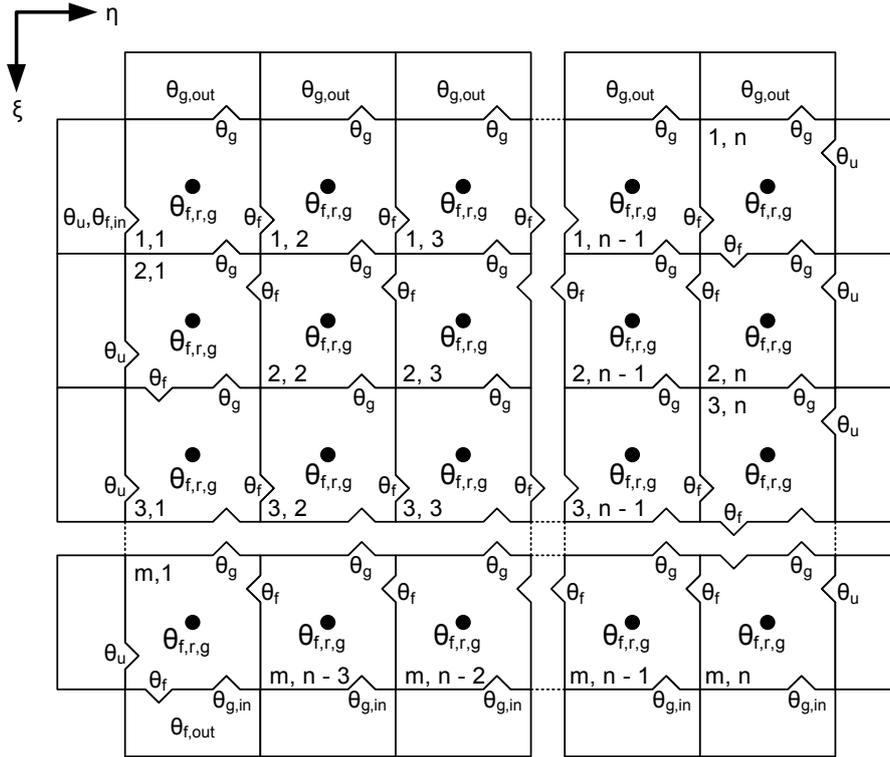


Abb. 3.3: Diskretisierungsschema des Rippenrohr-Wärmeübertragers

Gleichung (3.17) gibt die DGL für das Gas an. Dabei ist der Term $\hat{A}/L_{Xt}L_{Xl}$ der durch das Rippenrohr verdrängte Anteil des in jedem Element zur Verfügung stehenden Volumens $\Delta zL_{Xt}L_{Xl}$. Die Fläche ist \hat{A} die mittlere Querschnittsfläche eines Rippenrohres und des darin enthaltenen Fluides. Diese ist in Abb. 3.2b illustriert. $\eta_{o,g}$ gibt den effektiven Oberflächenwirkungsgrad auf der Gasseite des Rippenrohres an. A_g ist die gasseitig benetzte Oberfläche.

$$\frac{\partial \theta_{g,i,j}}{\partial t} = -\frac{v_{g,x}(\eta)}{L_x} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\hat{A}}{L_{Xt}L_{Xl}}} \cdot \frac{\theta_{g,i,j} - \theta_{g,i+1,j}}{\Delta \xi} - \frac{\alpha_{g-r} \cdot \eta_{o,g} A_g}{\rho_g c_{p,g}} \cdot \frac{1}{\Delta z L_{Xt} L_{Xl} \left(1 - \frac{\hat{A}}{L_{Xt} L_{Xl}}\right)} (\theta_{r,i,j} - \theta_{g,i,j}) \quad (3.17)$$

Die rippenrohrseitige DGL wird durch Gleichung (3.18) beschrieben. A_f ist die fluidseitig benetzte Oberfläche. $\Delta z \hat{A}$ ist das Gesamtvolumen eines Rippenrohrelements.

$$\frac{\partial \theta_{r,i,j}}{\partial t} = -\frac{\alpha_{f-r} \cdot A_f}{\Delta z \hat{A} \cdot \rho_r c_r} (\theta_{r,i,j} - \theta_{f,i,j}) - \frac{\alpha_{g-r} \cdot \eta_{o,g} A_g}{\Delta z \hat{A} \cdot \rho_r c_r} (\theta_{r,i,j} - \theta_{g,i,j}) \quad (3.18)$$

Gleichung (3.19) gibt die fluidseitige DGL an. Zur Berücksichtigung der wechselnden Fließrichtung des Fluides wird der Koeffizient δ eingeführt, der für alle ungeraden Rohrreihen negativ wird.

$$\frac{\partial \theta_{f,i,j}}{\partial t} = -\frac{v_{f,z}}{L_z} \cdot \frac{\theta_{f,i,j} - \theta_{f,i,j+\delta}}{\Delta \eta} - \frac{4 \cdot \alpha_{f-r}}{d_{r,i} \cdot \rho_f c_f} \cdot (\theta_{r,i,j} - \theta_{f,i,j})$$

mit $\delta = (-1)^i$ (3.19)

Die Randbedingungen am Eintritt des Gases und des Fluides sind von erster Art. Dabei werden die Knoten außerhalb des Rechengebiets mit der Eintrittstemperatur des jeweiligen Mediums gleichgesetzt.

$$\theta_{g,m+1,j} = \theta_{g,\text{ein}} = \frac{T_{g,\text{ein}}}{T_{\text{ref}}} \quad (3.20)$$

$$\theta_{f,1,-1} = \theta_{f,\text{ein}} = \frac{T_{f,\text{ein}}}{T_{\text{ref}}} \quad (3.21)$$

Als Austrittsbedingung der Fluidseite wird die Temperatur des letzten Knotens herangezogen. Dabei ist zu unterscheiden, ob eine gerade oder ungerade Rohranzahl vorhanden ist.

$$\theta_{f,\text{aus}} = \begin{cases} \theta_{f,m,1}, & \text{wenn } m \text{ ungerade} \\ \theta_{f,m,n}, & \text{wenn } m \text{ gerade} \end{cases} \quad (3.22)$$

Auf der Gasseite ist durch die Festlegung der Knotenpunkte in die Mitte der Rippenrohrreihe die Anzahl der Knotenpunkte abhängig von der Anzahl der Rohrreihen. Bei wenigen Rippenrohrreihen können sich so größere Abweichungen von mehreren Prozentpunkten ergeben. Als weitere Randbedingung auf der Gasseite ergibt sich ein Wärmeverlustterm in die Umgebung. Dieser wird der Kopplungsbeziehung an den Randknoten zugeschrieben.

$$\dot{Q}_{g,i,1}''' = \alpha_{g-r} \cdot \eta_{o,g} \frac{A_g}{V_g} (\theta_{r,i,1} - \theta_{g,i,1}) + k \frac{A_{g-u}}{V_g} (\theta_u - \theta_{g,i,1}) \quad (3.23)$$

$$\dot{Q}_{g,i,n}''' = \alpha_{g-r} \cdot \eta_{o,g} \frac{A_g}{V_g} (\theta_{r,i,n} - \theta_{g,i,n}) + k \frac{A_{g-u}}{V_g} (\theta_u - \theta_{g,i,n}) \quad (3.24)$$

Auf der Seite des Fluides muss die Mäanderung der Rohrschlange berücksichtigt werden. Die beiden östlichen oder westlichen Seiten des Rechengebiets werden je nach Fließrichtung von den darüber befindlichen Knotenpunkten beeinflusst.

$$\begin{aligned} \theta_{f,i,n+1} &= \theta_{f,i-1,n} \\ \theta_{f,i,n+2} &= \theta_{f,i-1,n-1}, & \text{wenn } i \text{ gerade} \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} \theta_{f,i,-1} &= \theta_{f,i-1,1} \\ \theta_{f,i,-2} &= \theta_{f,i-1,2}, & \text{wenn } i \text{ ungerade} \end{aligned} \quad (3.26)$$

3.2.3 Auslegungsmodell des Wärmeübertragers

Zur Auslegung des Wärmeübertragers wird ein stationäres, auf analytischen Gleichungen basierendes Modell verwendet. Die gewählte Berechnungsweise folgt der P-NTU (*engl. Number of Transfer Units*) Methode. Bei dieser Methode werden zwei Wirkungsgrade für die Seite des flüssigen HTF P_f und des Gases P_g verwendet. Diese sind definiert als die Temperaturänderung der zugeordneten Ströme bezogen auf den maximal auftretenden Temperaturunterschied ΔT_{max} .

$$P_f = \frac{T_{f,\text{ein}} - T_{f,\text{aus}}}{\Delta T_{\text{max}}}, \quad P_g = \frac{T_{g,\text{ein}} - T_{g,\text{aus}}}{\Delta T_{\text{max}}} \quad (3.27)$$

Die Austrittstemperaturen werden dann durch umstellen obiger Gleichungen berechnet. Die Wirkungsgrade stehen über das Wärmekapazitätsstromverhältnis R_g bzw. R_f nach

$$R_f = \frac{\dot{m}_f c_f}{\dot{m}_g c_{p,g}} = \frac{1}{R_g} \quad (3.28)$$

miteinander in Beziehung. Der Wirkungsgrad P_g der Gasseite berechnet sich für den reinen Gegenstrom wie folgt:

$$P_g = \frac{1 - \exp[-NTU_g(1 - R_g)]}{1 - R_g \exp[-NTU_g(1 - R_g)]} \quad (3.29)$$

Analog kann auch der Wirkungsgrad der Seite des HTF berechnet werden. Ist bei einem Rippenrohr-Wärmeübertrager die Stromführung mäanderförmig gegenläufig, so kann ab einer Anzahl von mehreren Rohrreihen von reinem Gegenstromverlauf ausgegangen werden [59]. Die Kennzahl NTU_g ist eine dimensionslose Kenngröße des Wärmeübertragers ähnlich zur dimensionslosen Länge Λ des Regenerators. Die gasseitige NTU_g -Zahl wird berechnet nach

$$NTU_g = \frac{kA}{\dot{m}_g c_{p,g}}. \quad (3.30)$$

Dabei ist kA das Produkt aus Gesamtwärmedurchgangskoeffizient und wärmeübertragender Oberfläche.

$$kA = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g \eta_{o,g} A_g} + \ln\left(\frac{d_{r,a}}{d_{r,i}}\right) \cdot \frac{1}{2\pi \lambda_r L_z n_t} + \frac{1}{\alpha_f A_f}} \quad (3.31)$$

Die Berechnung der Wärmeübergangsbeziehungen erfolgt wie in Anhang A beschrieben. λ_r ist die Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials und $\eta_{o,g}$ ist der im vorherigen Abschnitt beschriebene Oberflächenwirkungsgrad.

3.3 Modellierung des Regenerators

3.3.1 Geometrische Definitionen

Die äußeren Abmessungen des Speicherbehälters ergeben sich aus Abb. 2.6. Im Folgenden sollen die Geometriegrößen für das Besatzmaterial Formsteine (FS), Platten (P) und Schüttung (PB) erläutert werden.

Formsteine

Abb. 3.4a illustriert die Proportionen eines Formsteins. Hieraus lassen sich sämtliche Kenngrößen ableiten. Jeder beliebig geformte Strömungskanal mit der Querschnittsfläche $A_{0,g}$ wird von einer Steinmasse mit der Querschnittsfläche $A_{0,s}$ umgeben.

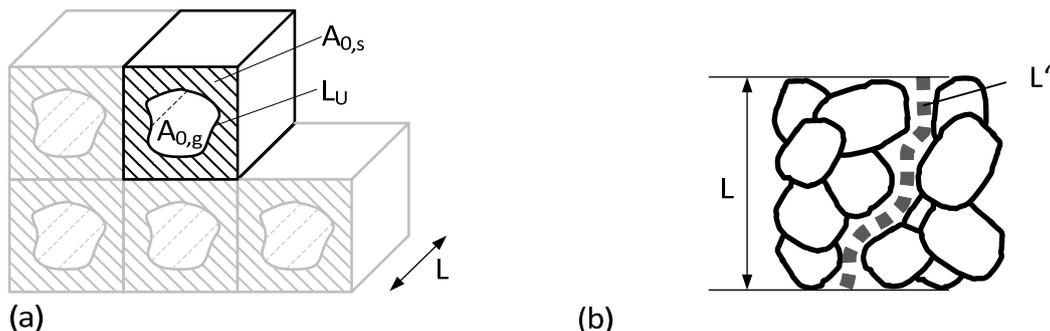


Abb. 3.4: Geometrie des Formsteins (a) und der Schüttung (b)

Aus dem Flächenverhältnis von Strömungskanal und Gesamtfläche folgt die Porosität zu

$$\varepsilon_{FS} = \frac{A_{0,g}}{A_{0,s} + A_{0,g}}. \quad (3.32)$$

Der hydraulische Durchmesser $d_{hyd,FS}$ wird aus der Querschnittsfläche $A_{0,g}$ und dem Umfang L_U des Strömungskanals berechnet. Für Strömungskanäle mit unterschiedlichen Geometrien wird der Mittelwert gebildet:

$$d_{hyd,FS} = \frac{4A_{0,g}}{L_U} = 4 \sum_i^n \frac{A_{i,0,g}}{L_{U,i}}. \quad (3.33)$$

Die wärmeübertragende Fläche pro Volumenelement a_v ergibt sich mit dem hydraulischen Durchmesser und der Porosität ε_{FS} zu

$$a_{v,FS} = \frac{A}{V} = \frac{L_U \cdot L}{(A_{0,s} + A_{0,g})L} = \frac{4A_{0,g}}{(A_{0,s} + A_{0,g})d_{hyd}} = \frac{4\varepsilon_{FS}}{d_{hyd}}. \quad (3.34)$$

Die effektive Steindicke als Grundlage für Wärmeleitvorgänge im Inneren der Steinmasse ist nach [40] definiert als die Länge, die mit dem Umfang multipliziert die Querschnittsfläche des Steins ergibt. Sie lässt sich mit der vorhergegangenen Definition wie folgt ausdrücken:

$$L_{s,FS} = \frac{A_{0,s}}{L_U} = \frac{A_{0,s}}{a_v(A_{0,s} + A_{0,g})} = \frac{(1 - \varepsilon_{FS})}{a_v} = \frac{(1 - \varepsilon_{FS}) \cdot d_{hyd}}{4\varepsilon_{FS}}. \quad (3.35)$$

Soll die effektive Steindicke als Grundlage für ein Modell, welches die Steinmasse räumlich diskretisiert, herangezogen werden, muss ein anderer Ansatz gewählt werden. In diesem Fall wird von kreisrunden Einzelkanälen ausgegangen, die von einer Steinmasse gleichmäßiger Dicke umhüllt sind und außen adiabatisch sind. Die effektive Steindicke $\hat{L}_{s,FS}$ wird so gewählt, dass jedes Einzelelement die gleiche Steinmasse besitzt. Daraus ergibt sich der Ansatz

$$A_{0,s} = \frac{\pi}{4} (d_{hyd,FS} + 2 \cdot \hat{L}_{s,FS})^2 - A_{0,g} \quad (3.36)$$

$$\text{mit } A_{0,g} = \frac{\pi}{4} d_{hyd,FS}^2.$$

Mit Gleichung (3.32) lässt sich Gleichung (3.36) umstellen und die effektive Steindicke lautet

$$\hat{L}_{s,FS} = \frac{d_{hyd,FS}}{2} \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{\varepsilon_{FS}}} - 1 \right). \quad (3.37)$$

Demnach ist die Geometrie der Formsteine über die Porosität und den hydraulischen Durchmesser vollständig definiert.

Platten

Für die Platten gelten die Gleichungen analog den Formsteinen. Die Spaltbreite entspricht dabei dem hydraulischen Durchmesser $d_{hyd,P}$ und die halbe Plattenbreite b_P der effektiven Steindicke.

Schüttung

Abb. 3.4b illustriert den Aufbau einer Schüttung der Länge L . Die Porosität lässt sich am einfachsten aus dem Verhältnis des Volumens der Schüttungspartikel (part) $V_{part,ges}$ zum Gesamtvolumen V_{ges} berechnen. Das Volumen der Partikel kann bei größeren Mengen über

die Rohdichte der Partikel und der Masse berechnet werden oder direkt mit Hilfe der Verdrängung in einem Wasserbad.

$$\varepsilon_{\text{PB}} = \frac{V_{\text{part,ges}}}{V_{\text{ges}}} = \frac{m_{\text{part,ges}}}{\rho_{\text{part}} \cdot V_{\text{ges}}} \quad (3.38)$$

Der hydraulische Durchmesser wird als der durchschnittliche Durchmesser der durch die Schüttungspartikel geformten Strömungskanäle aufgefasst. Hydraulischer Durchmesser $d_{\text{hyd,PB}}$ und Partikeldurchmesser d_{part} stehen daher wie folgt im Verhältnis:

$$d_{\text{hyd,PB}} = \frac{2}{3} \frac{\varepsilon_{\text{PB}}}{(1 - \varepsilon_{\text{PB}})} d_{\text{part}} \quad (3.39)$$

Die spezifische Oberfläche pro Volumenelement lässt sich aus der Definition (3.34) durch Einsetzen von (3.39) berechnen.

$$a_{\text{v,PB}} = \frac{6(1 - \varepsilon_{\text{PB}})}{d_{\text{part}}} \quad (3.40)$$

Zuletzt ergibt sich die effektive Steindicke aus der Hälfte des Partikeldurchmessers. Hierbei ist zu beachten, dass die effektive Steindicke als Bezugsgröße für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit herangezogen werden soll.

$$L_{\text{s,PB}} = \hat{L}_{\text{s,PB}} = \frac{d_{\text{part}}}{2} \quad (3.41)$$

Für Schüttungen wird eine auf dem hydraulischen Durchmesser basierende Reynolds-Zahl $Re_{\text{hyd,PB}}$ wie folgt definiert. Hierbei ist zu beachten, dass laut Definition der entstehende Zahlenfaktor von $3/2$ vernachlässigt wird.

$$Re_{\text{hyd,PB}} = \frac{\rho_{\text{g}} v_{\text{g}} \cdot d_{\text{hyd,PB}}}{\mu_{\text{g}}} = \frac{\rho_{\text{g}} v_{0,\text{g}} \cdot d_{\text{part}}}{(1 - \varepsilon_{\text{PB}}) \mu_{\text{g}}} \quad (3.42)$$

Die auf dem Partikeldurchmesser basierende Reynolds Zahl berechnet sich zu

$$Re_{\text{part,PB}} = \frac{\rho_{\text{g}} v_{0,\text{g}} \cdot d_{\text{part}}}{\mu_{\text{g}}} \quad (3.43)$$

3.3.2 Thermisches Modell

Der Regenerator wird durch die Differentialgleichungen des Temperaturfeldes des gasförmigen Wärmeträgermediums (g) und des Speichermediums (s) beschrieben. Aufgrund der Symmetrieeigenschaften des Speicherbehälters ist für zylindrische Regeneratoren grundsätzlich ein zweidimensionales Modell ausreichend. Sind nur geringe Temperaturgradienten normal zur Strömungsrichtung vorhanden, kann ein eindimensionales Modell verwendet werden. Solche Temperaturgradienten treten nur in der Randzone aufgrund von Wärmeverlusten auf. Aufgrund der sehr guten Isolierung in den hier betrachteten Fällen kann auf eine räumliche Auflösung dieser Randzone verzichtet werden. Bei der Berechnung sehr großer Regeneratoren ist die Randzone ebenfalls von untergeordneter Bedeutung. Ferner ist davon auszugehen, dass lokal fluktuierende Querströmungen ebenfalls keinen signifikanten Einfluss haben. Daher wird der Regenerator eindimensional betrachtet und der Wärmeübergang in der Randzone durch eine empirische Wärmeübergangskorrelation modelliert.

3.3.3 Detailmodell des Regenerators

Für das Detailmodell wird der Temperaturverlauf innerhalb eines repräsentativen Partikels des Speichermaterials berücksichtigt. Die Differentialgleichungen werden ausgehend von Gleichung (3.4) für die Gasphase und die feste Phase formuliert und über den Quellterm \dot{Q}''' miteinander gekoppelt. In der Pilotanlage hat die Wandisolierung gegenüber dem eigentlichen Speichermaterial eine nicht zu vernachlässigende thermische Masse. Daher wird statt eines Wärmedurchgangskoeffizienten die mittlere Wandtemperatur durch eine zusätzliche Differentialgleichung ebenfalls berücksichtigt. Abb. 3.5 zeigt exemplarisch die zugrunde liegende Modellvorstellung für die betrachteten Besatzmaterialien. Die Schüttung wird als Kugel betrachtet, die Formsteine als innendurchströmte Hohlzylinder mit der effektiven Steindicke \hat{L}_s . Die Knotenpunkte für die Diskretisierung des Speichermaterials werden so gelegt, dass der äußere Knoten genau auf der Grenzfläche zwischen Feststoff und Gas liegt und der innere Knoten auf der Symmetrieebene.

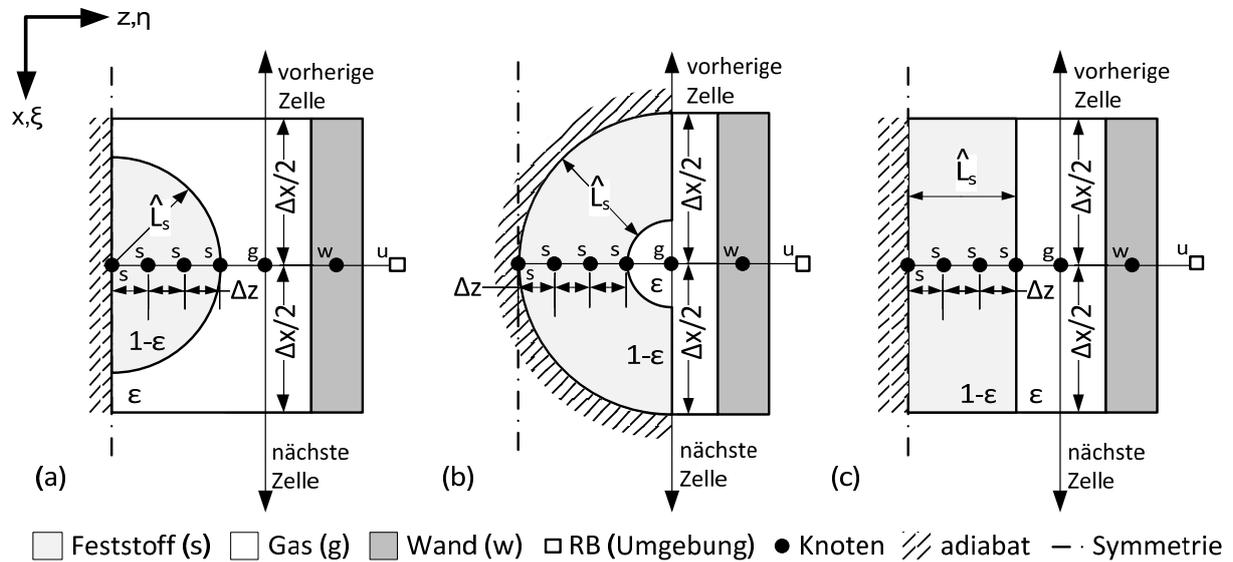


Abb. 3.5: Modellvorstellung eines Volumenelements am Regenerator. Kugelschüttung (a), innendurchströmter Zylinder (b) und umströmte Platten (c)

Es wird außerdem die Möglichkeit bedacht, dass der Speicherbehälter zylindrisch ausgeführt ist, wobei das Wärmeträgermedium radial von innen nach außen strömt (vgl. Abb. 2.6b). Hierzu wird der Koeffizient Γ_g eingeführt, der in diesem Fall den Wert Eins annimmt und in allen anderen Fällen zu Null gesetzt wird. Die Wärmeleitung des Speicherinventars innerhalb des Speicherbehälters wird gasseitig durch eine effektive Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{\text{eff},x}$ modelliert. Diese entspricht der Parallelschaltung der Wärmeleitwiderstände von Gas und Feststoff, gewichtet durch den jeweiligen Volumenanteil. Hänchen et al. [60] vergleichen diesen vereinfachten Ansatz mit komplexeren Modellen und finden eine gute Übereinstimmung. Die DGL der Gasseite lautet damit wie folgt:

$$\epsilon \rho_g c_{p,g} \frac{\partial T_g}{\partial t} = -\rho_g c_{p,g} v_{0,x,g} \frac{\partial T_g}{\partial x} + \lambda_{\text{eff},x} \left(\frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + \frac{\Gamma_g}{x} \frac{\partial T_g}{\partial x} \right) + \dot{Q}_g''' \quad (3.44)$$

$$\text{mit } \lambda_{\text{eff},x} = \left(\frac{1-\epsilon}{\lambda_s} + \frac{\epsilon}{\lambda_g} \right)^{-1}$$

Die räumliche Diskretisierung des Inneren des Speichermaterials erfolgt eindimensional. Hierzu muss das Koordinatensystem an den jeweiligen Anwendungsfall angepasst werden. Die Unterschiede sind ebenfalls in Abb. 3.5 erkennbar. Gleichung (3.45) gibt die DGL für den

Feststoff in allgemeiner Form an. Der Koeffizient Γ_s trägt dem jeweiligen Koordinatensystem Rechnung. Schüttungen werden in Kugelkoordinaten ($\Gamma_s = 2$) beschrieben, innendurchströmte Hohlzylinder oder umströmte Zylinder in Zylinderkoordinaten ($\Gamma_s = 1$) und Platten in kartesischen Koordinaten ($\Gamma_s = 0$). Für Kugel- und Zylinderkoordinaten ist z mit dem Radius r zu substituieren.

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_s \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} + \frac{\Gamma_s}{z} \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) + \dot{Q}_s''' \Big|_{z=L_s} \quad (3.45)$$

Der gaseitige Quellterm beinhaltet einen Verlustterm über den Verluste in die Umgebung berücksichtigt werden. Auf der Seite des Feststoffs tritt der Quellterm nur an der Grenzfläche zwischen Gas und Feststoff auf. Daher wird auf Seite der festen Phase deren Oberflächentemperatur $T_{s,0} = T_s|_{z=L_s}$ verwendet. Die Berechnung der Quellterme lautet wie folgt:

$$\dot{Q}_g''' = \alpha_{\text{vol}} \cdot (T_{s,0} - T_g) + k_w \cdot \frac{A_{i,\text{Reg}}}{V_g} (T_w - T_g), \quad (3.46)$$

$$\dot{Q}_s''' = \alpha_{\text{vol}} \cdot (T_g - T_{s,0}). \quad (3.47)$$

Der volumetrische Wärmeübergangskoeffizient α_{vol} wird aus dem Produkt aus spezifischer Oberfläche a_v und Wärmeübergangskoeffizienten α berechnet. Für das Wandelement wird ein effektiver Wärmedurchgangskoeffizient k_w herangezogen. Dabei bezeichnet $A_{i,\text{Reg}}$ die zugehörige Oberfläche der Innenwand des Regenerators und V_g das Gasvolumen. Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten ist in Anhang A.3 beschrieben. Die DGL des Wandelements lautet wie folgt:

$$\rho_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \dot{Q}_w''' . \quad (3.48)$$

Der Quellterm \dot{Q}_w''' koppelt die DGL der Wand mit der Umgebung und der Gasphase.

$$\dot{Q}_w''' = k_w \cdot \frac{A_{i,\text{Reg}}}{V_w} (T_g - T_w) + k_u \cdot \frac{A_{a,\text{Reg}}}{V_w} (T_u - T_w) \quad (3.49)$$

Hierbei ist k_u der Wärmedurchgangskoeffizient zur Umgebung, T_u die Umgebungstemperatur, $A_{a,\text{Reg}}$ die Außenoberfläche und V_w das Volumen des Wandelements.

Diskretisierung des Detailmodells

Die Differentialgleichungen des Detailmodells werden räumlich nach dem Finite-Differenzen-Verfahren diskretisiert. Abb. 3.6a illustriert die Wechselwirkungen der Knotenpunkte untereinander. Für die konvektiven Terme wird ein Aufwind-Verfahren erster Ordnung eingesetzt und für die Wärmeleitung zentrale Differenzen zweiter Ordnung. Die gaseitige Differentialgleichung in den Punkten $(i, n-1)$ lautet nach der Diskretisierung und Umstellung der zeitlichen Ableitung auf die linke Seite wie folgt:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \theta_{g,i,n-1}}{dt} = & -\frac{v_{0,x,g}}{L_x} \cdot \frac{\theta_{g,i,n-1} - \theta_{g,i-1,n-1}}{\Delta \xi} \\
& + \frac{\lambda_{\text{eff},x}}{\rho_g c_{p,g} \varepsilon \cdot L_x^2} \left[\frac{\theta_{g,i+1,n-1} - 2\theta_{g,i,n-1} + \theta_{g,i-1,n-1}}{\Delta \xi^2} \right. \\
& \left. + \frac{\Gamma_g}{\xi_i} \frac{\theta_{g,i+1,n-1} - \theta_{g,i-1,n-1}}{2\Delta \xi} \right] - \frac{\alpha_{\text{vol}}}{\rho_g c_{p,g} \varepsilon} (\theta_{g,i,n-1} - \theta_{s,i,n-2}) \\
& - \frac{A_{i,\text{Reg}}}{V_g} \frac{k_w}{\rho_g c_{p,g} \varepsilon} (\theta_{g,i,n-1} - \theta_{w,i,n}). \tag{3.50}
\end{aligned}$$

Analog ergibt sich die Gleichung für den Feststoff in den Punkten $(i, 1 \dots n-2)$ wie in folgender Gleichung dargestellt.

$$\frac{\partial \theta_{s,i,j}}{dt} = \frac{\lambda_s}{\rho_s c_s \cdot \hat{L}_s^2} \left[\frac{\theta_{s,i,j+1} - 2\theta_{s,i,j} + \theta_{s,i,j-1}}{\Delta \eta^2} + \frac{\Gamma_s}{\eta_j} \cdot \frac{\theta_{s,i,j+1} - \theta_{s,i,j-1}}{2\Delta \eta} \right] \tag{3.51}$$

In beiden Gleichungen wurden die dimensionslosen Variablen eingeführt. Hierbei ist für die Formsteine zu beachten, dass die Länge z rückwärts, beginnend bei $\hat{L}_s + d_{\text{hyd}}/2$ verläuft. Hiermit ergibt sich

$$\begin{aligned}
\theta &= \frac{T}{T_{\text{ref}}}, \quad \xi_i = \frac{x}{L_x}, \quad \eta_j = \frac{z}{\hat{L}_s} \\
\text{mit } z &= \begin{cases} 0 \dots \Delta z \dots \hat{L}_s, & \text{für Schüttung und Platten} \\ \hat{L}_s + \frac{d_{\text{hyd}}}{2} \dots - \Delta z \dots \hat{L}_s, & \text{für Formsteine.} \end{cases} \tag{3.52}
\end{aligned}$$

Die Randbedingung am Eintritt des Gases ist von erster Art. Dabei wird der Knoten außerhalb des Rechengebiets mit der Eintrittstemperatur des Gases gleichgesetzt.

$$\theta_{g,-1,n-1} = \theta_{g,\text{ein}} = \frac{T_{g,\text{ein}}}{T_{\text{ref}}} \tag{3.53}$$

Bei der Bildung des Differenzenquotienten werden die Randknoten statt mit $\Delta \xi$ mit $\Delta \xi/2$ berechnet. Für das Randgebiet des Speichermaterials ergeben sich zwei Randbedingungen. Im Zentrum eines Feststoffpartikels, unabhängig seiner geometrischen Form, ergibt sich die Forderung dass dort der Wärmefluss gleich Null ist, demnach lässt sich schreiben

$$\dot{q}_{i,0} = \frac{\theta_{s,i,-1} - \theta_{s,i,1}}{2\Delta \eta} = 0. \tag{3.54}$$

Dies ist eine Randbedingung zweiter Art, auch Neumann Randbedingung genannt. Eingesetzt in Gleichung (3.51) ergibt sich die diskretisierte Gleichung in den Randpunkten $i, 0$ zu

$$\frac{\partial \theta_{s,i,0}}{dt} = \frac{\lambda_s}{\rho_s c_s} \left[\frac{2\theta_{s,i,1} - 2\theta_{s,i,0}}{\Delta \eta^2} \right]. \tag{3.55}$$

Am Übergang zum Gas in den Punkten $i, n-2$ ergibt sich eine Randbedingung dritter Art (Cauchy-Randbedingung). Der Wärmefluss ist dort proportional zur Potentialdifferenz

$$\dot{q}_{i,n-2} = -\lambda_s \frac{\theta_{s,i,n-2} - \theta_{s,i,n-3}}{\Delta \eta \cdot \hat{L}_s} = \alpha_{g-s} (\theta_{g,i,n-1} - \theta_{s,i,n-2}). \tag{3.56}$$

Eingesetzt in Gleichung (3.50) ergibt sich hier

$$\frac{\partial \theta_{s,i,n-2}}{dt} = \frac{\lambda_s}{\rho_s c_s} \cdot \left[\frac{2\theta_{s,i,n-2} + 2\theta_{s,i,n-3}}{\Delta\eta^2} - \left(\frac{2}{\Delta\eta} + \frac{\Gamma_n}{\eta} \right) \cdot \frac{\alpha_{\text{vol}} \cdot \hat{L}_s}{\lambda_s} (\theta_{s,i,n-2} - \theta_{g,i,n-1}) \right]. \quad (3.57)$$

Das Wandelement in den Punkten (i, n) ist ein kapazitiver Term, der über Wärmedurchgangsbeziehungen mit dem Gas und der Umgebung gekoppelt ist. Die Gleichung lautet wie folgt:

$$\frac{\partial \theta_{w,i,n}}{dt} = -\frac{A_{i,\text{Reg}}}{V_w} \frac{k_w}{\rho_w c_w} (\theta_{w,i,n} - \theta_{g,i,n-1}) - \frac{A_{a,\text{Reg}}}{V_w} \frac{k_u}{\rho_w c_w} (\theta_{w,i,n} - \theta_u). \quad (3.58)$$

3.3.4 Auslegungsmodell des Regenerators

Für das Auslegungsmodell ist ein schnelles Rechenmodell erforderlich. Daher wird eine mittlere Temperatur eines Speicherelements angenommen, so dass nur zwei gekoppelte Differentialgleichungen je Knoten berechnet werden müssen. Wärmeleitung wird bei der Auslegungsrechnung vernachlässigt, da nur Betriebszustände betrachtet werden, bei denen Konvektion dominiert. Darüber hinaus ist auch die Wärmekapazität der Gasphase vernachlässigbar, weil diese sehr klein gegenüber der festen Phase ist. Gleichung (3.4) vereinfacht sich daher wie folgt:

$$0 = -\rho_g c_{p,g} v_{0,x,g} \frac{\partial T_g}{\partial x} + \dot{Q}_g''' \quad (3.59)$$

Sofern Temperaturgradienten im Inneren des Speichermaterials gering sind, kann eine einheitliche Temperatur für das Material angenommen werden. Schmid und Willmott [12] geben als Richtwert eine Biot-Zahl kleiner Eins an. Ab einer bestimmten Wandstärke des Speichermaterials muss ein zusätzlicher Wärmeleitwiderstand berücksichtigt werden, so dass der Wärmeübergangskoeffizient α_{vol} in einen „Wärmeeindringkoeffizienten“ k_{vol} übergeht. Sragovic [61] nennt hier als Richtwert eine Biot-Zahl größer 0,1. Je nach äußerer Geometrie hat Hausen [11] vereinfachte Gleichungen hergeleitet. In der Kopplungsbeziehung \dot{Q}_g''' wird der Wärmeeindringkoeffizient wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_g''' = -\dot{Q}_s''' = k_{\text{vol}} \cdot (T_s - T_g)$$

$$\text{mit } \frac{1}{k_{\text{vol}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{vol}}} + \frac{L_s}{C \cdot \lambda}, \quad \text{und } C = \begin{cases} 3 & \text{für Platten} \\ C_{\text{Zyl}} & \text{für Zylinder} \\ 5 & \text{für Kugeln.} \end{cases} \quad (3.60)$$

Für den Hohlzylinder berechnet sich der Koeffizient nach [62] zu

$$C_{\text{Zyl}} = \frac{L_s}{r_i^3 (4r_a^2 - r_i^2) + r_i r_a^4 \left[4 \ln \left(\frac{r_a}{r_i} \right) - 3 \right]}, \quad \text{mit } \begin{cases} r_i = \frac{d_{\text{hyd}}}{2} \\ r_a = r_i + L_s \end{cases}. \quad (3.61)$$

Gleichung (3.4) lässt sich für die feste Phase formulieren zu

$$(1 - \varepsilon) \rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \dot{Q}_s'''. \quad (3.62)$$

Wärmeverluste werden ebenfalls vernachlässigt, da die Auslegungsrechnungen für sehr große Regeneratoren mit geringem Oberflächen-zu-Volumen-Verhältnis durchgeführt werden. Werden in Gleichung (3.59) die Änderung der inneren Energie der Gasphase und eine effektive Wärmeleitfähigkeit mitberücksichtigt, entspricht das Auslegungsmodell dem häufig verwendeten Modell nach Schumann [10]. Dieses Modell wäre bei flüssigen Wärmeträgermedien vorzuziehen, da in diesem Fall die innere Energie nicht zu vernachlässigen ist.

Diskretisierung des Auslegungsmodells

Das Auslegungsmodell wird mit einem Aufwind-Schema erster Ordnung diskretisiert. Die zeitliche Diskretisierung findet voll implizit statt. In dimensionsloser, diskretisierter Form lautet Gleichung (3.59) für die Gasphase nun

$$\frac{\theta_{g,i-1}^{n+1} - \theta_{g,i}^{n+1}}{\Delta \xi} = \Lambda \cdot (\theta_{s,i}^{n+1} - \theta_{g,i}^{n+1}), \quad (3.63)$$

während Gleichung (3.62) für die feste Phase in dimensionsloser Form

$$\frac{\theta_{s,i}^{n+1} - \theta_{s,i}^n}{\Delta \tau} = \Pi \cdot (\theta_{g,i}^{n+1} - \theta_{s,i}^{n+1}) \quad (3.64)$$

lautet. Dabei werden folgende dimensionslose Größen eingeführt:

$$\theta = \frac{T}{T_{\text{ref}}}, \quad \tau = \frac{t}{t_{\text{ref}}}, \quad \xi = \frac{x}{L_{\text{Reg}}}$$

$$\Lambda = \frac{V_{\text{Reg}} \cdot k_{\text{vol}}}{\dot{m}_g c_{p,g}}, \quad \Pi = \frac{t_{\text{ref}} \cdot k_{\text{vol}}}{\rho_s c_s (1 - \varepsilon)}. \quad (3.65)$$

Das Diskretisierungsschema für das Auslegungsmodell ist in Abb. 3.6b dargestellt. Die Stoffdaten werden mit den bekannten Temperaturwerten des vorhergegangenen Zeitschritts berechnet (engl. *Backward-Time-Approximation*). Diese Annahme ist gerechtfertigt, da sich die Stoffdaten innerhalb eines Zeitschritts nur geringfügig ändern.

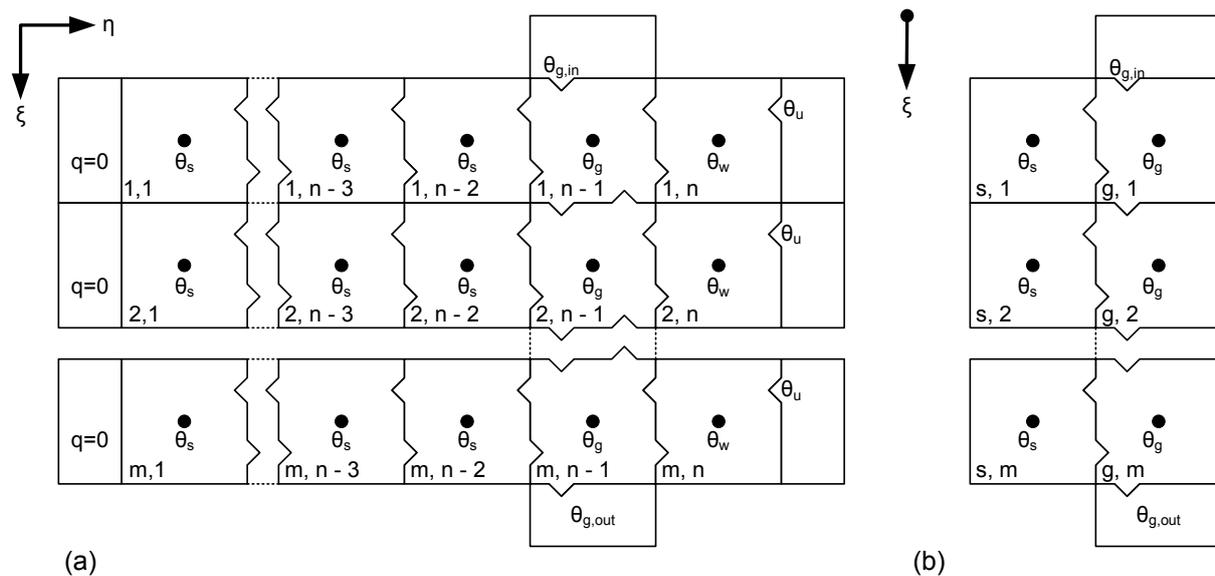


Abb. 3.6: (a) Diskretisierungsschema des Detailmodells und (b) des Auslegungsmodells

Die zeitliche Diskretisierung führt auf ein lineares Gleichungssystem mit einer dünn besetzten Bandmatrix $\bar{\bar{M}}$.

$$\bar{\bar{M}} \cdot \theta^{n+1} = \theta^n + b \quad (3.66)$$

θ^{n+1} ist der Vektor des Temperaturfelds zum neuen Zeitpunkt $n + 1$ und θ^n zum vorherigen Zeitpunkt n . Die Randbedingungen sind im Vektor b enthalten. Das Gleichungssystem lässt sich für den neuen Zeitschritt durch linksseitige Multiplikation mit der Inversen von $\bar{\bar{M}}$ lösen. Die Berechnung der Inversen erfolgt im mittels einer LU-Zerlegung. Dabei wird auf die entsprechenden Routinen DGBTRF und DGBTRS aus dem „Linear Algebra Package (LAPACK)“ zurückgegriffen [63].

3.4 Modellierung des Kraftwerksblocks

Zur Abbildung des Kraftwerksblocks wird auf vorhandene Regressionsmodelle zurückgegriffen. Es handelt sich in beiden Fällen um einen Clausius-Rankine Prozess mit regenerativer Speisewasservorwärmung und einfacher Zwischenüberhitzung. Die Regressionsmodelle korrelieren die drei maßgeblichen Einflussgrößen auf das Lastverhalten des Kraftwerksblocks. Diese sind der Massenstrom \dot{m}_{HTF} und die Eintrittstemperatur $T_{\text{HTF,KW,ein}}$ des HTF sowie der Abdampfdruck des Kondensators p_{Kond} . Neben der Kraftwerksnettleistung $P_{\text{KW,net}}$ wird die Austrittstemperatur des HTF aus dem Kraftwerksblock $T_{\text{HTF,KW,aus}}$ ausgegeben.

Das auf dem Wärmeträgermedium VP1 basierende Kraftwerk wird nach einem Modell von [39] abgebildet. Das Modell beinhaltet zwei HD-Speisewasservorwärmer und vier ND-Speisewasservorwärmer. Der letzte ND-Speisewasservorwärmer vor den HD-Speisewasservorwärmern ist in einer offenen Bauweise ausgeführt. Zur Vermeidung einer Regelung wird angenommen, dass der Vorwärmer stets gesättigtes Speisewasser liefert. Die ursprüngliche Bruttogleistung des Kraftwerksblocks von $50 \text{ MW}_{\text{el}}$ wurde auf $52,64 \text{ MW}_{\text{el}}$ normiert, um eine thermische Leistung von $140 \text{ MW}_{\text{th}}$ zu erreichen. Der Einfluss von Massenstrom und Eintrittstemperatur des HTF ist in Abb. 3.7 dargestellt.

Der salzbasierte Kraftwerksblock wurde in [64] entwickelt. Hierbei handelt es sich um einen Kraftwerksblock mit einer Bruttogleistung von $125 \text{ MW}_{\text{el}}$ mit Flüssigsalz als HTF. Das Modell wurde in EBSILON-Professional implementiert. Es beinhaltet ebenfalls drei geschlossene und einen offenen ND-Speisewasservorwärmer, allerdings drei HD-Speisewasservorwärmer. Der Dampferzeuger ist ein geregelter Zwangsdurchlaufdampferzeuger. Die Regelung der Frischdampfparameter findet durch eine Einspritzkühlung des Überhitzers statt. Das Kraftwerk ist für eine Eintrittstemperatur des HTF von $510 \text{ }^\circ\text{C}$ ausgelegt. Die thermische Leistung des Kraftwerks beträgt mit $282 \text{ MW}_{\text{th}}$ etwa das Doppelte des ölbasierten Kraftwerks. Abb. 3.7 zeigt den Einfluss von Massenstrom und Eintrittstemperatur auf die Kraftwerksbruttogleistung und HTF Austrittstemperatur.

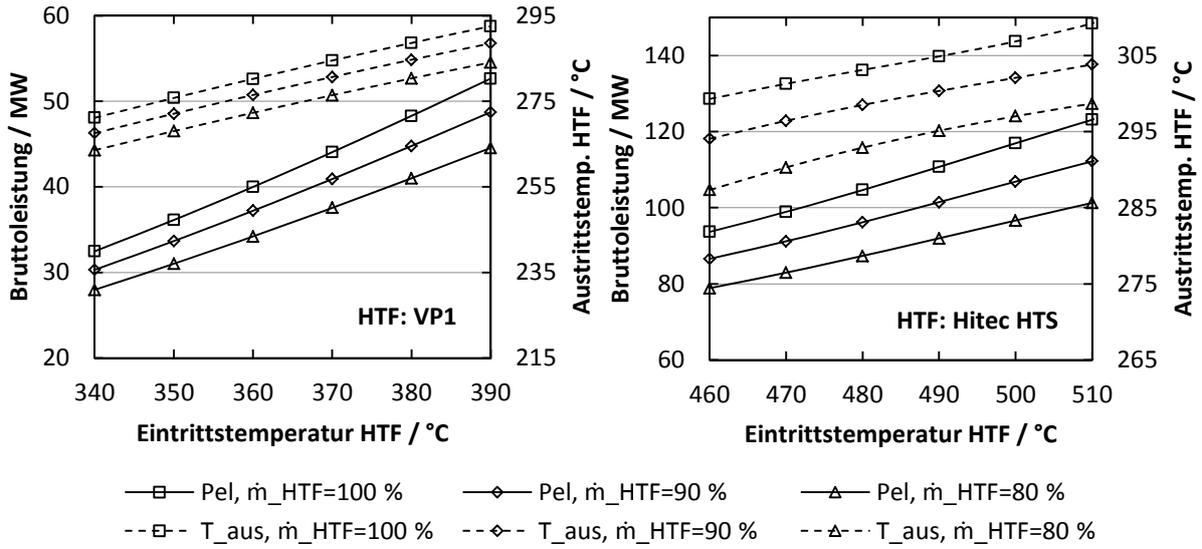


Abb. 3.7: Teillastverhalten des ölbasierten und des salzbasierten Kraftwerksblocks

4 Modellvalidierung und Versuche

Zum Nachweis der Funktionsfähigkeit des CellFlux-Konzepts und zur Validierung der Modelle wird eine Versuchsanlage entworfen und realisiert. Das Kapitel beschreibt zunächst die Rahmenbedingungen und den Aufbau der Versuchsanlage. Eine Beschreibung der Inbetriebnahme-Versuche zur Konsistenzprüfung findet sich in Anhang E. Der experimentelle Teil gliedert sich in Versuche zum thermischen Verhalten des Speichers, Versuchen zur Modellvalidierung und zuletzt dem Vergleich von Druckverlusten der Pilotanlage mit Ergebnissen aus einem Teststand.

Die Validierung findet anhand der Detailmodelle statt, da diese mit variablen Eingangsgrößen versehen werden können. In Anhang B.3 ist ein Vergleich der Auslegungsmodelle mit den Detailmodellen beschreiben. Das Detailmodell der Schüttung soll anhand von Ergebnissen aus der Literatur gestützt werden. Hierbei finden sich nur wenige experimentelle Untersuchungen in einem relevanten Maßstab, bei denen notwendige Angaben zur Modellbildung vollständig sind. Einige häufig zitierte Arbeiten bei niedrigen Temperaturen bis 60 °C sind die von Beasley et al. [23] und Sullivan et al. [65]. Die Autoren Nsofor et al. [66], Meier et al. [67] und Allen [68] veröffentlichen Versuche bei Temperaturen in einem für das CellFlux-System relevanten Bereich. Die Veröffentlichung von Allen eignet sich besonders gut zur Modellvalidierung, da der Versuchsaufbau detailliert beschrieben ist und aufgrund der Versuchsanlagengröße die Randeffekte gering sind. Über eine an der DVFLR betriebene Versuchsanlage finden sich ebenfalls einige Veröffentlichungen [16], [20]. Die Beschreibung der für die Modellbildung erforderlichen Parameter ist jedoch lückenhaft. Die bisher größte realisierte Versuchsanlage ist die von Zanganeh et al. [22], mit einer Bettlänge von drei Metern. Hierbei muss jedoch die konisch geformte Behälterstruktur berücksichtigt werden und es finden sich keine Angaben über die Gleichverteilung der Strömung. Detaillierte Angaben über Modellparameter und präzise Angaben zur Strömungsverteilung über den im Solarturm Jülich eingesetzten Regeneratorspeicher sind ebenfalls lückenhaft [69].

4.1 Konzeption und Inbetriebnahme der Versuchsanlage

Aufgrund der Größe der Anlage können erstmals Randeffekte minimiert werden, die in kleineren Testständen auftreten. Hierzu zählen Randströmungen und Wärmeverluste. Diese wurden in bisherigen Arbeiten mit großen Fehlertoleranzen erklärt. Darüber hinaus ist es möglich, auch Ausgleichsvorgänge durch Konvektion und Wärmeleitung während eines Anlagenstillstands zu untersuchen.

4.1.1 Vorhandene Infrastruktur

Im Rahmen eines früheren Projektes wurde eine eingehauste Testanlage für thermische Energiespeicher aufgebaut. Teil dieser Testanlage war eine Thermoölanlage, die auch für die CellFlux-Pilotanlage eingesetzt wird. Abb. 4.1 zeigt den Grundriss der Behausung und das zur Verfügung stehende Gelände vor dem Aufbau der Anlage.

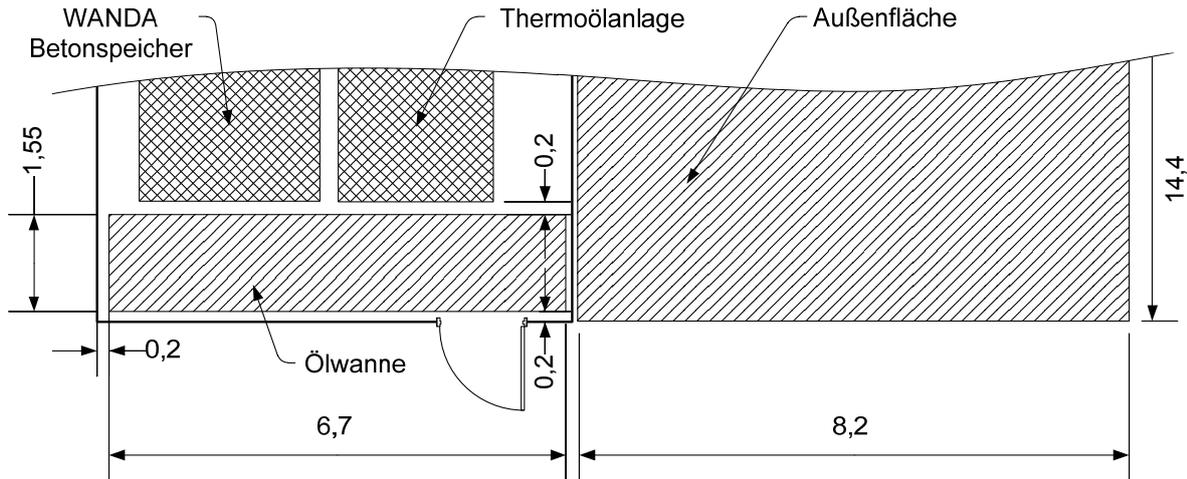


Abb. 4.1: Grundriss der zur Verfügung stehenden Hütte und des anschließenden Geländes vor dem Aufbau der Pilotanlage, Längenangaben in Meter

Die bestehende Anlage ist mit dem Thermoöl Syltherm 800 befüllt. Dieses ist im Gegensatz zu VP1 nicht umweltgefährdend, besitzt jedoch geringfügig andere physikalische Eigenschaften als VP1.

4.1.2 Berechnung der Komponenten

Im Zusammenhang mit der vorhandenen Infrastruktur ergeben sich folgende Randbedingungen für die Pilotanlage:

Tabelle 4.1: Randbedingungen der Pilotanlage mit Syltherm 800

Anlagenleistung	100	kW
Maximal zulässiger ölseitiger Druckverlust	1	bar
Massenstrom Luft	0,95	kg/s
Massenstrom Thermoöl	0,46	kg/s

Eine exakte Auslegung des Ventilators war zu dem frühen Planungsstand der Pilotanlage noch nicht möglich, da die exakten Randbedingungen noch nicht definiert waren. Als Bemessungsgrundlage wurde daher eine maximale parasitäre Leistung von 10 % der äquivalenten elektrischen Kraftwerksleistung angenommen. Im Zusammenhang mit den Daten des Referenzkraftwerks und einem angenommenem elektrischen Gesamtwirkungsgrad des Ventilators von 70 % berechnet sich der maximal zulässige Druckverlust der Anlage zu etwa 1800 Pa. Druckverluste der Rohrleitungen und übrigen Anlagenteile wurden zu maximal etwa 1700 Pa abgeschätzt, sodass sich eine notwendige Gesamtdruckerhöhung des Ventilators von etwa 3500 Pa ergibt. Die technischen Daten des Ventilators fasst Tabelle 4.2 zusammen.

Tabelle 4.2: Technische Daten des Ventilators

Volumenstrom	1,71	m ³ /s
Statischer Druck bei 0,58kg/m ³	3436	Pa
Nennzahl	2921	1/min
Laufleistung bei 0,58kg/m ³	7,81	kW
Betriebstemperatur	300	°C
Gesamtlänge	1,55	m

Zur Richtungsumkehr der Luftströmung wäre ein bidirektional arbeitender Axialventilator vorgesehen. Ein solcher Ventilator, der Temperaturen bis 300 °C dauerhaft standhalten kann, ist derzeit als Standardlösung nicht auf dem Markt verfügbar. Aus diesem Grund muss auf einen Radialventilator zurückgegriffen werden, der mit den gewünschten Leistungsdaten verfügbar ist. Der Radialventilator erlaubt jedoch nur eine unidirektionale Förderrichtung, weshalb die notwendige Strömungsumkehr durch eine geeignete Rohrleitung in Form einer Klappkastengruppe realisiert werden muss. Diese wurde für die Versuchsablage aus Rohrsystemkomponenten für Lüftungssysteme entworfen. Durch geeignete Umbaumaßnahmen der Dichtungen und des Stellantriebs sowie einer Oberflächenbeschichtung wird eine Temperaturfestigkeit dieses Anlagenteils von 300 °C erreicht.

Aus dem vorhandenen Platzangebot, den Abmessungen des Ventilators, Einlaufstrecken und der Mindestlänge des Wärmeübertragers ergibt sich eine maximale Länge der Klappkastengruppe. Zusätzlich muss ein Mindestabstand zwischen Wärmeübertrager und der daran vorbei laufenden Rohrleitung eingehalten werden.

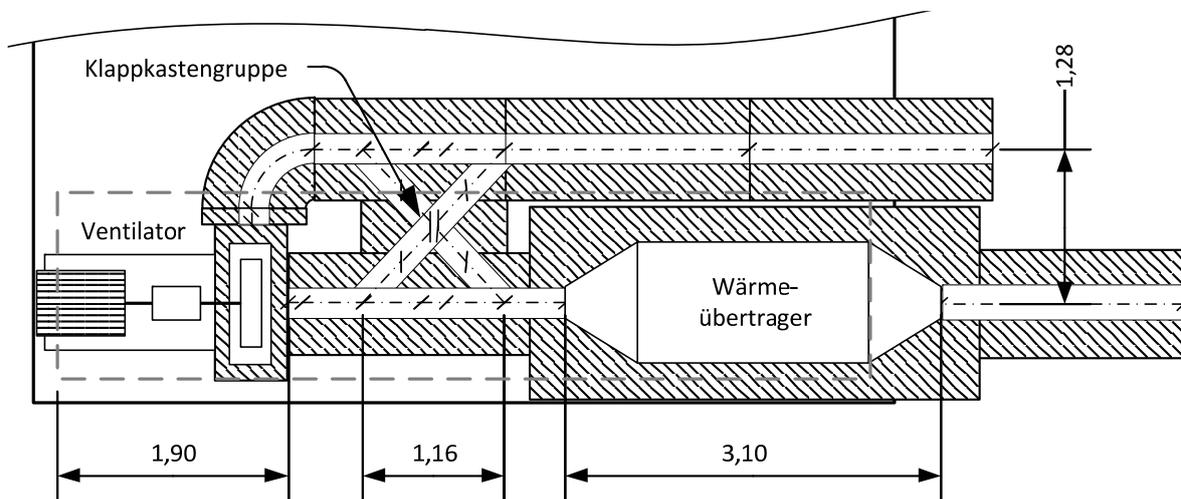


Abb. 4.2: Detailansicht der Hütte mit Ventilator, Rohrleitungen und Wärmeübertrager. Zusätzlich ist der Platzbedarf durch Isolierung dargestellt

Die Maximalgröße der Klappkastengruppe lässt sich mit einem Rohrleitungssystem von DN250 erreichen. Dies stellt auch einen guten Kompromiss zwischen Druckverlusten der Luftströmung einerseits und dem Isoliermaterialbedarf andererseits dar. Höhere Druckverluste durch geringere Rohrdurchmesser bedeuten eine größere Druckdifferenz gegenüber der Umgebung, wodurch unerwünschte Leakageströme zunehmen. Auf der Verbindungsstrecke zwischen Wärmeübertrager und Regenerator wird eine Rohrleitung mit DN300 eingesetzt. Durch die um etwa 100 K höheren Temperaturen gegenüber den übrigen Anlagenteilen wäre dort eine höhere Strömungsgeschwindigkeit zu erwarten, die durch die größere Querschnittsfläche wieder kompensiert wird.

4.1.3 Beschreibung des Wärmeübertragers

Die Berechnung des Wärmeübertragers folgt Korrelationen von Briggs & Young [50] sowie Robinson & Briggs [51]. Für die Auslegung des Wärmeübertragers wurde als Rahmenbedingung nicht eine bestimmte parasitäre Leistung vorgegeben, sondern es sollte der zur Verfügung stehende Bauraum möglichst gut ausgenutzt werden. Hierbei spielen die notwendige Unterständerrung, Isolierung und Deckenhöhe eine Rolle. Unter diesen Umständen ergeben sich eine maximal zulässige Höhe des Rohrregisters von 1500 mm und eine maximal zulässige Breite von 1000 mm. Es wurden die fertigungstechnisch minimal

möglichen Rohrabmessungen gewählt. Die Auslegungsdaten des Wärmeübertragers fasst Tabelle C.13 im Anhang zusammen.

Für den Wärmeübertrager im Kraftwerksmaßstab ist ölseitig ein Durchgang pro Rohrreihe vorgesehen. Um die Einflüsse langer Strömungswege auf der Thermoölseite realistisch abzubilden, werden in der Pilotanlage mehrere Durchgänge pro Rohrreihe realisiert. Die ölseitigen Druckverluste begrenzen die maximale Anzahl an Rohrdurchgängen pro Rohrreihe auf drei, wie in Abb. 4.3a illustriert. Das Öl tritt auf der gegenüberliegenden Seite des Lufteintritts in den Wärmeübertrager ein und verteilt sich auf acht parallel geschaltete Rohre pro Durchgang. Nach drei Durchgängen innerhalb der ersten Rohrreihe wird das Thermoöl zur nächsten Rohrreihe geleitet, die es wiederum in drei Durchgängen durchströmt. Nach insgesamt 25 Rohrreihen verlässt das Thermoöl den Wärmeübertrager. Die drei Durchgänge pro Rohrreihe können wie ein einziger Rohrstrang mit der dreifachen Länge betrachtet werden. Abb. 4.3b veranschaulicht die zugrunde liegende Modellvorstellung. Für die Modellierung wird anschließend eine zweidimensionale Ebene betrachtet, so dass aus jedem Bündel aus acht Rippenrohren ein repräsentatives Rohr diskretisiert wird (vgl. Kapitel 3.2.2). Abb. 4.3c zeigt das so entstehende Diskretisierungsschema. Durch die bewusste Wahl eines möglichst langen Strömungswegs auf der Ölseite, kann die lange Verweilzeit des Thermoöls in den Wärmeübertragern im Kraftwerksmaßstab imitiert werden.

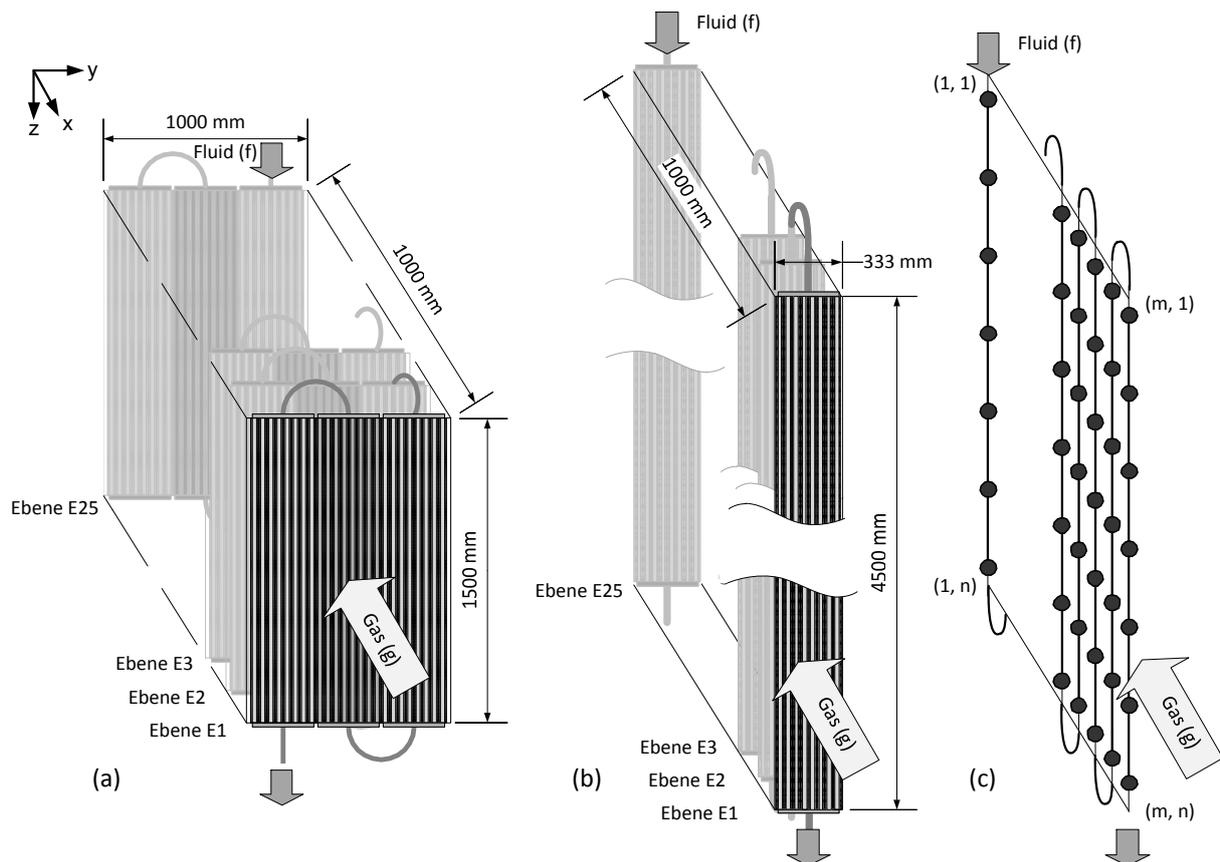


Abb. 4.3: Strömungsführung und Modellbildung des Wärmeübertragers in der Pilotanlage. (a) Tatsächliche Strömungsführung, (b) vereinfachte Modellvorstellung, (c) im 2D-Modell betrachtete Ebene

Die Kombination aus dem relativ engen luftseitigen Rohrquerschnitt und der großen Querschnittsfläche des Wärmeübertragers erfordert eine Strömungsverteilung. Eine Strömungsverteilung mit Metallschaumplatten wurde bereits erfolgreich umgesetzt [70]. Der Vorteil von Schäumen besteht darin, dass diese wie eine Kombination aus Lochplatte mit Strömungsgleichrichter wirken und somit deutlich bessere Verteileigenschaften aufweisen

[71]. In der Anlage werden aus Kostengründen statt Metallschäumen keramische Schaumplatten eingesetzt. Diese weisen gleiche geometrische Eigenschaften auf, sind aber deutlich kostengünstiger. Abb. 4.5a illustriert die Funktionsweise der zweistufigen Strömungsverteilung im Wärmeübertrager. Eine poröse Prallplatte sorgt für eine Vorverteilung der Strömung, welche in der nachfolgenden Keramikschaumschicht gleichmäßig verteilt wird.

4.1.4 Aufbau des Regenerators

Der Regenerator wird in einer horizontal durchströmten Bauweise ausgeführt. Als Außenbehälter wird ein 40-Fuß ISO-Container verwendet. Dieser ist von innen mit einer 350 mm starken Isolationsschicht und einem luftdichten Innenbehälter versehen, in dem sich das Speichermedium befindet. Abb. 4.4 zeigt eine Skizze des Speicherbehälters. Die ein- und austretende Lufttemperatur in den Anschlussleitungen des Regenerators wird über vier Thermolemente gemessen, von denen drei in Wandnähe positioniert sind. Der Besatz wird in 11 Messebenen unterteilt. Diese sind mit einem Abstand von jeweils einem Meter von 0 bis 10 nummeriert. Entlang der Mittelachse befindet sich in jeder Messebene ein Thermolement, zusätzlich wird in den Messebenen 0, 2, 5, 8 und 10 die radiale Temperaturverteilung über eine 3x3 Anordnung erfasst. Die radialen Positionen werden in Matrix-Notation wie in der Querschnittsansicht nummeriert. In jeder Messebene befinden sich je drei Abgriffspositionen für den statischen Druck. Zwei der Abgriffspositionen sind seitlich angebracht und eine auf der Oberseite. Über Ventile kann der Differenzdruck über verschiedene Messebenen gemessen werden. Damit können die Druckverluste nicht nur global über das gesamte Besatzmaterial, sondern auch lokal bestimmt werden. Für die Messung der Wärmeverluste sind in den Messebenen 1, 5 und 9 weitere Thermolemente in der Isolierung eingebracht. Die Wärmeverluste werden in der Decke, der östlichen Seite und im Boden gemessen.

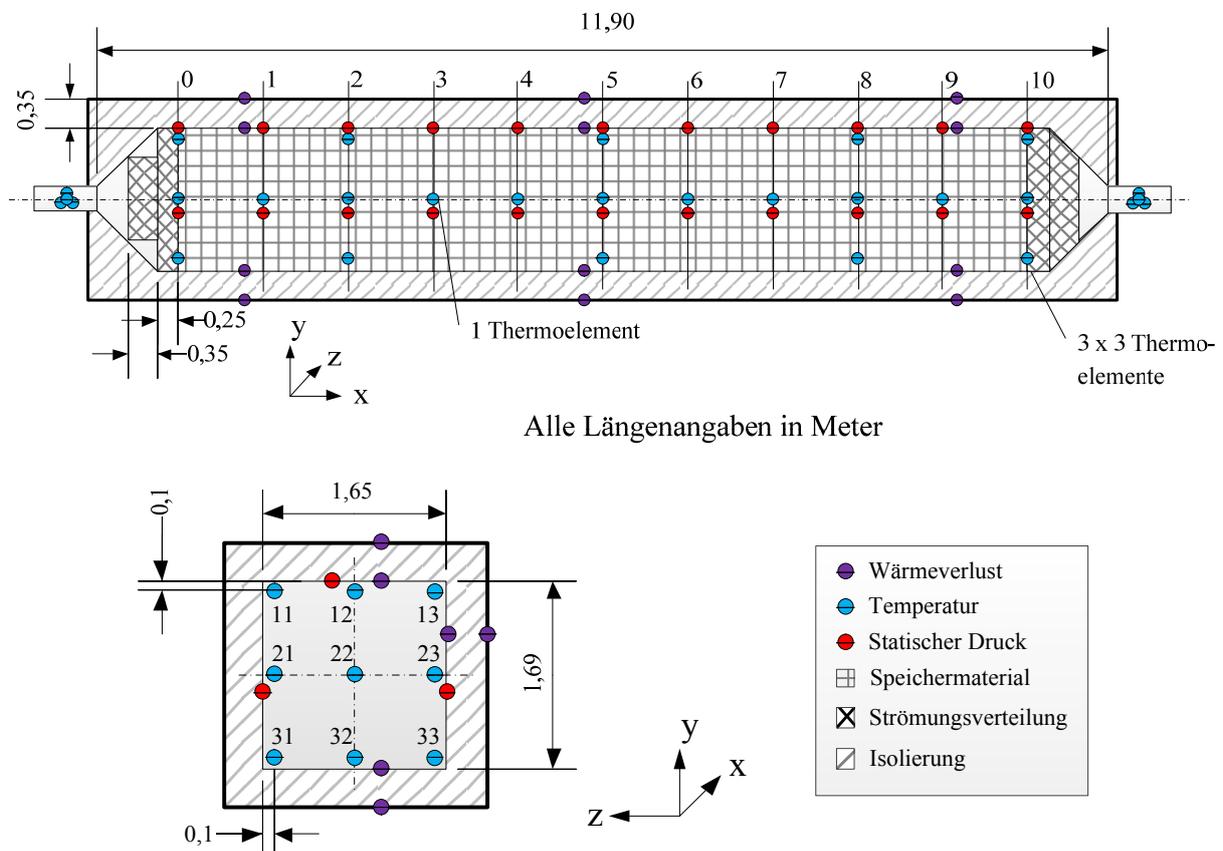


Abb. 4.4: Abmessungen des Speicherbehälters und Position der Messpunkte

An den Enden des Besatzmaterials befindet sich jeweils eine 60 cm lange Schüttung aus Sattelnkörpern (VFF Novalox-Sattelnkörper, 3^{er}). Diese dient der Strömungsverteilung und hat aufgrund ihrer hohen Porosität von 77 % nur einen geringen Einfluss auf die gesamte Wärmekapazität des Regenerators. Abb. 4.5b zeigt die Strömungsverteilung im Regenerator auf der südlichen Seite. Hier befinden sich die Sattelnkörper in herausnehmbaren Gitterkörben um den Zugang zum Innenbehälter zu ermöglichen.

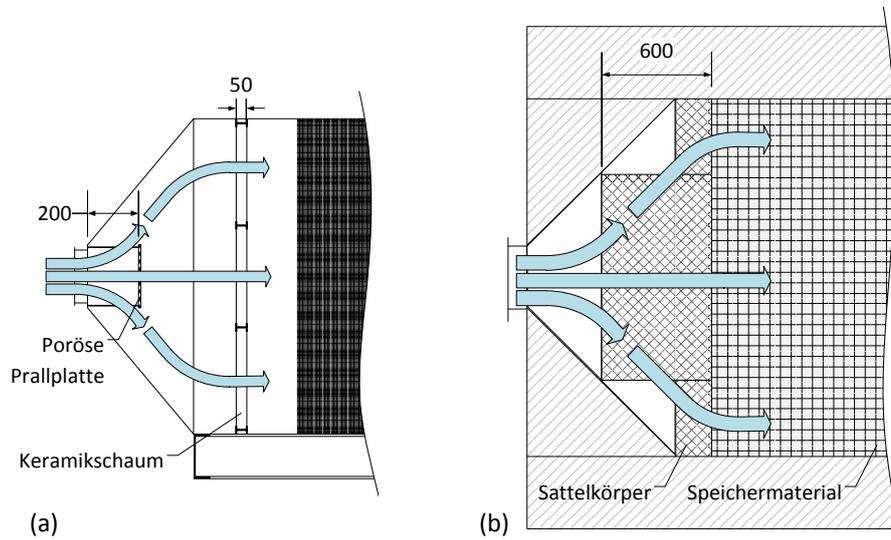


Abb. 4.5: Strömungsverteilung (a) im Wärmeübertrager und (b) im Regenerator, Längenangaben in Millimeter

Als Besatzmaterial werden Steine aus Klinker eingesetzt. Die Daten des Besatzmaterials und die für die Simulation herangezogenen gemittelten Werte der Isolierung können folgender Tabelle entnommen werden:

Tabelle 4.3: Technische Daten des Besatzmaterials

Besatzmaterial		
Porosität ε	35,58	%
Hydraulischer Durchmesser d_{hyd}	13,75	mm
Anzahl Steinreihen	84	-
Gesamtgewicht	39799	kg
Oberflächenrauigkeit K (entspr. Beton, glatt)	0,3	mm
Isolierung (verwendeter Wert)		
Mittlere Wärmeleitfähigkeit (200 °C)	0,063	W/mK
Gesamtmasse	8580	kg
Wärmekapazität	1000	J/kgK

In Abb. 4.6 ist oben die Außenansicht der Versuchsanlage zu sehen. Der äußere Behälter des Regenerators ist geöffnet, so dass die Isolation sichtbar ist. Die mittige Isolation und das Anschlussrohr bis zur Verdickung können entfernt werden, sodass das Speicherinventar ausgetauscht werden kann. An der Außenseite des Speicherbehälters sind die Anschlüsse zum Abgriff des statischen Drucks zu sehen. Der Wärmeübertrager ragt aufgrund des begrenzten Platzangebots teilweise aus der Behausung heraus. Im unteren Bild ist die Innenansicht abgebildet. An den Radialventilator ist die Klappkastengruppe angeschlossen, erkennbar an

den elektrischen Stellantrieben. Hinten links ist der Wärmeübertrager zu sehen, sowie die Anschlussleitungen der Thermoölanlage.



Abb. 4.6: Oben: Außenansicht der Versuchsanlage mit der Behausung (links) und dem Regenerator (rechts). Unten: Innenansicht der Versuchsanlage, rechts der Radialventilator und im linken Teil die Klappkastengruppe sowie der Wärmeübertrager im Hintergrund

4.1.5 Überprüfung der Messungen auf Konsistenz

Vor der Durchführung erster Versuche werden systematisch Versuchsreihen zur Minimierung weiterer Fehlerquellen durchgeführt. Eine Übersicht möglicher Fehlerquellen und die zugehörigen Annahmen sind in Anhang E.1 zusammengefasst. Im nächsten Schritt werden die zu erwartenden Messunsicherheiten erfasst. Dabei zeigt sich, dass die Akkumulierung von Feuchtigkeit aus der Umgebung einen zusätzlichen Messfehler von 2 % bei der Massenstrommessung verursachen kann. Die genaue Herleitung findet sich in Anhang E.2. Aufgrund der zahlreichen Flanschverbindungen, dem proprietären Klappkastensystem und der fehlenden Wellenabdichtung des Ventilators ergeben sich mögliche Leckagen in der Anlage. Diese müssen innerhalb der betrachteten Bilanzräume unbedingt ausgeschlossen werden. Wie sich herausstellt, sind Leckagen an den Klappkästen und der Wellenabdichtung nachweisbar, an dieser Stelle jedoch ohne Relevanz für die Versuchsdurchführung, da sich diese außerhalb des Bilanzraumes befinden. Die übrigen Anlagenteile sind hingegen als luftdicht anzusehen. Der Nachweis über die Dichtigkeit wird anhand spezieller Versuche in Anhang E.4 erbracht. Die nach dem Gesetz von Fourier bestimmten Wärmeverluste des

Regenerators und die Enthalpiebilanz um den Regenerator zeigen bei unterschiedlichen Massenströmen und Temperaturen eine gute Übereinstimmung. Daher kann dem gemessenen Luftmassenstrom und den aus Temperaturdifferenzen innerhalb der Isolierung ermittelten Wärmeverlusten im Regenerator vertraut werden. Die Darstellung und Diskussion der Ergebnisse findet sich in Anhang E.5. Nachdem den luftseitigen Enthalpieströmen und den Wärmeverlusten des Regenerators vertraut werden kann, wird die Wärmekapazität des Besatzmaterials überprüft. Dies geschieht durch Vergleich der dem System über einen längeren Zeitraum durch zu- und abgeführten Enthalpie- und Wärmeströme kumulierten Energie mit der Änderung der inneren Energie des Besatzmaterials. Die auftretenden Abweichungen liegen auch hier innerhalb der Fehlergrenzen. Die Versuchsergebnisse sind im Anhang E.6 zusammengefasst.

4.2 Experimentelle Bestimmung des thermischen Verhaltens

Für die in den folgenden Kapiteln durchgeführten Versuche sind verschiedene Betriebsmodi der Anlage notwendig. Dabei ist zwischen vier Modi zu unterscheiden. Im Modus Heizen (H) wird mehr Wärme zugeführt als in der Anlage verloren geht. Im Modus Kühlen (K) wird Wärme aus dem Luftmassenstrom abgeführt. Im Modus Erhalten (E) wird nur so viel Wärme zugeführt wie Verluste in der Anlage entstehen und im Modus Inaktiv (I) wird keine Wärme übertragen.

4.2.1 Symmetrische Temperaturverteilung der Luftströmung

In der folgenden Versuchsreihe wird die räumliche Temperaturverteilung im Regenerator untersucht. Ziel der Versuche ist, eine starke Asymmetrie im Strömungsverlauf des Regenerators auszuschließen. Diese kann auftreten, wenn durch eine ungenaue Ausrichtung der Steine lokale Blockaden der Strömung entstehen. Zu deren Detektion wird der Regenerator im stationären Zustand, d.h. im Betriebsmodus Erhalten (E), auf Anomalien in der Temperaturverteilung untersucht.

Abb. 4.7 zeigt die Temperaturverteilung der Luft im Inneren des Regenerators für unterschiedliche Durchströmungsrichtungen und Massenströme. Die radialen Positionen sind wie in Abb. 4.4 benannt. Zusätzlich sind noch die mittleren Mischungstemperaturen in den Zu- und Ableitungen des Regenerators dargestellt. Dabei zeigen sich folgende Zusammenhänge:

1. Die Strömung in der Mitte des Regenerators ist weitestgehend abgeschirmt von äußeren Einflüssen wie Wärmeverlusten. Lediglich bei einem sehr geringen Massenstrom von hier 0,3 kg/s ist ein geringer Temperaturabfall von ca. 2 Kelvin bemerkbar. Das bedeutet, dass bei einer späteren Modellvalidierung Wärmeverluste und die Einflüsse der Strömungsverteilung vernachlässigbar sind, wenn nur die Messwerte aus der Mittelachse des Regenerators betrachtet werden.
2. Die Temperaturverläufe in den Randzonen sind nach den äußeren Einflüssen durch Wärmeverluste anhand der Verbindungslinien gruppiert. Es zeigt sich erwartungsgemäß, dass der Temperaturabfall an den Seiten geringer als in den Ecken ausfällt. Weiterhin ist der Temperaturabfall in Bodennähe aufgrund der höheren Wärmeleitfähigkeit der Bodenisolierung höher. Demnach sind keine inakzeptablen Ungleichverteilungen zu beobachten.
3. Einzelne Anomalien treten unabhängig vom Massenstrom und der Durchströmungsrichtung auf. Beispielsweise tritt der Temperaturabfall von T_{22} an Position 2 in allen Messungen auf.

4. Es zeigt sich ein ca. 40 % stärkerer Temperaturabfall am heißen Ende des Regenerators. Dies ist auf die entfernbare Isolation und einige Wärmebrücken zurückzuführen. Eine Thermographie-Aufnahme bestätigt die höheren Verluste. Es werden Oberflächentemperaturen von etwa 60 °C bei einer Innentemperatur von ca. 370 °C gemessen.

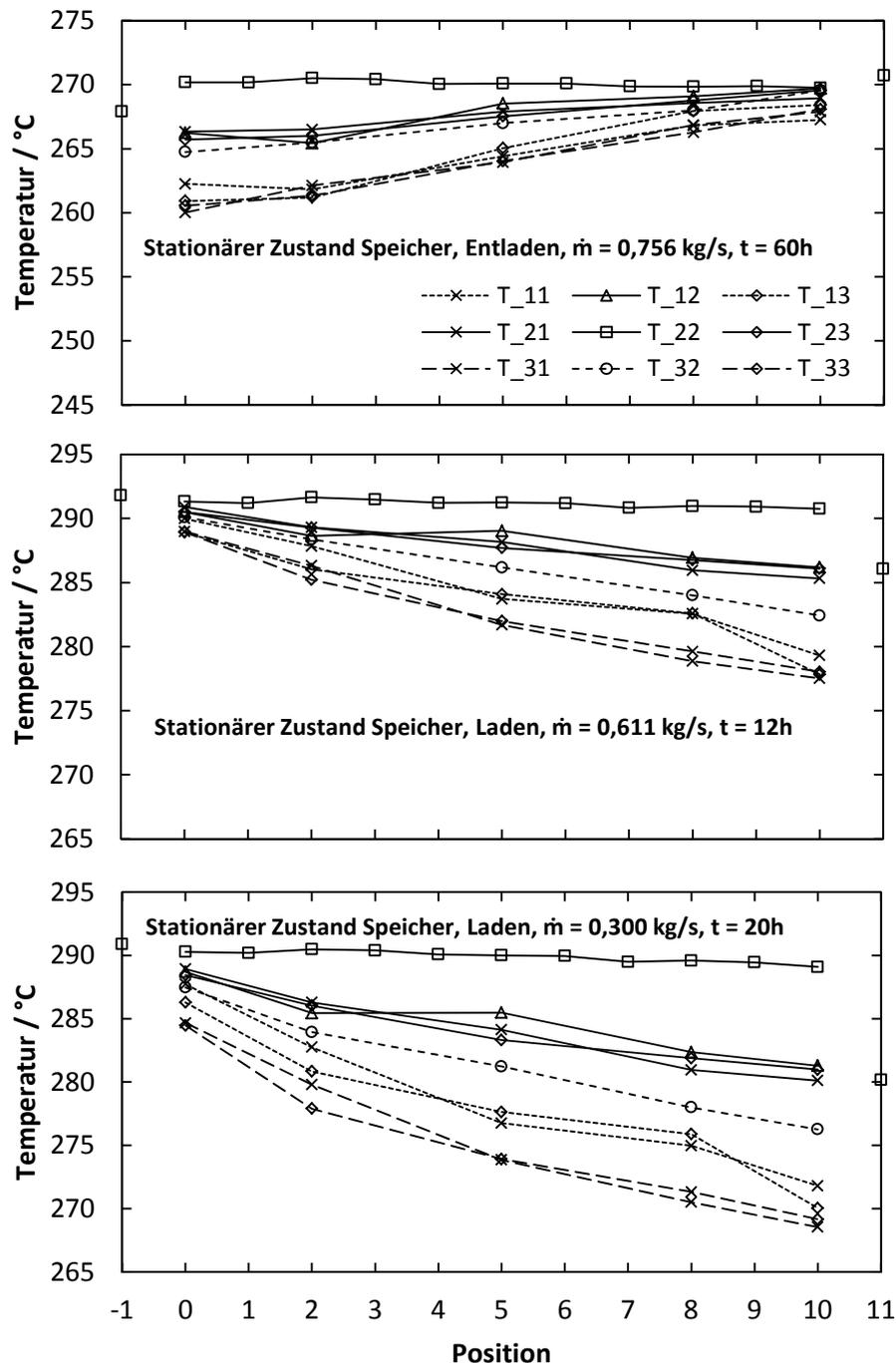


Abb. 4.7: Gemittelte stationäre Temperaturverläufe im Regenerator. Oben: Entladen bei 0,75 kg/s, Mitte: Laden bei 0,6 kg/s Unten: Laden bei 0,3 kg/s

Die Versuchsergebnisse zeigen keine starke Asymmetrie in der Temperaturverteilung. Um die Temperaturmesswerte entlang der Mittelachse des Regenerators zur Validierung der Simulationsmodelle verwenden zu können, muss der Massenstrom in der Regeneratormitte bekannt sein. Daher wird die radiale Temperaturverteilung des Regenerators ermittelt, um Rückschlüsse auf die Massenstromverteilung zu ziehen.

4.2.2 Radiale Variationen der Temperaturverteilung

Die Untersuchung im vorherigen Abschnitt hat gezeigt, dass die Mittelachse des Regenerators frei von äußeren Wärmeverlusten ist, sofern der Massenstrom oberhalb von 0,3 kg/s liegt. Um eine radiale Ungleichverteilung der Strömung bestimmen zu können, wird der Regenerator instationär, d.h. im Modus Kühlen (K) oder Heizen (H) betrieben. Über einen längeren Zeitraum hinweg wird die durch Enthalpieströme und Wärmeverluste kumulierte Energiemenge mit der Änderung der inneren Energie des Besatzmaterials verglichen. Der Bilanzraum sind einzelne, quadratische Stromröhren mit 20 cm Kantenlänge entlang der axialen Temperaturmessstellen im Regenerator. Da die wandnahen Thermoelemente 10 cm von der Wand entfernt liegen, sind diese somit genau mittig in der Stromröhre positioniert. Die Stromröhren in den Ecken grenzen über zwei Seitenflächen, die Stromröhren an den Seiten nur über eine Seitenfläche an die Behälterwand an. Entsprechend sind die Wärmeverluste in den Ecken höher, wie auch die Temperaturverteilung im vorherigen Abschnitt gezeigt hat.

Nachdem die Versuche im Anhang E.4 bis E.6 gezeigt haben, dass der gemessene Luftmassenstrom und die Wärmekapazität des Besatzmaterials innerhalb der Fehlertoleranzen liegen, muss die Ursache für eine Abweichung der bilanzierten Energiemengen eine ungleichförmige Durchströmung sein. In diesem Fall sollte sich zudem eine Abhängigkeit der Ungleichverteilung von der Euler-Zahl des Speicherbesatzes ergeben. Abb. 4.8 zeigt die so berechneten Abweichungen der lokalen Massenströme vom mittleren gemessenen Massenstrom. Es werden die gleichen Messreihen wie in Anhang E.6 verwendet. Eine Messreihe mit sehr niedrigem Massenstrom von 0,2 kg/s wurde jedoch nicht berücksichtigt, da im vorherigen Abschnitt gezeigt wurde, dass bei derart geringen Massenströmen die Mittelachse nicht mehr als adiabat zu betrachten ist. Eine Abhängigkeit von der Euler-Zahl ist bei allen Messwerten zu erkennen. Der Mittelwert aller so berechneten Massenströme weicht bei den drei niedrigsten Euler-Zahlen um deutlich weniger als ein Prozent vom gemessenen Massenstrom ab. Bei den höheren Euler-Zahlen liegt der Mittelwert etwa 10 % darüber und bei der höchsten Euler-Zahl von 290 etwa 20 % darüber. Die Ursachen für die Abweichung können in der unvollständigen Erfassung des gesamten Strömungsprofils und in Ungenauigkeiten der Wärmeverlustberechnung liegen. Diese Einschränkung gilt jedoch nicht für die Stromröhre in der Mitte des Regenerators. Daher kann der hier ermittelten Abweichung vertraut werden. Hier lässt sich die in Abb. 4.8b dargestellte Korrekturfunktion herleiten.

Der Anstieg der Ungleichverteilung mit der Euler-Zahl widerspricht bisherigen Erkenntnissen zur Strömungsverteilung in Regeneratoren [42], [72], wonach sich die Gleichverteilung mit steigender Euler-Zahl verbessert. Im vorliegenden Fall ist jedoch zu beachten, dass durch die mit Sattelkörpern gefüllten Gitterkörbe komplexere Strömungsverhältnisse vorliegen. So kann durch diese auch eine Invertierung des Strömungsprofil verursacht werden [71], wenn der Druckverlustbeiwert der Gitterkörbe hoch ist. Da diese noch in den verengten Querschnitt des Konus hineinragen, ist dies wahrscheinlich. Es wurde weiterhin untersucht, ob sich möglicherweise auch eine andersartige Abhängigkeit nur von den mittleren Temperaturen oder vom gemessenen Massenstrom ergibt. Diesbezüglich konnte jedoch kein erkennbarer Zusammenhang gefunden werden.

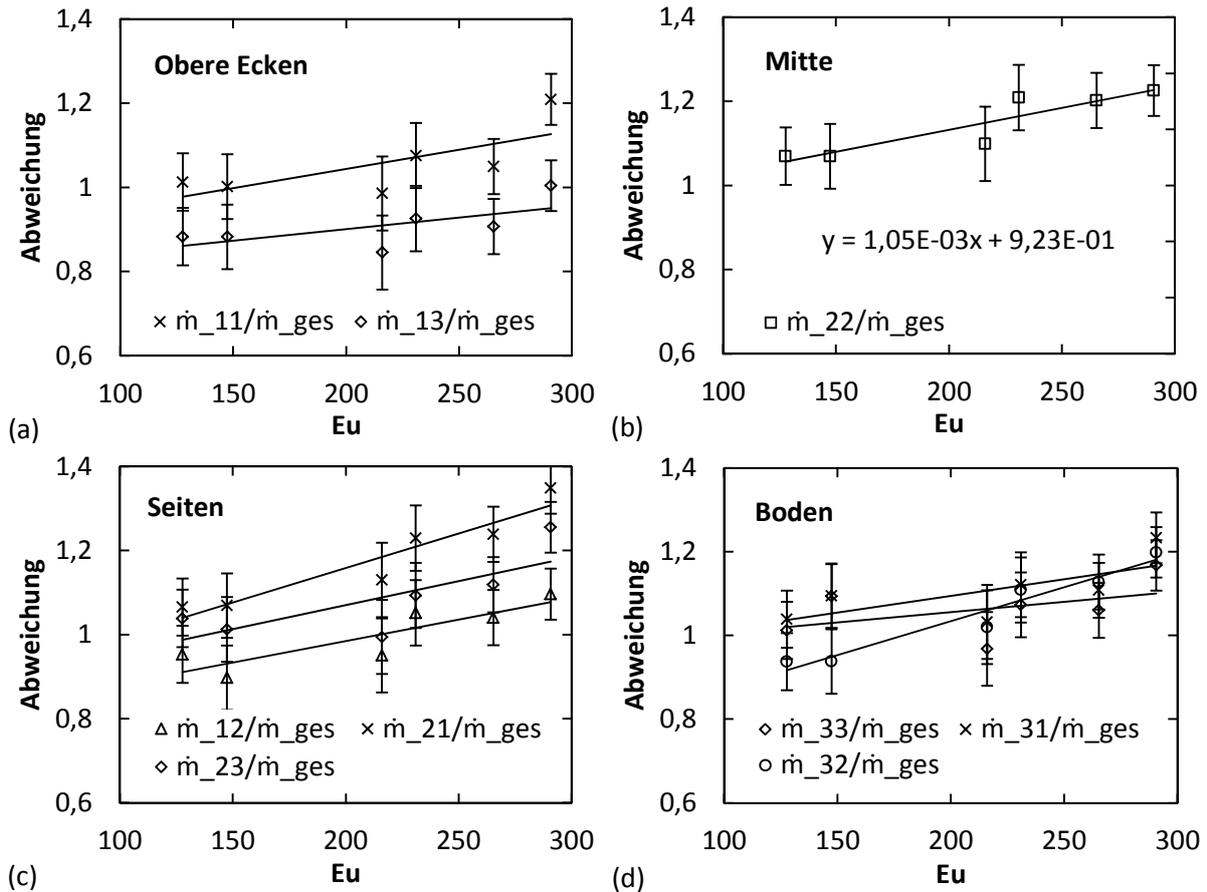


Abb. 4.8: Aus einer Energiebilanz verschiedener Stromröhren im Regenerator berechnete Abweichung vom mittleren Massenstrom durch den Regenerator in Abhängigkeit von der Euler-Zahl

Um die räumliche Strömungsverteilung zu veranschaulichen, zeigt Abb. 4.9a die berechnete Verteilung beim Beladen des Regenerators mit einem Massenstrom von 0,45 kg/s im Temperaturbereich von etwa 200 °C bis 300 °C. Abb. 4.9b zeigt bei gleichen Betriebsparametern die berechnete Verteilung beim Entladen. Im Mittel liegen die Werte hier 10 % über dem gemessenen Massenstrom. Aufgrund der gegebenen Unsicherheiten sind die absoluten Werte quantitativ nicht zu bewerten. Mit großer Sicherheit lassen sich im qualitativen Vergleich folgende Aussagen treffen:

- Der Massenstrom in Mitte liegt je nach Euler-Zahl bis etwa 20 % über dem Durchschnitt.
- In den oberen Ecken zeigt sich in Richtung T_{13} ein leichter Abfall der Massenstromverteilung, während in Richtung T_{21} ein leichter Anstieg zu beobachten ist.
- In Bodennähe ist die Verteilung auf beide Ecken sehr gleichmäßig und gegenüber der Stromröhre T_{32} widersprüchlich. Da hierfür keine vergleichbare Stromröhre existiert, könnte die Verteilung in Bodennähe auch gleichmäßig sein und aus einem Fehler in der Wärmeverlustberechnung herrühren.

Die symmetrische Verteilung in Bodennähe und die stärkere Asymmetrie in Deckennähe ist durch die bessere Ausrichtung der Steine am Boden zu erklären.

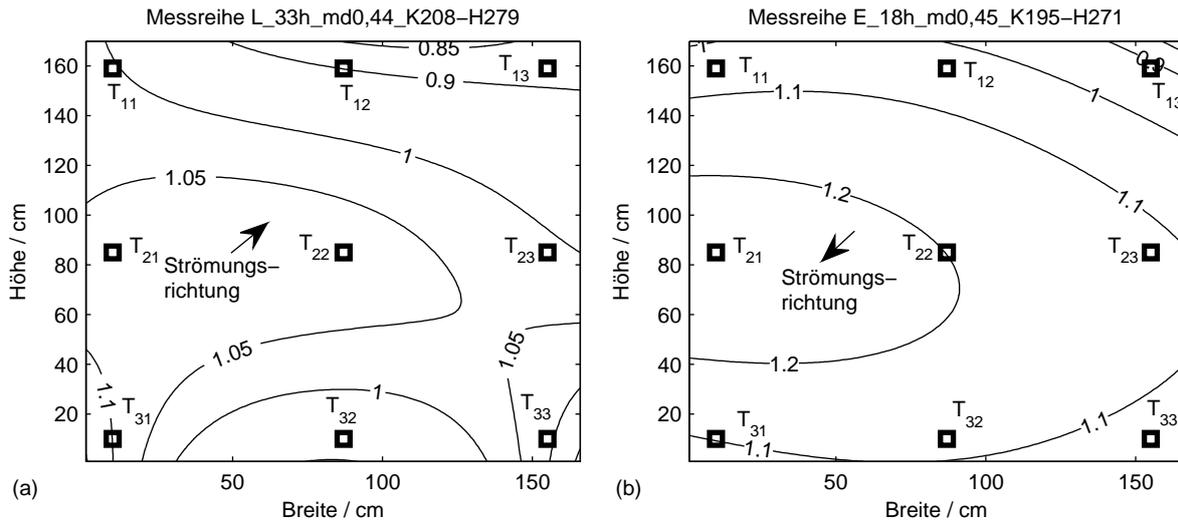


Abb. 4.9: Aus einer Energiebilanz berechnete mittlere Massenstromverteilung über den Regeneratorquerschnitt. (a) Beladen, Strömungsrichtung in Zeichenebene, (b) Entladen, Strömungsrichtung aus der Zeichenebene

Die sich bei der Energiebilanz ergebende Abweichung in der mittleren Stromröhre kann nun mit der von der Euler-Zahl abhängigen Korrekturfunktion korrigiert werden und für die Modellvalidierung eingesetzt werden.

4.2.3 Innerer Wärmeübergang

Für die Modellierung großer Regeneratorspeicher wird eine Wärmeübergangsbeziehung des Zwischenwärmeträgers und der Behälterwand hergeleitet. Hierzu werden im Erhaltungszustand des Regenerators die über die nach Fourier berechneten Wärmeverluste zur Bestimmung des inneren Wärmeübergangs herangezogen. Wie in Anhang E.5 dargestellt, ist der innere Wärmeübergang relativ unempfindlich gegenüber der Strömungsgeschwindigkeit des Gases. Der Grund hierfür ist, dass der Wärmeübergang sehr stark durch Wärmeleitung dominiert wird. Im Gegensatz zu einer Schüttung beträgt die Randporosität durch die Formsteine etwa 50 %. Die Strömungskanäle am Rand haben eine Höhe von lediglich 5 mm und sorgen für eine geringe Quervermischung.

Bei der Versuchsdurchführung wird der eingestellte Betriebszustand für 24 Stunden nicht verändert. Die über einen Zeitraum von mindestens dreißig Minuten gemittelten Messwerte werden in den Morgenstunden aufgenommen, da ab Mitternacht die geringsten Temperaturschwankungen der Außentemperatur auftreten und noch keine Sonneneinstrahlung vorhanden ist (vgl. hierzu auch Abb. 4.12). Abb. 4.10 zeigt die aus den Versuchen ermittelten Nusselt-Zahlen. Die Speichertemperatur wird zwischen 100 °C, 200 °C und 300 °C variiert, der Massenstrom in 0,1 kg/s-Schritten von 0,1 kg/s bis 1 kg/s.

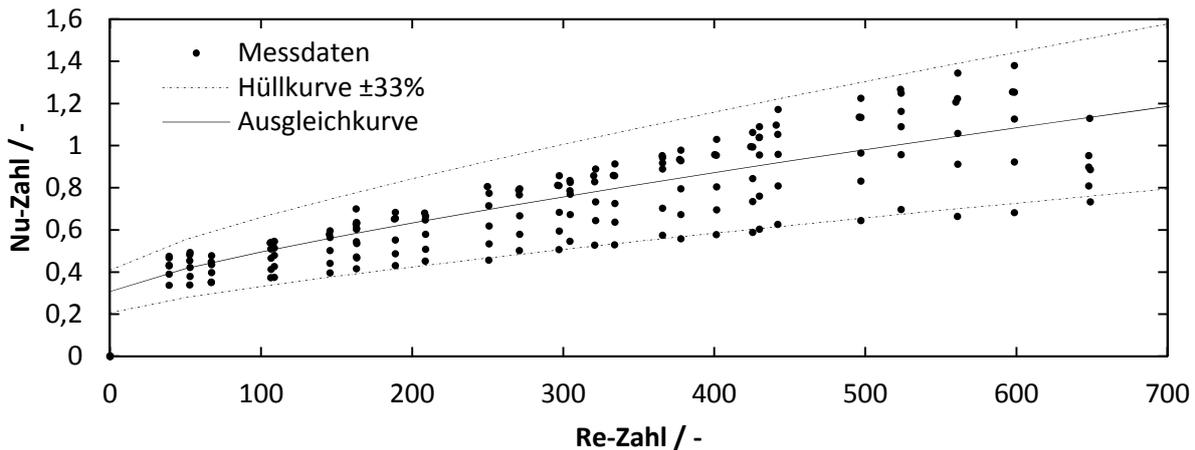


Abb. 4.10: Nusseltzahl für den inneren Wärmeübergang des Regenerators [73]

Aus den Messdaten lässt sich folgende Nusselt-Korrelation nach [73] korrelieren.

$$\overline{Nu} = 0,3047 + 0,0049 \cdot Re_{\text{hyd,FS}}^{0,79} \quad (4.1)$$

95 % der Messwerte liegen innerhalb eines Intervalls von $\pm 33\%$. Basis bildet die Reynolds-Zahl basierend auf dem hydraulischen Durchmesser der Formsteine. Die Bezugstemperatur ist die Gastemperatur in Mitte des Regenerators. Dies erlaubt eine einfachere Implementierung, da auf eine Approximierung der Randtemperaturen verzichtet werden kann.

4.3 Versuche zur Modellvalidierung

Im folgenden Kapitel werden in der Pilotanlage gemessenen Temperaturen mit Simulationsergebnissen verglichen.

4.3.1 Modellannahmen

Die Modellannahmen des Wärmeübertragers wurden im Zuge der Beschreibung der Versuchsanlage vorweggenommen. Wärmeverluste werden vereinfacht durch einen Wärmedurchgangskoeffizient beschrieben.

Für den Speicherbehälter wird ein konstanter Querschnitt angenommen. Um die Endstücke des Regenerators zu modellieren wird für die Strömungsverteilung eine Effektivlänge von 477 mm angenommen, sodass deren Volumen dem tatsächlichen Volumen entspricht. Die Sattelkörper werden nach Herstellerangabe als Kugelschüttung mit 15 mm Durchmesser und einer Porosität von 77 % modelliert. Die Länge des Hohlraums wird auf 523 mm festgelegt. Die Enden des Regenerators werden als adiabat betrachtet. Die Isolierung wird als ebene Wand betrachtet, deren Masse den tatsächlichen Werten entspricht. Für die Stoffwerte der Isolierung werden gewichtete Effektivwerte gebildet. Da die Bodenisolierung etwa 25 % des Volumens der gesamten Isolierung ausmacht, wird diese entsprechend gewichtet. Da der Boden selbst aus zwei verschiedenen Komponenten (Calciumsilikat und Glasschaum) besteht, wird für diesen eine Effektivwärmeleitfähigkeit aus einer Serienschaltung korreliert. Die Dicke der Isolierung wird einheitlich auf 350 mm festgelegt, mit Ausnahme am heißen Ende des Regenerators. Hier werden nur 300 mm angenommen, da aufgrund der Flanschverbindung die Isolationsstärke dort geringer ist und einige Lücken und Metallteile die Isolierwirkung herabsetzen. Die hier verwendeten Stoffdaten finden sich in Anhang D.

Die mittlere Porosität des gesamten Speichervolumens ist geringer als die Porosität eines einzelnen Steins. Der Grund hierfür sind die Lücken zwischen den Steinreihen. Da die

Porosität für die Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit im Besatz ausschlaggebend ist, wird der tatsächliche Wert beibehalten. Um den Lücken Rechnung zu tragen wird die Länge des Speicherbesatzes auf 9580 mm reduziert. Abb. 4.11 illustriert die getroffenen Modellannahmen. Zusätzlich sind die für die folgenden Betrachtungen relevanten Messebenen eingezeichnet. Für die Simulation bei der nur die Temperaturen entlang der Mittelachse betrachtet werden, wird nur der Besatz unter gleichzeitiger Vernachlässigung von Wärmeverlusten betrachtet.

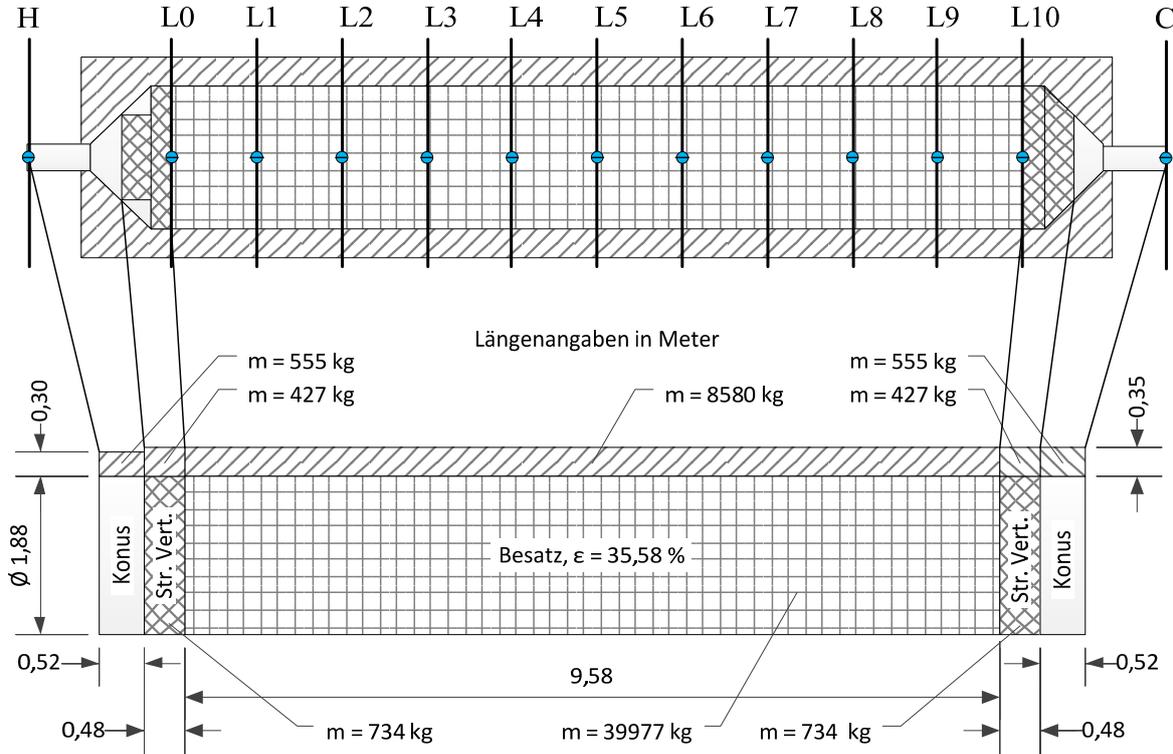


Abb. 4.11: Relevante Temperaturmessstellen und Modellannahmen

4.3.2 Stillstandsverhalten des Regenerators

Beim Einsatz in solarthermischen Kraftwerken wird der Regenerator im zyklischen Betrieb in den nächtlichen Stunden nicht in Betrieb sein. In vertikal aufgestellten Regeneratoren tritt durch Abkühlung des enthaltenen Gases und der damit verbundenen Erhöhung der Dichte freie Konvektion auf. Heller et al. [74] untersuchen das Abkühlverhalten von Regeneratoren. Dabei stellen die Autoren fest, dass die meisten Daten in der Literatur zur Modellvalidierung unvollständig sind. Die horizontale Bauweise mit Formsteinen hemmt das Auftreten freier Konvektion, da abgekühltes Gas an den Behälterwänden nicht frei nach unten strömen kann. Um zu überprüfen, ob die freie Konvektion im Regenerator für kurze Zeiträume von einigen Stunden vernachlässigbar ist, wird ein Stillstandsversuch durchgeführt. Der Regenerator wird hierzu ausgehend von einer einheitlichen Anfangstemperatur von 280 °C mit 380 °C heißer Luft beladen, bis die Temperaturschichtungszone die Hälfte der Weglänge erreicht hat. Im Anschluss erfolgt ein Stillstand über einen Zeitraum von einer Woche. Die dreidimensionale Temperaturverteilung wird aus Messdaten der inneren Besatz- und der Wand-Temperaturen durch eine lineare Interpolation berechnet.

Aus den interpolierten Messdaten wird die innere Energie des Besatzmaterials berechnet. Abb. 4.12 zeigt den zeitlichen Verlauf der inneren Energie über den gesamten Zeitraum. Aus der Differenz der Anfangs- und Endwerte ergibt sich ein mittlerer Wärmeverlust von etwa $4,8\text{ kW}$. Dies ist ca. 500 Watt mehr als der (nach dem Fourier'schen Wärmeleitungsgesetz berechnete) mittlere Wandwärmeverlust von ca. $4,3\text{ kW}$. Dessen zeitlicher Verlauf ist

ebenfalls in Abb. 4.12 dargestellt. Zur Veranschaulichung des Einflusses der Umgebungstemperatur ist auch diese dargestellt.

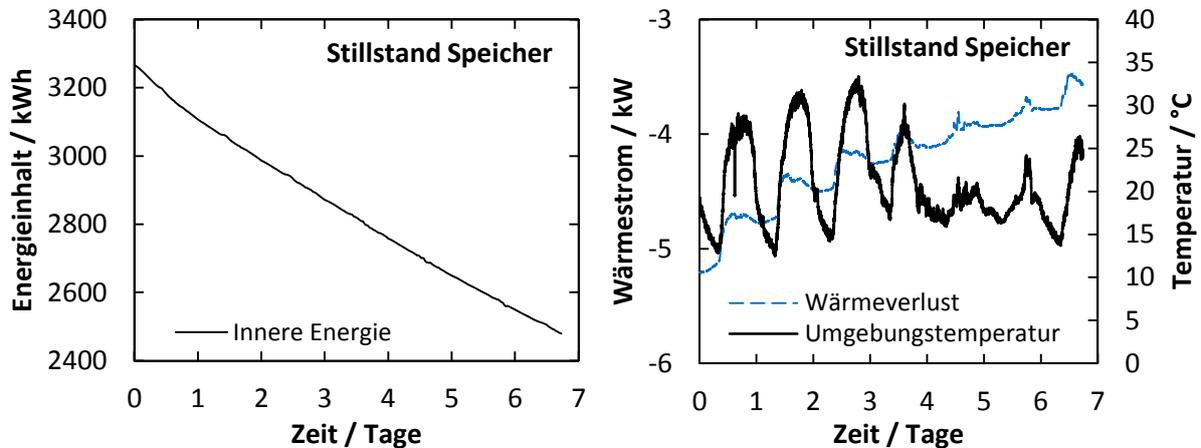


Abb. 4.12: Abkühlverhalten des Regenerators während eines einwöchigen Stillstands. Zeitlicher Verlauf der inneren Energie (links), Wärmestrom durch die Behälterwand und Umgebungstemperatur (rechts)

Abb. 4.13 zeigt den mittigen, vertikalen Längsschnitt der räumlichen Temperaturverteilung zu verschiedenen Zeitpunkten. Zu Beginn des Stillstandsversuchs zeigt sich eine leicht asymmetrische Temperaturverteilung zwischen Boden und Decke, begründet durch die geringfügig höhere Wärmeleitfähigkeit der Bodenisolierung. Nach etwa sechs bis zwölf Stunden ist am heißen Ende des Regenerators ein deutlicher Wärmeverlust zu beobachten. Dieser ist besonders in Bodennähe sehr ausgeprägt. Dieses Verhalten ist möglicherweise durch einströmende kühlere Luft aus der Rohrleitung und dem Strömungsverteiler zu erklären. Die einströmende Luft erwärmt sich und steigt nach oben, so dass ein Rezirkulationsgebiet entsteht. Am kalten Ende des Regenerators hingegen bleibt die Temperaturschichtung nahezu unverändert. Nach etwa einem Tag stabilisiert sich die Temperaturschichtung am heißen Ende des Regenerators. In den darauffolgenden Tagen ist eine gleichmäßige Abkühlung des Regenerators zu beobachten, wobei das Temperaturniveau in Deckennähe etwa 30 Kelvin höher ist als in Bodennähe.

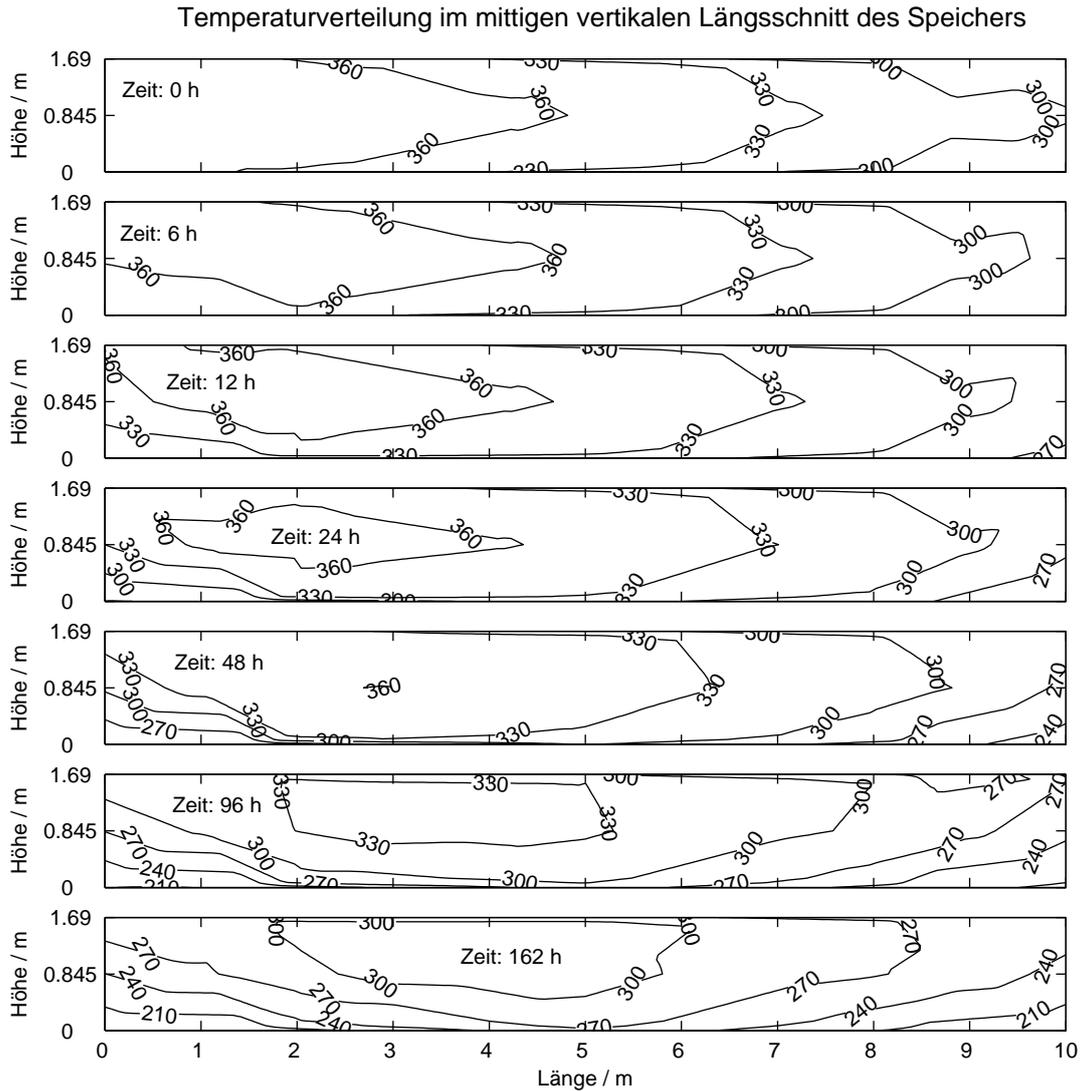


Abb. 4.13: Konturlinien der Temperaturverteilung im Regenerator während des Stillstands über einen Zeitraum von einer Woche, vertikaler Längsschnitt aus Messdaten linear interpoliert

Zur Überprüfung des Einflusses von freier Konvektion wird das Abkühlverhalten mit dem Simulationsmodell verglichen. Als Startwert für die Simulation wird die eindimensionale, mittlere Speichertemperatur in Längsrichtung herangezogen. Der Startwert der Isolationstemperatur ist der Mittelwert aus Besatztemperatur und Umgebungstemperatur. Abb. 4.14a zeigt das so berechnete Abkühlverhalten des Regenerators. Das Besatzmaterial erstreckt sich über den Bereich von 0 bis 10 Meter. An den Speicherenden findet ein starker Temperaturabfall statt, da dort nur eine geringe Wärmekapazität vorhanden ist. Das Abkühlverhalten in der Speichermitte wird mit sehr guter Übereinstimmung wiedergegeben, da dort die interpolierten Temperaturwerte durch viele Messstellen gestützt sind und äußere Einflüsse durch die Entfernung zu den Speicherenden mit jeweils über fünf Metern vernachlässigbar sind. Zu den Enden des Regenerators hin zeigen sich deutliche Abweichungen, die durch die theoretische effektive Wärmeleitung nicht zu erklären sind. Erst wenn diese um einen Faktor von 150 erhöht wird, wird das Abkühlverhalten des Regenerators mit einer lokalen maximalen Abweichung von 11 Kelvin realistisch abgebildet. Der so entstandene Wärmetransport entspricht einer kontinuierlichen, schwachen konvektiven Strömung in den Strömungskanälen von etwa 0,15 cm/s.

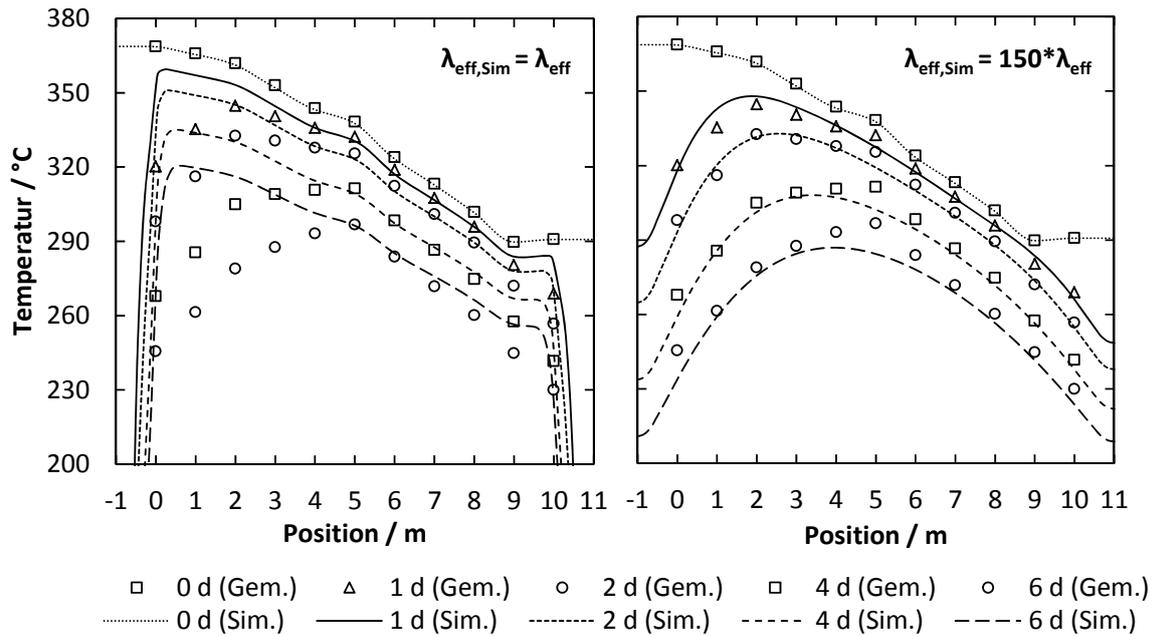


Abb. 4.14: Entwicklung des Temperaturprofils im Regenerator während des Stillstands über einen Zeitraum von sechs Tagen, Messwerte in radialer Richtung linear interpoliert und gemittelt. (a) Simulation mit theoretischer effektiver Wärmeleitfähigkeit, (b) mit 150-facher effektiver Wärmeleitfähigkeit

Schlussendlich zeigt sich aus den Stillstandsversuchen, dass für kurze Zeiträume von maximal 12 Stunden freie Konvektion vernachlässigbar ist. Sollen längere Stillstandszeiten simuliert werden, muss diese in den Modellen jedoch berücksichtigt werden.

4.3.3 Temperaturverteilung entlang der Mitteleachse ohne Wärmeverluste

Um Wärmeverluste an die Umgebung vernachlässigen zu können, wird zunächst nur die Temperaturverteilung in der Mittelachse des Regenerators mit Simulationsergebnissen verglichen. Wie in Kapitel 4.2 nachgewiesen, sind ab einem Massenstrom von mindestens 0,3 kg/s äußere Wärmeverluste vernachlässigbar. Zur Modellvalidierung werden zwei Versuchsreihen bei unterschiedlichem Massenstrom und Temperaturniveau herangezogen.

Versuchsreihe bei verringerter Temperatur

Die erste Versuchsreihe wird mit dem direkt gemessenen und einem um 7 % erhöhten Massenstrom durchgeführt. Der Wert von 7 % wurde nach der in Kapitel 4.2.2 hergeleiteten Korrekturfunktion berechnet. Als weitere Vergleichsgrößen wird die Simulation auch mit einem um 20 % erhöhten Massenstrom und der doppelten Knotenanzahl in Strömungsrichtung wiederholt. Abb. 4.15 zeigt die Simulationsergebnisse im Vergleich zu den im Inneren des Regenerators gemessenen Temperaturen. Allgemein zeigt sich ein sichtbarer Einfluss des Massenstroms auf die Bewegungsgeschwindigkeit der Temperaturschichtungszone durch den Regenerator. Im Vergleich ist die Übereinstimmung der Simulation mit dem nach der Korrekturfunktion berechneten Massenstrom sehr gut und die Abweichung liegt nach acht Stunden unterhalb von 5 % bezogen auf die Temperaturspanne. Die Abweichung mit dem unkorrigierten Massenstrom beträgt hingegen bis zu 9 %. Mit der Verdoppelung der Knotenzahl auf 100 sinkt die maximale Abweichung nach acht Stunden auf unterhalb von einem Prozentpunkt. Die Berechnungsdauer steigt hierbei jedoch erheblich auf mehrere Stunden an, da die leicht fluktuierenden Eingangsgrößen zu geringen Zeitschrittweiten führen.

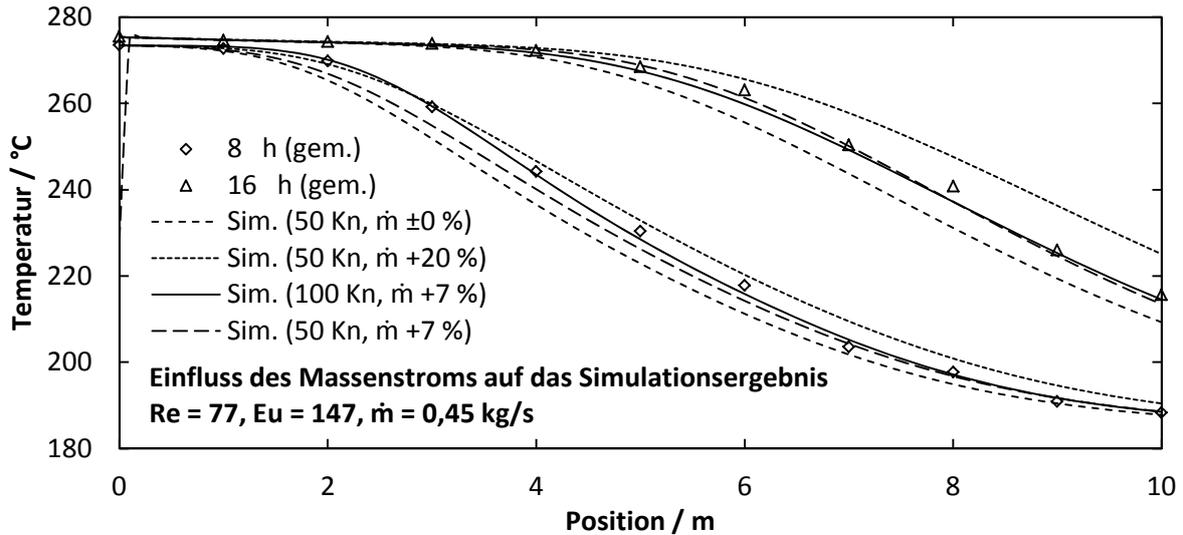


Abb. 4.15: Vergleich zwischen Simulation und Messung der Temperaturverteilung im Inneren des Regenerators

Versuchsreihe bei nomineller Temperatur

Die zweite Versuchsreihe ist bei nominellen Betriebsparametern der Anlage durchgeführt. Die Simulation wird mit 50 Knoten und dem korrigierten Massenstrom durchgeführt, der auch hier um 7 % erhöht ist. Beginnend mit einem Stillstand wird der Regenerator be- und wieder entladen. Abb. 4.16a zeigt den zeitlichen Verlauf der simulierten und gemessenen Temperaturen am heißen Ende (L0), der Mitte (L5) und dem kalten Ende des Regenerators (L10) gemäß Abb. 4.11, sowie den Massenstrom. Auch hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten mit einer maximalen Abweichung von 3,4 % bezogen auf die Temperaturspanne. Abb. 4.16b zeigt die Ergebnisse der gleichen Simulation mit um 50 % verringertem Wärmeübergang. Hierbei erhöht sich die maximale Abweichung auf 5,8 %. Insgesamt ist der Einfluss des Wärmeübergangs aufgrund der geringen Wärmeübergangskoeffizienten und der geringen Wärmeleitfähigkeit des Besatzmaterials sehr gering. Daher ist davon auszugehen, dass die gewählte Wärmeübergangsbeziehung geeignet ist, den Wärmeübergang abzubilden.

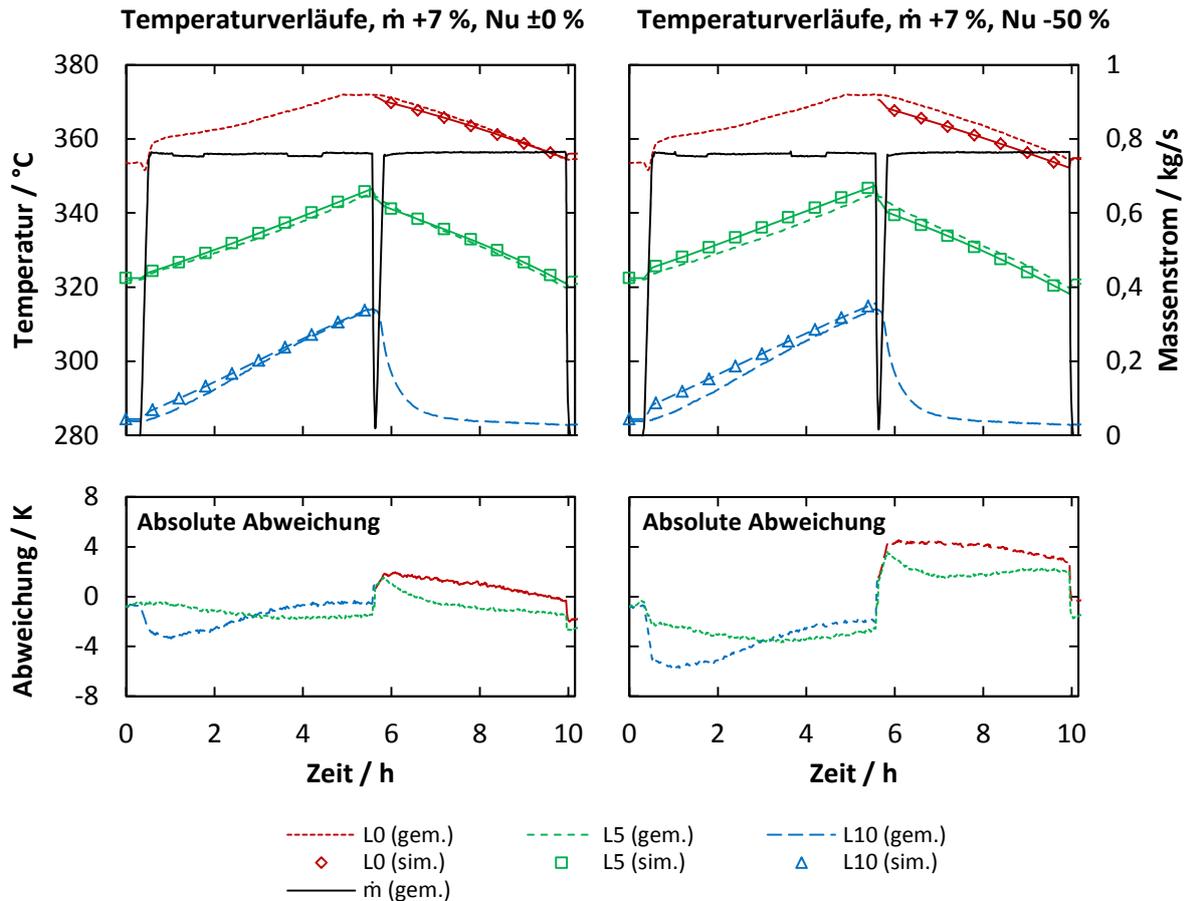


Abb. 4.16: Vergleich zwischen Messung und Simulation eines vollständigen Zyklus bei nominellen Betriebsparametern. (a) korrigierter Massenstrom, (b) korrigierter Massenstrom und 50 % geringerer Wärmeübergang

4.3.4 Simulation des gesamten Regenerators

Nachdem der Regenerator unter Vernachlässigung äußerer Einflüsse realistisch abgebildet werden kann, wird in einer letzten Versuchsreihe der gesamte Regenerator einschließlich der Strömungsverteiler und der Wärmeverluste simuliert. Da das Modell den Regenerator nur eindimensional abbildet, werden als Startwert die gemittelten Temperaturen im Regenerator verwendet. Abb. 4.17 zeigt die berechneten und gemessenen Temperaturwerte, gemäß Abb. 4.11 mit vorangestelltem „TC_“. Hierbei zeigt sich zunächst eine größere Abweichung beim ersten Aufheizvorgang. Der Grund hierfür ist, dass die Startwerte nicht exakt ermittelbar sind. Wie in Kapitel 4.2 gezeigt, unterscheiden sich die radialen Temperaturen im Regenerator um bis zu 10 Kelvin. Durch die vorhergegangene Aufheizphase sind die Temperaturvariationen somit am kalten Ende des Regenerators am größten. Hier ergeben sich anfangs auch die größten Abweichungen. Weiterhin wird die Isolation mit einem Mittelwert aus dem Startwert der Besatztemperatur und der Außentemperatur initialisiert. Die thermische Masse beträgt mit etwa 10 t etwa 25 % der Masse des Besatzmaterials. Damit wirken sich Abweichungen auch hier entsprechend stark aus. Im weiteren Verlauf der Simulation zeigt sich eine zunehmende Verringerung der Abweichungen auf weniger als 5 Prozent.

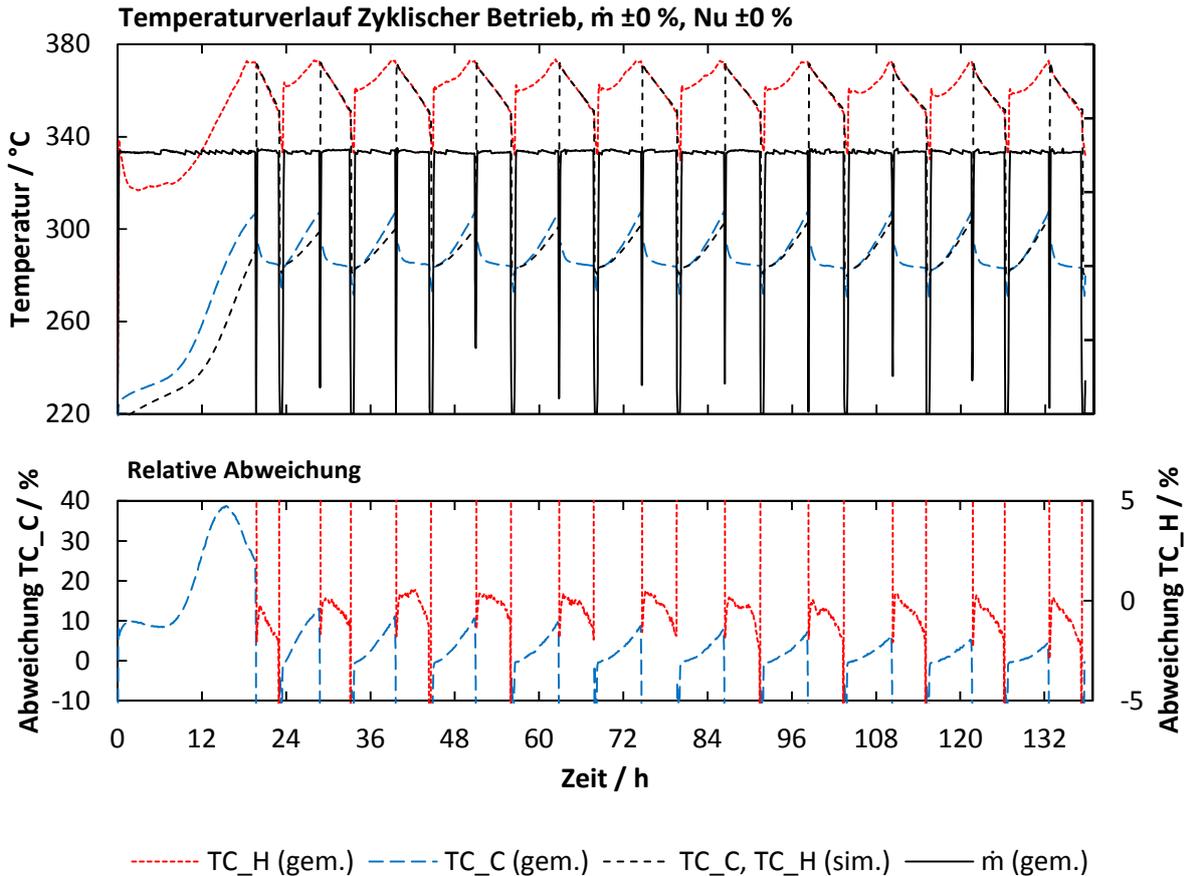


Abb. 4.17: Vergleich zwischen Simulation und Messung der Austrittstemperatur des Regenerators

Damit wurde gezeigt, dass auch mit der vereinfachten eindimensionalen Betrachtung eine sehr gute Übereinstimmung mit den gemessenen Temperaturverläufen erreicht wird.

4.3.5 Simulation eines Schüttspeichers

In einer letzten Simulationsreihe werden die experimentellen Daten von Allen [68] zum Vergleich des Modells mit einem Schüttpeicher herangezogen. Die Wahl fällt auf diese Veröffentlichung, weil die experimentellen Rahmenbedingungen sehr ausführlich beschrieben sind und die Versuche bei Temperaturen bis 550 °C durchgeführt wurden. Zudem ist der Versuchsspeicher mit einer Länge von 1,5 Metern und einem Querschnitt von 1 m² sehr groß, so dass Randeffekte vernachlässigbar sind. Diese führen in anderen Veröffentlichungen mit kleineren Speichern, wie z.B. Meier et al. [67] zu erheblichen Unsicherheiten. Dies wurde in einer neueren Untersuchung bestätigt [60]. In der Versuchsreihe wird Dolerit mit 0,18 kg/s Dieselabgas von 50 °C auf über 500 °C erhitzt. Der äquivalente Partikeldurchmesser beträgt 49,1 mm und die Porosität 45 %. Wärmeverluste können aufgrund der Behälterabmessungen vernachlässigt werden. Genauere Angaben, insbesondere zu den temperaturabhängigen Stoffeigenschaften können der Originalquelle entnommen werden. Abb. 4.18 zeigt die mit dem Modell berechneten zeitlichen Temperaturverläufe nach 0,69 m und am Austritt nach 1,5 m, dargestellt als schwarze Linien mit Markern. Gerechnet wurde mit einer Knotenanzahl von 150x20. Zusätzlich sind die Verläufe der Eintrittstemperatur und der von Allen gemessenen Temperaturen dargestellt. Insgesamt zeigt sich auch hier eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem Modell und der Versuchsreihe. Bei der Simulation wurde das Abgas näherungsweise als Luft betrachtet, welche eine etwa 3 % geringere Wärmekapazität aufweist. Zudem sind Strahlungseinflüsse im Modell nicht berücksichtigt.

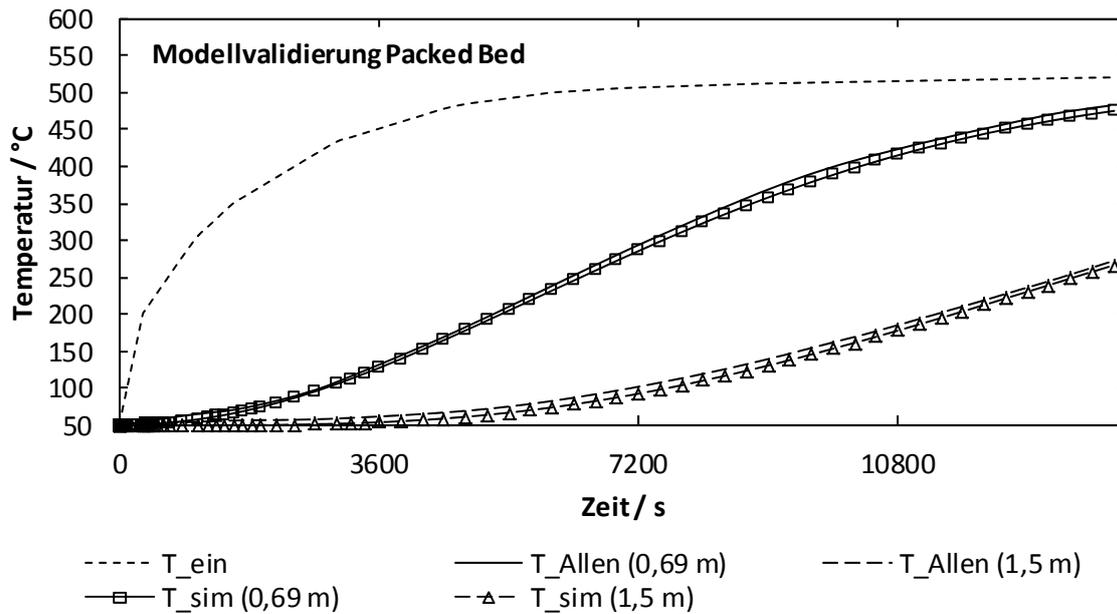


Abb. 4.18: Vergleich des Detailmodells einer Schüttung mit den experimentellen Ergebnissen aus Allen [68]

4.3.6 Simulation des Wärmeübertragers

Die Messung des Ölmassenstroms am Wärmeübertrager ist mit größeren Unsicherheiten behaftet, die sich nicht exakt bestimmen lassen. Hauptursache für die hohe Ungenauigkeit des gemessenen Ölmassenstroms ist eine deutliche Unterschreitung des Messbereichsendwerts. In Anhang E.3 wird zur Verbesserung eine Korrekturfunktion angegeben, mit der sich im stationären Zustand des Wärmeübertragers eine im Rahmen der übrigen Messunsicherheiten plausible Energiebilanz aufstellen lässt. Die gemessenen Eintrittstemperaturen und Massenströme werden als Eingangsgrößen in das Simulationsmodell eingespeist, wobei für den Ölmassenstrom die Korrekturfunktion angewandt wird. Abb. 4.19 zeigt die gemessenen und berechneten Temperaturverläufe für zwei transiente Umschaltvorgänge des Wärmeübertragers, bei dem der Ventilator eingeschaltet wird. Als Austrittstemperatur der Luft (T_{Lu_a}) wird die Temperatur unmittelbar hinter dem Rohrregister herangezogen. Der transiente Verlauf der Austrittstemperaturen stimmt mit einer Abweichung von maximal 10 % mit den gemessenen Temperaturen überein. Größere Abweichungen ergeben sich in den ersten Minuten der Simulation, da die anfänglich inhomogene dreidimensionale Temperaturverteilung von dem zweidimensionalen Modell nicht abgebildet werden kann. Nach etwa 30 Minuten ist der Umschaltvorgang nahezu abgeschlossen. Bezogen auf die Temperaturspanne liegen die Abweichungen auch hier unterhalb von 10 %. Die Abweichungen sind dabei stets systematisch. Eine Erklärung hierfür ist eine inhomogene Luftmassenstromverteilung im Wärmeübertrager. So reichen die Rippenrohre nicht vollständig an die Innenwand des Wärmeübertragers heran, wodurch sich Randströmungen ergeben. Damit lässt sich der tatsächliche Luftmassenstrom durch die Mittelachse des Wärmeübertragers nicht exakt bestimmen.

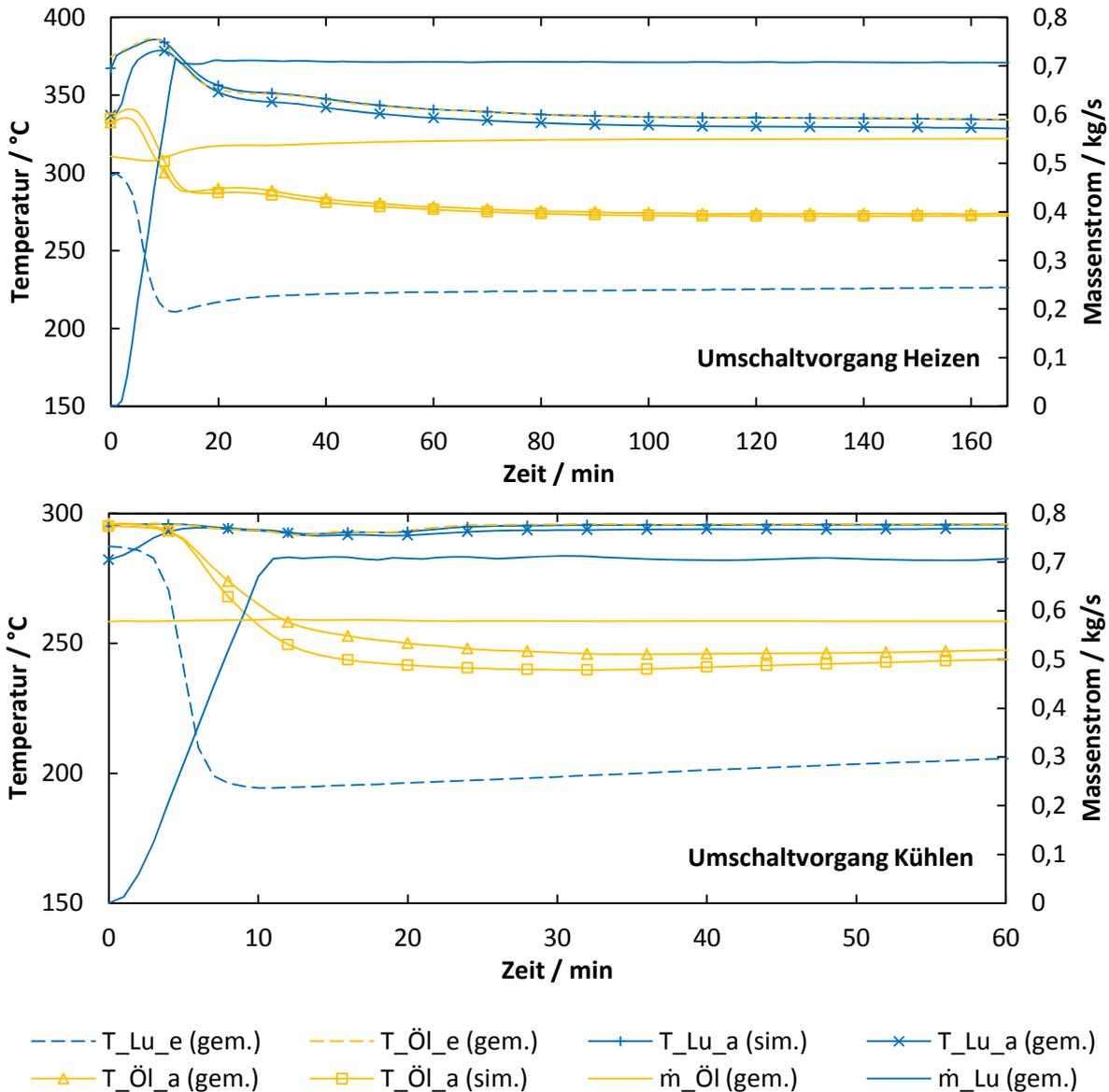


Abb. 4.19: Instationäre Temperaturverläufe im Wärmeübertrager. Oben: Beginnender Heizvorgang, Unten: Abkühlvorgang

Die berechneten Austrittstemperaturen sind zueinander konsistent, da die berechneten Enthalpieströme auf der Luft- und Ölseite übereinstimmen.

4.4 Vergleich der Druckverluste mit Teststandsergebnissen

Die Druckverluste des in der *Pilotanlage* eingesetzten Besatzmaterials werden mit den zuvor ermittelten Ergebnissen aus einem kleinen *Teststand* verglichen. Der Teststand und einige weitere Ergebnisse sind in Anhang D beschrieben. Es wird untersucht, mit welchen Unterschieden sich Ergebnisse aus einer Untersuchung im Labormaßstab auf eine größere Anlage übertragen lassen.

4.4.1 Gesamtdruckverluste

Die Messwerte der Gesamtdruckverluste des Regenerators werden aus der Quelle [73] entnommen. Abb. 4.20 zeigt die aus den gemessenen Druckverlusten berechneten Reibungsbeiwerte $\xi = \zeta \cdot d_{\text{hyd}}/L_{\text{Reg}}$ der Besatzmaterialien C.2 der Pilotanlage sowie C.1 und

C.2 aus den Teststandsversuchen. Da es sich im weitesten Sinne um eine Kanalströmung handelt, wird der Druckverlustbeiwert ζ für die Formsteine nach den Gesetzen der Kanalströmung modelliert. Dieser setzt sich aus Anteilen für die Ein- und Austrittsverluste und einem Anteil für Reibungsverluste zusammen. Als kritische Reynolds-Zahl wird ein Wert von 2300 angenommen. Für die Pilotanlage werden nach jedem Meter Strömungsweg Ein- und Austrittsverluste berechnet, da in diesen Abständen größere Lücken in den Steinreihen gelassen wurden. Bei den Teststandsversuchen hat sich gezeigt, dass die Modellvorstellung der Kanalströmung beim Besatzmaterial C.2 bei den höchsten Reynolds-Zahlen lediglich 30 % des verursachten Gesamtdruckverlusts erklären kann. Der übrige Anteil ist auf Grate und unsaubere Stoßstellen an den Schnittstellen des Besatzmaterials zurückzuführen. Aus den Teststandsversuchen wird daher ein zusätzlicher, konstanter Druckverlustbeiwert für die untersuchten Besatzmaterialien hergeleitet. Der nach dem Modell der Kanalströmung berechnete Reibungsbeiwert ist ebenfalls in Abb. 4.20 dargestellt.

Die aus den Messdaten berechneten Reibungsbeiwerte der Pilotanlage stimmen bei sehr kleinen Reynolds-Zahlen sehr gut mit der Korrelation überein. Ab einer Reynolds-Zahl von etwa 200 ist die Annahme einer laminaren Strömung nicht mehr gerechtfertigt und es sind turbulente Einflüsse zu beobachten. In der Pilotanlage lassen sich Re-Zahlen bis etwa 800 einstellen, die Teststandsversuche hingegen beginnen ab dieser Reynolds-Zahl. Einige der Teststands-Ergebnisse sind bei noch geringeren Re-Zahlen, allerdings sind diese mit großen Unsicherheiten behaftet. Im turbulenten Bereich werden die Teststandsergebnisse aufgrund der angepassten Verlustbeiwerte gut abgebildet.

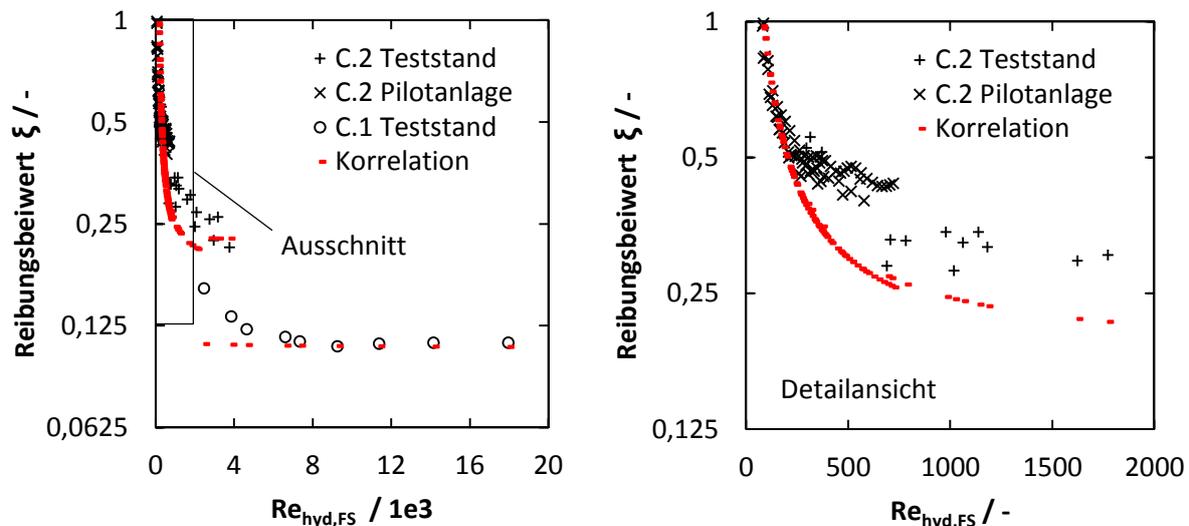


Abb. 4.20: Druckverlustbeiwert des Besatzmaterials bei verschiedenen Temperaturen und unterschiedlicher Durchströmungsrichtung des Regenerators

Aus den Versuchen lassen sich folgende Erkenntnisse ableiten:

1. Der Umschlag in den Übergangsbereich findet deutlich früher statt als bei einer reinen Kanalströmung. Ab etwa $Re \geq 200$ sind turbulente Einflüsse erkennbar.
2. Im Übergangsbereich ist zusätzlich eine Abhängigkeit des Reibungsbeiwerts von der Reynolds-Zahl zu beobachten.
3. Die Reibungsbeiwerte des Besatzmaterials in der Pilotanlage sind etwa 30 % höher als im Teststand. Dies ist durch die bessere Ausrichtung der Klinkersteine, einem größeren Anteil von Randspalten und zusätzlichen Unsicherheiten durch Ein- und Austrittsverluste zu erklären.
4. Für die durch Grate induzierten Druckverluste muss ein zusätzlicher Druckverlustbeiwert experimentell ermittelt werden. Die Grate durch eine Blendenströmung zu modellieren ist problematisch, da die Geometrie der Grate stark variiert.

5. Der Abstand der Besatzreihen hat einen sichtbaren Einfluss auf die Druckverluste. Die Teststandsergebnisse des Besatzmaterials C.2 in Abb. 4.20 wurden bei unterschiedlichen Reihenabständen durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Untersuchung finden sich in Anhang D.3.

Auf Basis der Messdaten der Pilotanlage lässt sich folgende Korrelation für den Widerstandsbeiwert ξ des Besatzmaterials C.2 herleiten. Dieser setzt sich aus einem von der reziproken Re-Zahl abhängigen laminaren Teil und einem schwach Re-abhängigen turbulenten Term zusammen.

$$\xi = \underbrace{64 \cdot Re_{\text{hyd,FS}}^{-1}}_{\text{laminarer Teil}} + \underbrace{0,1532 \cdot Re_{\text{hyd,FS}}^{0,1}}_{\text{turbulenter Teil}} \quad (4.2)$$

Der Zahlenwert der turbulenten Terms bewegt sich so im Bereich von 0,2 bis 0,3. Dieser ist damit geringfügig höher als der ursprünglich in den Teststandsversuchen für die Formsteine C.2 ermittelte konstante Wert von etwa 0,152.

4.4.2 Axiale Verteilung der Druckverluste

In einer weiteren Versuchsreihe werden die Druckverluste des Besatzmaterials in der Pilotanlage in Abhängigkeit der jeweiligen Messebene untersucht. Es werden zwei Versuche bei 100 °C und 200 °C durchgeführt. Der Massenstrom bleibt konstant bei etwa 0,8 kg/s. Abb. 4.21 zeigt die aus den Messdaten berechneten Reibungsbeiwerte in Abhängigkeit der Messebene und die aus der Korrelation berechneten Werte. Im Vergleich zu letzteren zeigt sich auch hier, dass die tatsächlichen, mittleren Reibungsbeiwerte über den korrelierten liegen. In Anbetracht der starken Schwankung der Reibungsbeiwerte über die Messebenen, relativiert sich diese Abweichung. So schwanken die Reibungsbeiwerte je nach Messebene etwa 20 % um den Mittelwert.

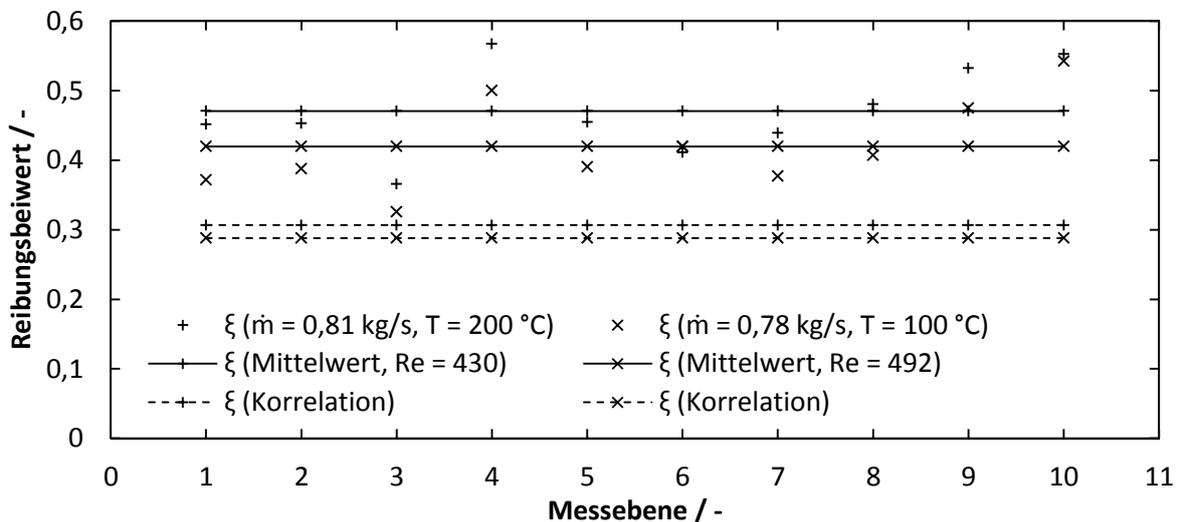


Abb. 4.21: Berechneter Reibungsbeiwert in Abhängigkeit der Messebene

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass beim Einsatz von Klinkersteinen die Schnittkanten deutliche zusätzliche Druckverluste induzieren. Durch die komplizierte Geometrie – im Gegensatz zu den speziell für Regeneratoren hergestellten keramischen Besatzmaterialien – ist die Korrelation der Druckverluste schwierig und mit großen Unsicherheiten behaftet.

5 Charakterisierung und Auslegung der Systemkomponenten

Nachdem die numerischen Modelle validiert wurden und sämtliche Randbedingungen definiert sind, erfolgt in diesem Kapitel eine systematische Analyse des Speichersystems. Nach einer Übersicht über die Methodik erfolgt eine Auslegung verschiedener Wärmeübertragerkonfigurationen. Für den dynamisch arbeitenden Regenerator werden entscheidende Einflussgrößen herausgearbeitet. Abschließend erfolgt anhand von abgeleiteten Randbedingungen eine Charakterisierung des Regenerators.

5.1 Übersicht über die Methodik

Die Analyse des CellFlux Konzeptes soll die thermoökonomische Optimierung des Speichersystems ermöglichen. Dies erfordert neben der Kenntnis der Abhängigkeit des Systemverhaltens von den Auslegungsparametern auch Kostendaten der Komponenten sowie die Tarifstruktur, um den Wert des erzeugten Stroms bestimmen zu können. Diese Informationen sind in einem frühen Entwicklungsstadium nur mit begrenzter Genauigkeit verfügbar. Die Ergebnisse unterliegen daher großen Unsicherheiten und sind nicht dazu geeignet, die optimale Konfiguration des CellFlux-Systems zu identifizieren. Daher wird eine andere Bewertungsmethodik angewendet, die auf technischen Kriterien basiert. Um die Komplexität übersichtlich zu halten, muss die Anzahl der technischen Kriterien minimiert werden. Für spezifische Anwendungsfälle soll diese Bewertungsmethodik nach der Ergänzung von Kostenparametern auch eine wirtschaftliche Analyse ermöglichen. Abb. 5.1 gibt eine Übersicht über die Methodik. Diese gliedert sich in mehrere Ebenen, wobei erst im letzten Schritt eine endgültige Bewertung des gesamten Speichersystems stattfindet. Es wird zwischen den äußeren Randbedingungen (Kraftwerk), den zwei wesentlichen Komponenten des CellFlux Systems (Wärmeübertrager und Regenerator), sowie dem Zwischenwärmeträgermedium unterschieden.

Der nullte, rein qualitative Schritt (E0), ist durch die Selektion zweier verschiedener Kraftwerksoptionen, der Wahl der Bauart der CellFlux-Komponenten und durch eine Vorauswahl möglicher Zwischenwärmeträgermedien bereits erfolgt.

In einem ersten Schritt (E1) werden alle Einflussgrößen der jeweiligen Systemkomponente identifiziert.

Im zweiten Schritt (E2) werden diese auf die wesentlichen Einflussgrößen reduziert. So lässt sich z.B. die Variationsvielfalt der Stoffdaten durch eine Festlegung auf praxisrelevante Stoffe stark reduzieren. Andere Einflussgrößen, wie z.B. bestimmte Rippengeometrien des Wärmeübertragers, können schon an dieser Stelle festgelegt werden.

Im dritten Schritt (E3) werden zunächst konstante Randbedingungen aus dem Kraftwerksprozess abgeleitet und das Zwischenwärmeträgermedium festgelegt. Darauf aufbauend erfolgt die Charakterisierung der beiden Hauptkomponenten Regenerator und Wärmeübertrager anhand technischer Kriterien. Hierdurch werden konkrete Geometriegrößen und Betriebsparameter für die Komponenten definiert. Die Besonderheit bei dieser Methodik ist die Verwendung eines Minimierungsalgorithmus. Dieser wird so eingesetzt, dass sämtliche Konfigurationen auf die gleichen Rahmenbedingungen hin ausgelegt werden. Diese sind die Vorgabe einer exakten Beladezeit des Regenerators und einer festen Beladeleistung bei einer konstanten Temperatur. Damit wird jeder Speicherkonfiguration bei der Beladung die gleiche

thermische Energie zugeführt. Die Charakterisierung des Wärmeübertragers findet durch die notwendige Stahlmasse zum Einhalten der Randbedingungen für verschiedene parasitäre Verluste und treibende Temperaturdifferenzen statt. Die Charakterisierung des Regenerators erfolgt über die notwendige Speichergeometrie zur Einhaltung der Randbedingungen unter Berücksichtigung der parasitären Verluste und des zeitlichen Verlaufs der Austrittstemperatur. Für letztere wird eine neue Kenngröße eingeführt, der *Storage Steadiness Factor* (SSF). Dieser ist anschaulich ausgedrückt der Anteil der Entladezeit mit konstantem Temperaturverlauf. Zugleich erlaubt diese Kenngröße den zeitlichen Verlauf der Austrittstemperatur mit geringen Abweichungen zu rekonstruieren. Damit beinhaltet diese Kenngröße einen größeren Informationsgehalt als einfache Wirkungsgraddefinitionen. Der Vorteil liegt insbesondere darin, dass die zuvor numerisch berechneten Speicherkonfigurationen mit einer einfachen analytischen Gleichung mit beliebigen Prozessmodellen neu bewertet werden können.

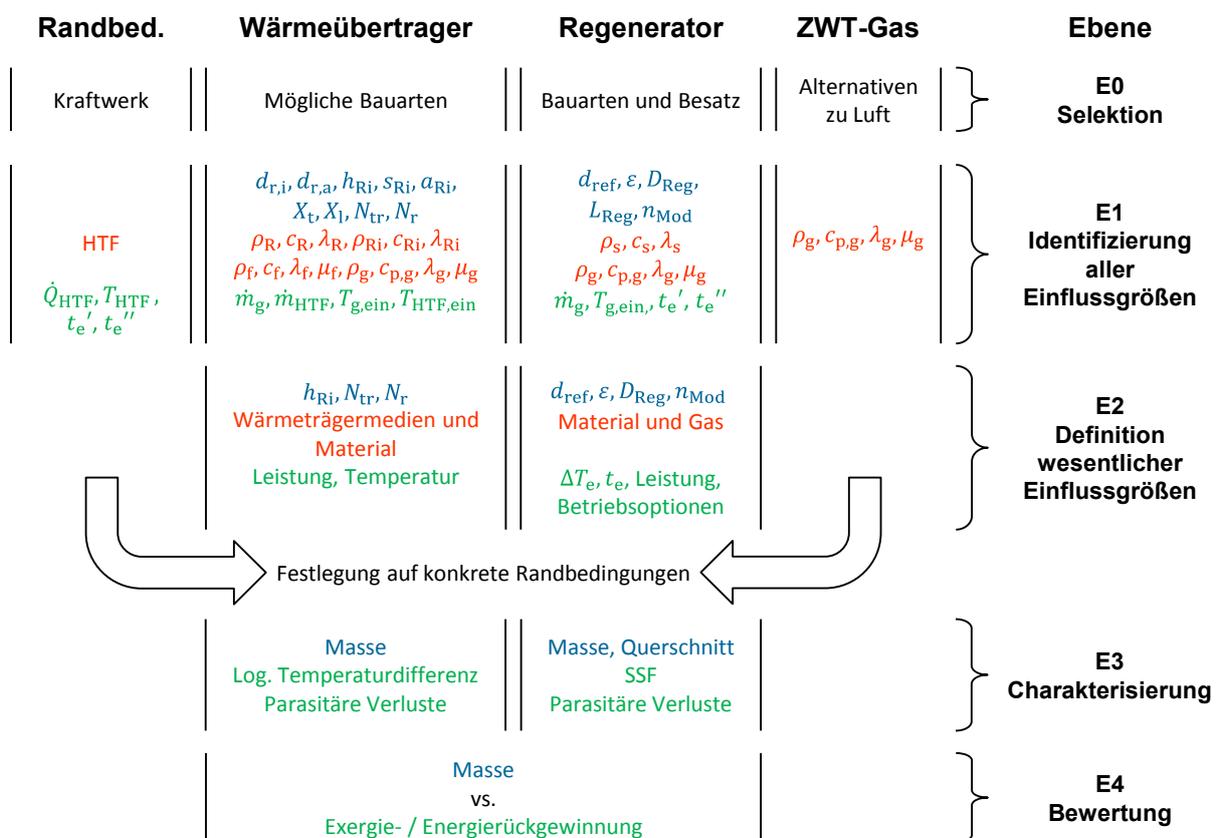


Abb. 5.1: Auslegungsmethodik für das CellFlux Speichersystem

Die so geschaffene Datenbasis bildet die Grundlage für den letzten Schritt (E4), der im Kapitel 6 zusammengefasst ist. Durch die im Schritt E3 durchgeführte Charakterisierung mit Hilfe des Minimierungsalgorithmus sind sämtliche Konfigurationen auf ein gleiches Energieangebot ausgelegt. Die Speicherkonfigurationen werden dann anhand der aus diesem Angebot zurückgewinnbaren Exergie im Systemverbund bewertet. Hierbei erfolgt erstmals eine umfassende und gleichzeitige Berücksichtigung geometrischer und systemtechnischer Einflussgrößen. Das Ergebnis sind pareto-optimale Speicherkonfigurationen, die abschließend z.B. mit einem exergo-ökonomischen Verfahren [75] hinsichtlich Investitions- und Betriebskosten bewertet werden können.

Die in diesem Kapitel vorgestellte Methodik hat mehrere Vorteile. Erstens erlaubt die Festlegung auf abgeleitete, konstante Randbedingungen die Schaffung einer allgemeingültigen Datenbasis, bei der der Rechenaufwand gering bleibt. Zweitens können die Ursachen für verschiedene Effekte analysiert werden, da komplexe Wechselwirkungen mit dem

nachgeschalteten Prozess als Ursache ausgeschlossen sind. Dieser Vorteil stellt zugleich auch einen Nachteil dar, da die Annahme konstanter Randbedingungen nicht immer gerechtfertigt ist. Ein Kraftwerksprozess steht in direkter Wechselwirkung mit dem Speichersystem und führt somit zu variablen Randbedingungen. Daher wird im nächsten Kapitel zum Vergleich eine erneute Berechnung und Auslegung von CellFlux-Systemen im direkten Verbund mit einem Kraftwerk durchgeführt.

5.2 Auslegung des Wärmeübertragers

Das folgende Unterkapitel beschreibt die Auslegung verschiedener Wärmeübertragerkonfigurationen anhand stationärer Randbedingungen.

5.2.1 Auswahl geeigneter Größen zur Charakterisierung des Wärmeübertragers

Der Wärmeübertrager ist wegen seiner vergleichsweise hohen Kosten die kritische Komponente im CellFlux System. Die hohen Gesamtkosten werden zum einen durch die hohen Investitionskosten und zum anderen durch Betriebskosten bestimmt. Auf Seiten der Betriebskosten stehen einerseits parasitäre Verluste aufgrund von Druckverlusten und andererseits Verluste durch eine treibende Temperaturdifferenz bei der Wärmeübertragung, die schlussendlich zu einem verminderten Stromertrag führen. Die Temperaturdifferenz und parasitäre Verluste stellen damit technische Bewertungsgrößen der Betriebskosten dar. Es besteht eine gegenseitige negative Beeinflussung zwischen den Betriebs- und Investitionskosten. Unter Ausschöpfung sämtlicher Optimierungspotentiale können die Betriebskosten nur durch größere Wärmeübertragerflächen und damit größeren Investitionskosten vermindert werden.

Um den Wärmeübertrager später im Verbund mit dem Gesamtsystem bewerten zu können, werden Konfigurationen mit unterschiedlichen parasitären Verlusten und treibenden Temperaturdifferenzen ausgelegt. Die in Kapitel 2.2 getroffene Vorauswahl sieht als zu untersuchende Bauart einen Rippenrohr-Wärmeübertrager vor. Die Auslegung folgt der von Shah [76] beschriebenen Vorgehensweise zur Nachrechnung der Betriebsparameter nach der P-NTU Methode. In Kombination mit einem Minimierungsalgorithmus liefert das Auslegungsprogramm für jede Kombination aus parasitären Verlusten und Grädigkeit die optimale Konfiguration mit geringstmöglicher Stahlmasse.

Um die Anzahl der auszulegenden Wärmeübertrager zu begrenzen, wird eine Abstufung für die parasitären Verluste und die treibende Temperaturdifferenz des Wärmeübertragers gewählt.

Stahlmasse

Die Berechnung der Investitionskosten kann anhand der Kenntnis der Wärmeübertragergeometrie durchgeführt werden. In [77] werden die Investitionskosten verschiedener Wärmeübertrager für das CellFlux-System berechnet. Dabei zeigt sich, dass selbst bei pessimistischer Schätzung sämtlicher Kapital- und Arbeitskosten, der Anteil der Materialkosten für jede betrachtete Konfiguration zwischen 85 % und 95 % liegt. Aus diesem Grund wird die notwendige Stahlmasse des Wärmeübertragers als technische Bewertungsgröße der Investitionskosten gewählt.

Parasitäre Verluste

Die parasitären Verluste werden durch den elektrischen Energiebedarf ausgedrückt. Dieser wird aus den im Wärmeübertrager induzierten Druckverlusten berechnet. Zur Förderung des HTF werden Pumpen mit einem angenommenen Gesamtwirkungsgrad von etwa 90 % benötigt. Für den Ventilator wird ein Gesamtwirkungsgrad von 80 % angenommen [78]. Die

parasitären Verluste der Salzpumpen im Zweitank-Flüssigsalzspeicher betragen etwa 500 kW_{el} [32]. Dieser Wert wird als untere Grenze für alle CellFlux-Wärmeübertrager in einem Kraftwerk festgelegt. Weiterhin werden drei weitere Grenzen für die parasitären Verluste auf 1, 2 und 4 MW festgelegt. Damit ist es möglich auch Zwischenwerte zu interpolieren und – in Grenzen – auch größere Werte zu extrapolieren.

Treibende Temperaturdifferenz

Ist die treibende Temperaturdifferenz in Wärmeübertragern örtlich variabel, wird als Effektivwert die sogenannte *logarithmische Temperaturdifferenz* ΔT_{\log} herangezogen. Für die Auslegung des CellFlux-Wärmeübertragers wird von einer konstanten treibenden Temperaturdifferenz ausgegangen, da die Wärmekapazitätsströme beidseitig gleich sind. Im Folgenden wird jedoch die Bezeichnung logarithmische Temperaturdifferenz beibehalten. Kelly et al. [30] veröffentlichen eine Studie in welcher der Einfluss der logarithmischen Temperaturdifferenz auf die Stromgestehungskosten in einem Parabolrinnenkraftwerk mit einer Leistung von 50 MW_{el} untersucht wird. Hierbei wird für den im 2-Tank-Flüssigsalzspeicher eingesetzten Wärmeübertrager eine logarithmische Temperaturdifferenz von 8,0 Kelvin – bei einem Wärmekapazitätsstromverhältnis von eins – als wirtschaftliches Optimum identifiziert. Dieser Einfluss ist in Abb. 5.2 dargestellt. Durch eine Erhöhung der logarithmischen Temperaturdifferenz zwischen Thermoöl und Flüssigsalz kann die Größe des Wärmeübertragers und damit dessen Investitionskosten signifikant verringert werden. Die Ersparnis ist im Bereich geringer logarithmischer Temperaturdifferenzen unterhalb von 6 Kelvin besonders hoch. Zugleich sinkt die maximal erreichbare Frischdampf Temperatur im Kraftwerksblock beim Entladebetrieb. Damit einhergehend verringern sich der Kraftwerkswirkungsgrad und somit der monetäre Gewinn aus der Stromproduktion. Ausgedrückt durch die Stromgestehungskosten muss daher ein optimaler Wert für die logarithmische Temperaturdifferenz existieren. Dieses Optimum lässt sich in Abb. 5.2 durch den ebenfalls dargestellten Kostenverlauf erkennen. Die geringsten Kosten ergeben sich demnach bei etwa 8,0 Kelvin. Es zeigt sich allerdings auch, dass die Kosten im Bereich von etwa 6,0 bis 12,0 Kelvin nahezu gleichauf liegen.

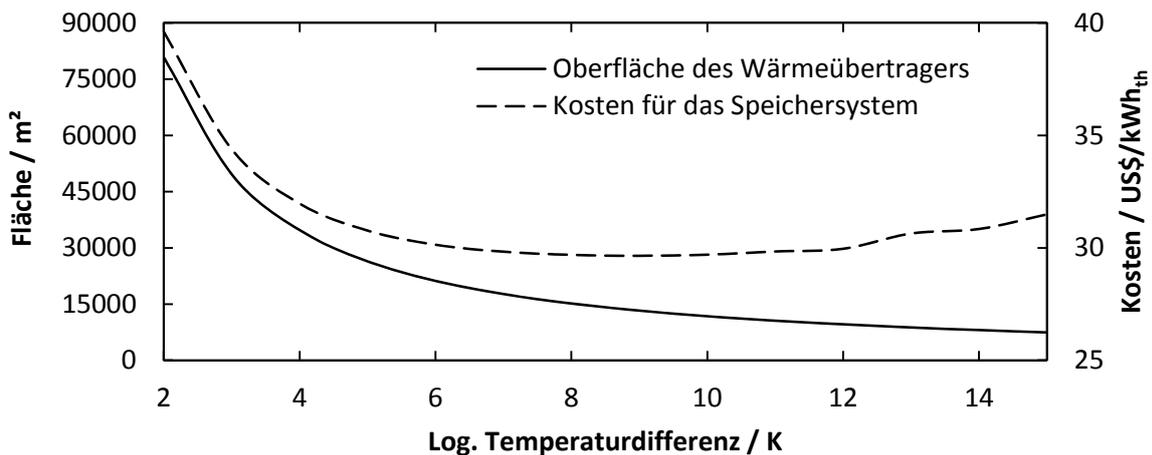


Abb. 5.2: Einfluss der logarithmischen Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager des 2-Tank-Flüssigsalzspeichers auf dessen wärmeübertragende Oberfläche und die Stromgestehungskosten [30]

Die niedrigsten Stromgestehungskosten des CellFlux Systems werden bei einer größeren logarithmischen Temperaturdifferenz entstehen, da die Investitionskosten in den Wärmeübertrager deutlich höher liegen. Für das System mit VP1 betragen die Temperaturänderungen des eintretenden Thermoöls und des Gases jeweils 100 Kelvin. Die logarithmische Temperaturdifferenz des Wärmeübertragers wird auf die Abstufungen 10, 15 und 20 Kelvin festgelegt. Daraus ergeben sich die in Tabelle 5.1 dargestellten Wirkungsgrade des Wärmeübertragers. Beim flüssigsalz-basierten Kraftwerk tritt das Salz mit 510 °C in den

Wärmeübertrager ein und erfährt eine Temperaturänderung von 200 Kelvin. Zum Vergleich wird auch ein Fall mit einer Temperaturänderung von 300 Kelvin betrachtet. Die daraus resultierenden Wirkungsgrade $P_{g,0}$ gemäß Gleichung (3.29) sind ebenfalls in Tabelle 5.1 aufgeführt.

Tabelle 5.1: Resultierende Wirkungsgrade des Wärmeübertragers für verschiedene Konfigurationen

Medium	Eintritts-temp. / °C	Temp.-änderung / K	ΔT_{\log} / K	Wirkungsgrad $P_{g,0}$ / -
VP1 / Hitec	390	100	10	90,9
VP1 / Hitec	390	100	15	87,0
VP1 / Hitec	390	100	20	83,3
Hitec	510	200	10	95,2
Hitec	510	200	15	93,0
Hitec	510	200	20	90,9
Hitec	510	300	10	96,8
Hitec	510	300	15	95,2
Hitec	510	300	20	93,8

jeweils in Ausführung mit 0,5 / 1 / 2 / 4 MW parasitärer Gesamtleistung

5.2.2 Spezifizierung der zu optimierenden Größen

Modularisierung des Wärmeübertragers

Anstelle eines einzigen, sehr großen Speichersystems sieht das Konzept vor, mehrere parallel arbeitende Speichereinheiten einzusetzen. Die Leistung eines einzelnen Speichersystems wird auf eine thermische Leistung von 10 MW_{th} festgelegt. Dies erlaubt eine anschauliche Größenvorstellung und entspräche der Leistungsklasse einer möglichen Demonstrationsanlage. Zudem ließen sich so Einheiten produzieren, die noch leicht transportfähig sind. Damit ergibt sich eine notwendige Anzahl von 14 Wärmeübertragern. Die Anzahl der Wärmeübertrager ist für die theoretische Betrachtung irrelevant, da sämtliche charakteristische Größen beliebig skaliert werden können.

Materialien

Bis 400 °C sind für das Rippenmaterial Kohlenstoff-Stähle einsetzbar, darüber hinaus, und grundsätzlich für das salzbasierte Kraftwerk, sind Edelstähle notwendig [79].

Rohrgeometrie

Die Rippenrohrlänge wird auf 15 m festgelegt, um die Anzahl der notwendigen Schweißnähte zu minimieren.

Die Rohrwandstärke wird für beide Kraftwerkstypen auf 2 mm festgelegt. Dies ist beim ölbasierten Kraftwerk durch die kostengünstige G-Fin Ausführung [80] bedingt. Diese geht mit einer Strukturschwächung durch die umlaufende Nut einher und erfordert einen Zuschlag, um die notwendige Druckfestigkeit zu erfüllen. Die Rohre des salzbasierten Kraftwerks müssen geringeren Drücken standhalten und besitzen lasergeschweißte Rippen, da die G-Fin Ausführung nur bis Temperaturen von 400 °C geeignet ist. Gleichzeitig ist ein Sicherheitsaufschlag wegen der Korrosivität des Salzes notwendig. Für mit Flüssigsalz durchströmte Absorberrohre wird eine Wandstärke von 2 mm empfohlen [81]. Die Festlegung auf eine gemeinsame Rohrwandstärke ermöglicht zudem eine bessere Vergleichbarkeit.

Der Abstand der Rippenspitzen (*Tip-to-Tip clearance*) sollte so gering wie möglich gewählt werden [82]. Für die weitere Betrachtung in dieser Arbeit wird der Rippenspitzen-Abstand auf 2,5 mm festgelegt. Die Rohrteilung ergibt sich mit der Rohrwandstärke und dem Innendurchmesser des Rohres unmittelbar aus der gewählten Rippenhöhe.

Der Einfluss der Rohranordnung wurde von [83] untersucht. Demnach haben versetzt angeordnete Rippenrohrbündel gegenüber fluchtend angeordneten Bündeln stets einen höheren Wärmeübergang bezogen auf die verursachte Reibung.

Rippengeometrie

Die Einflüsse der Rippengeometrie wurden von Hoffmann [84] im Detail untersucht. Abb. 5.3 zeigt die Einflüsse der Rippengeometrie auf den Druckverlust und die Gesamtmasse des Wärmeübertragers. Es zeigt sich, dass der Rippenabstand p_{Ri} und die Rippendicke s_{Ri} möglichst gering zu wählen sind, da sich eine Verringerung beider Größen gleichermaßen positiv auf Druckverlust und notwendige Stahlmasse auswirkt. Die letztendlich gewählten Größen sind die unter Einhaltung der Herstellerspezifikation geringstmöglichen. Aus persönlicher Kommunikation mit einem Hersteller [80] wird die Rippendicke s_{Ri} auf 0,3 mm und der Rippenabstand p_{Ri} auf 2,3 mm für Rohre in G-Fin Ausführung und auf 2,0 mm in geschweißter Ausführung festgelegt.

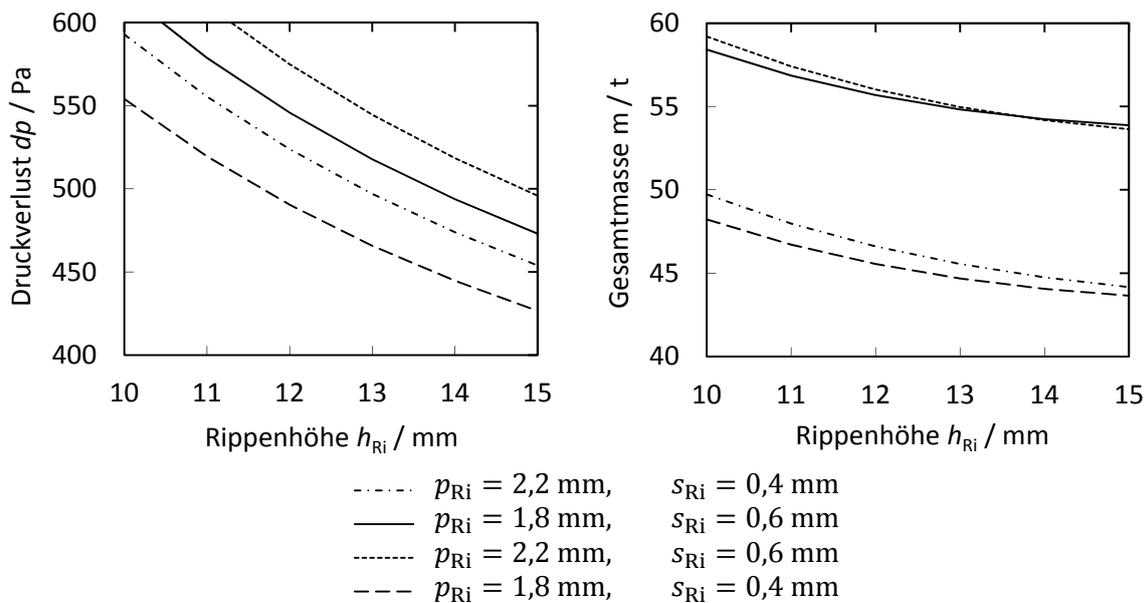


Abb. 5.3: Einflüsse der Rippengeometrie auf Druckverlust und notwendige Gesamtmasse des Wärmeübertragers [84]

Für die Rippenhöhe h_{Ri} existiert ein vom Anwendungsfall abhängiger optimaler Wert. Aus fertigungstechnischen Gesichtspunkten ist die maximale Rippenhöhe $h_{\text{Ri,max}}$ auf den halben Außendurchmesser des Rohres $d_{\text{r,a}}/2$ begrenzt [80].

Spezifizierung der Nebenbedingungen

Bei der Optimierung dieser Parameter müssen zwei Nebenbedingungen eingehalten werden. Für den Wärmeübertrager lautet die erste Nebenbedingung, eine bestimmte parasitäre Leistung $P_{\text{el},0}$ aufzuweisen. Als weitere Nebenbedingung wird festgelegt, bestimmte Austrittstemperaturen zu erreichen. Dies wird – entsprechend den theoretischen Ausführungen in Kapitel 3.2.3 – ausgedrückt durch den Wirkungsgrad $P_{\text{g},0}$.

5.2.3 Mathematische Problemstellung

Mit der im vorherigen Abschnitt festgelegten Abstufung der Nebenbedingungen ist die Problemstellung vollständig definiert. Tabelle 5.2 fasst sämtliche Vorgaben zusammen.

Tabelle 5.2: Übersicht der zu optimierenden Parameter der Wärmeübertrager

Größe	CF-HTS	CF-VP1	Einheit
Modellparameter			
Wärmeleitfähigkeit Stahl λ_{Stahl}	15 / 47	47	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
Dichte Stahl ρ_{Stahl}	7860		kg m^{-3}
Rippenrohrlänge L_r	15		m
Rohrwandstärke t_r	2		mm
Rohrteilung	versetzt		
Rippenspitzenabstand t_l, t_t	2,5		mm
Rippenteilung p_{Ri}	2,0	2,3	mm
Rippendicke s_{Ri}	0,3	0,3	mm
Anzahl fluidseitiger Durchgänge pro Rohrreihe n_{ppr}	1		-
Thermische Leistung \dot{Q}_{th}	10		MW
Eintrittstemperatur	390 / 510		$^{\circ}\text{C}$
Wärmekapazitätsstromverhältnis R_g	1		-
Stoffdaten Gas / Fluid $c_{p,g}, c_f, \rho_g, \rho_f, \lambda_g, \lambda_f, \mu_g, \mu_f$	Ergibt sich durch Auswahl der Fluide		
Zu optimierende Größen			
Rohrinnendurchmesser $d_{r,i}$	variabel		mm
Rippenhöhe h_{Ri}	variabel, $\max(d_{r,a}/2)$		mm
Anzahl Rohrreihen n_r	variabel		-
Anzahl Rohre pro Reihe n_{rpr}	variabel		-
Einzuhaltende Nebenbedingungen			
Wirkungsgrad $P_{g,0}$	entspr. ΔT_{log}		%
Parasitäre Gesamtleistung $P_{\text{el},0}$	0,5 / 1 / 2 / 4		MW

Durch die Reduktion der Einflussgrößen und die Vereinfachung des Optimierungsproblems lässt sich eine konvergente Lösung finden.

Das Verhalten des Wärmeübertragers wird durch eine Funktion $f^*(\mathbf{K}, d_{r,i}, h_{\text{Ri}}, n_{\text{rpr}}, n_r)$ ausgedrückt. Der Vektor \mathbf{K} umfasst die zuvor diskutierten konstanten Einflussgrößen. Die zulässige Menge $\mathcal{F} \subset D$ wird durch praktische Überlegungen und zwei Nebenbedingungen begrenzt. Sie lautet demnach:

$$\mathcal{F} = \{\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n \mid h_i(\mathbf{x}) = 0\} \quad (5.1)$$

Die Nebenbedingungen sind durch die Abbildung h_i definiert.

$$h_i: D \rightarrow \mathbb{R}, \quad i = 1, 2 \quad (5.2)$$

Mit der Vorgabe eine bestimmte parasitäre Leistung $P_{el,0}$ aufzuweisen und einen bestimmten Wirkungsgrad $P_{g,0}$ zu erreichen, lauten die Nebenbedingungen wie folgt:

$$h_1(\mathbf{x}) = 0: P_{el}(\mathbf{x}) - P_{el,0} = 0 \quad (5.3)$$

$$h_2(\mathbf{x}) = 0: P_g(\mathbf{x}) - P_{g,0} = 0 \quad (5.4)$$

Die Funktion f^* liefert die skalare Größe F^* , welche der Gesamtmasse des Wärmeübertragers $m_{WÜ}$ entspricht. Zudem ist die Funktion f^* prinzipbedingt nicht stetig, beispielsweise kann nur eine ganzzahlige Anzahl Rippenrohre existieren. Damit ändert sich die Größe F^* sprunghaft. Durch die starke Reduktion auf wenige Einflussgrößen kann das Minimierungsproblem

$$F^* = m_{WÜ} = \min_{\mathbf{x} \in \mathcal{F}} f^*(\mathbf{x}) \quad (5.5)$$

mit dem Nelder-Mead Simplex-Algorithmus [55] gelöst werden.

5.2.4 Ergebnisse der Wärmeübertrager-Auslegung

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Wärmeübertragerauslegung dargestellt. Die angegebenen vier Abstufungen für die parasitären Verluste beziehen sich dabei immer auf das gesamte Kraftwerk und nicht auf den einzelnen Wärmeübertrager.

Einfluss des Rohrinneindurchmessers

In einer ersten Untersuchung wird der Einfluss des Rohrinneindurchmessers untersucht. Ziel der Untersuchung ist, einen geeigneten Innendurchmesser zu identifizieren, der für die anschließenden Untersuchungen festgelegt werden soll. Hierzu wird bei einer logarithmischen Temperaturdifferenz von 10 Kelvin die notwendige Gesamtmasse für die vier parasitären Energieverbräuche berechnet. Die Ergebnisse für einen Wärmeübertrager mit VP1 und Hitec HTS in Kombination mit Luft sind in Abb. 5.4 dargestellt. Die überlagerten Balken verdeutlichen den Beitrag der Rippen zur Gesamtmasse. Tendenziell ist mit 16 mm Innendurchmesser der Rohre für beide Systeme die größte Gewichtseinsparung zu erzielen.

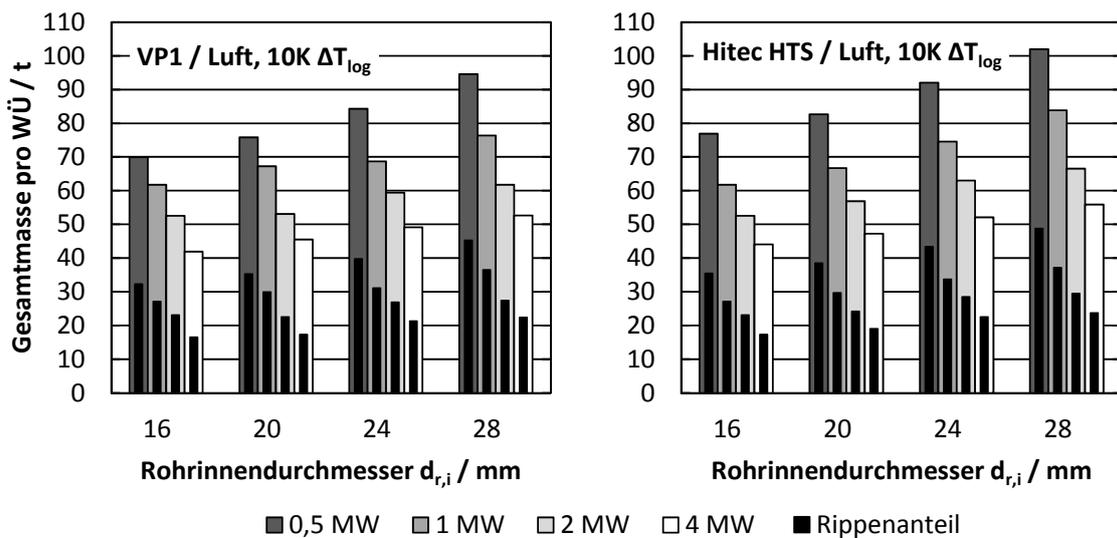


Abb. 5.4: Gesamtmasse des Wärmeübertragers mit 10MW_{th} Leistung bei Variation der Innendurchmesser des Rippenrohres und der parasitären Verluste. Temperaturänderung von $390\text{ }^\circ\text{C}$ auf $290\text{ }^\circ\text{C}$ und logarithmische Temperaturdifferenz von 10 Kelvin. Das System ist VP1 / Luft (links), bzw. Hitec HTS / Luft (rechts)

In einer weiteren Untersuchung wird die logarithmische Temperaturdifferenz erhöht. Da sich die Ergebnisse zwischen Hitec HTS und VP1 qualitativ kaum unterscheiden, wird nur Hitec HTS zum Vergleich herangezogen. Es zeigt sich der gleiche Trend, allerdings fallen die Unterschiede geringer aus.

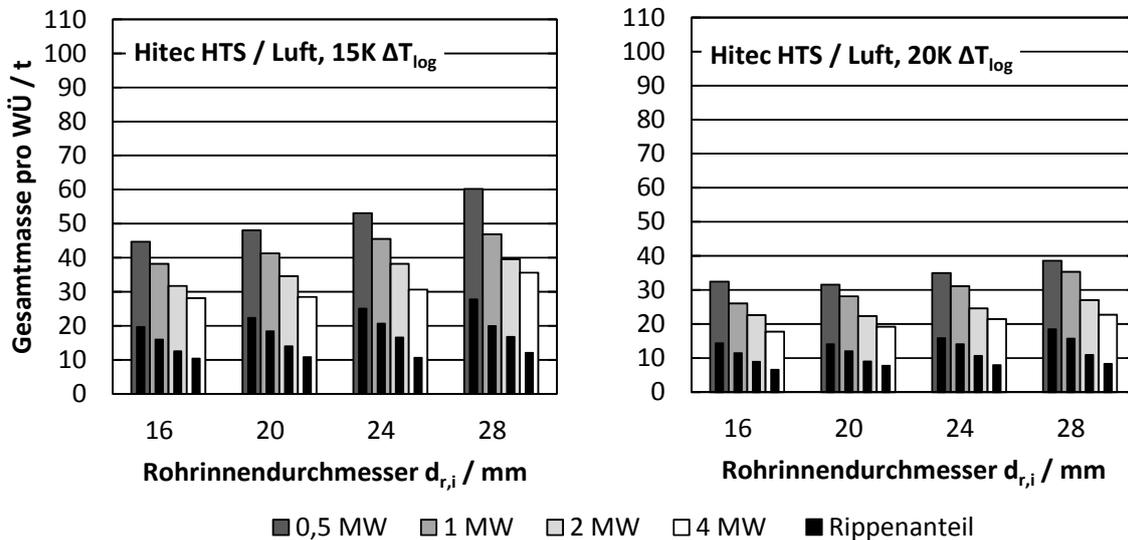


Abb. 5.5: Gesamtmasse des Wärmeübertragers mit 10 MW_{th} Leistung bei Variation der Innendurchmesser des Rippenrohres und der parasitären Verluste. Temperaturänderung von 390 °C auf 290 °C und dem System Hitec HTS / Luft. Die logarithmische Temperaturdifferenz beträgt 15 Kelvin (links), bzw. 20 Kelvin (rechts)

Weiterhin wird untersucht, wie sich eine Änderung des gaseitigen Wärmeträgers auswirkt. Das linke Diagramm in Abb. 5.6 zeigt das Ergebnis für das System VP1 / Wasserdampf. Der Trend bleibt unverändert, wenn auch die Unterschiede zwischen 16 und 20 mm kaum noch auszumachen sind.

In einer letzten Untersuchung wird die Temperaturänderung erhöht. Das rechte Diagramm in Abb. 5.6 zeigt das System Hitec HTS / Luft bei einer Temperaturänderung von 538 °C auf 290 °C. Dies entspricht der maximal möglichen Temperatur beim Einsatz von Hitec HTS. Auch hier bleibt der Trend unverändert.

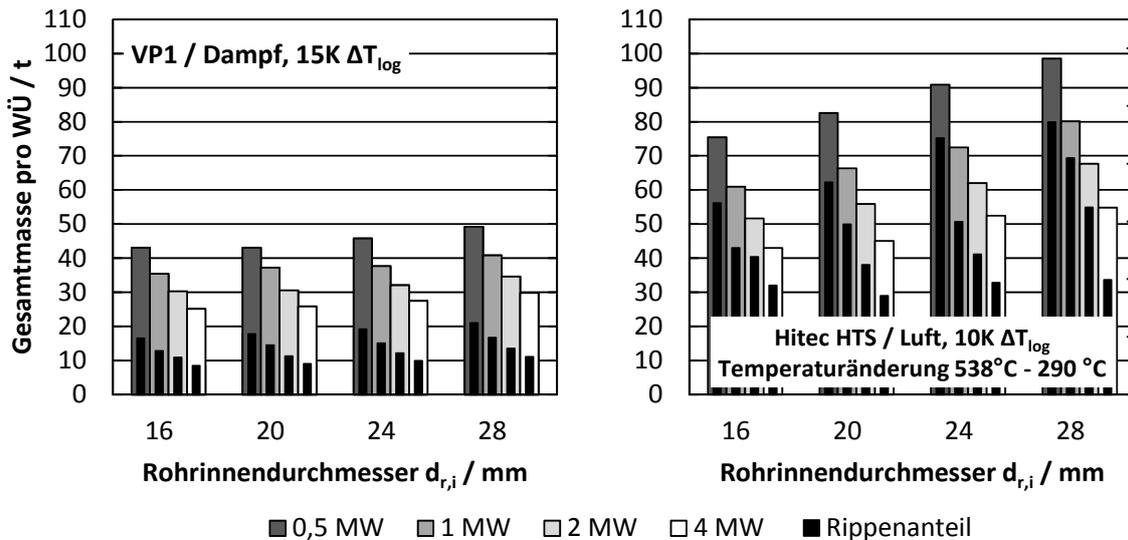


Abb. 5.6: Gesamtmasse des Wärmeübertragers mit 10 MW_{th} Leistung bei Variation der Innendurchmesser des Rippenrohres und der parasitären Verluste. Temperaturänderung von 390 °C auf 290 °C und das System VP1/Dampf (links) bzw. Temperaturänderung von 538 °C auf 290 °C und das System Hitec HTS/Luft (rechts)

Für die weiteren Untersuchungen wird der Rohrinnendurchmesser für Hitec HTS auf 20 Millimeter und für VP1 auf 24 mm festgelegt. Zwar ist mit 16 mm Innendurchmesser in den meisten Fällen eine etwas größere Ersparnis zu erzielen, allerdings gibt es drei Gründe den etwas größeren Durchmesser zu wählen:

- Rohre mit 16 mm Innendurchmesser haben eine entsprechend geringere Rohrteilung (vgl. Tabelle C.10 und sind daher auch aufwendiger zu schweißen)
- Rohre mit größerem Innendurchmesser haben eine größere Sicherheit gegen Fouling
- Die Rohrzahl sinkt leicht mit größerem Durchmesser. Damit sind weniger Schweißnähte notwendig, wodurch die Kosten sinken. Damit fällt die relative Kostendifferenz gegenüber Rohren mit 16 mm Innendurchmesser noch etwas geringer als die relative Massendifferenz aus.

Einfluss der logarithmischen Temperaturdifferenz und der parasitären Verluste

Die Ergebnisse der Wärmeübertragerauslegung sind in drei verschiedene logarithmische Temperaturdifferenzen (10, 15 und 20 Kelvin) abgestuft. Für das Verhalten des Kraftwerksblocks ist nur diese Abstufung ausschlaggebend, so dass zunächst nur zwischen drei Optionen unterschieden werden muss. Die Bewertung erfolgt abschließend im Verbund mit einem Regenerator. Die notwendige Stahlmasse, die mit den Investitionskosten korreliert und die parasitären Verluste, die die Betriebskosten direkt beeinflussen, sind technisch irrelevant und lediglich von wirtschaftlicher Bedeutung.

Mit einem Rohrinnendurchmesser von 24 mm zeigt Abb. 5.7 mögliche Konfigurationen für Systeme, die auf dem HTF VP1 basieren. Neben Luft wurde das Zwischenwärmeträgermedium Wasserdampf untersucht. Wasserdampf hat im betrachteten Temperaturbereich eine etwa doppelt so hohe Wärmekapazität wie Luft, sodass der notwendige Massenstrom etwa halbiert werden kann. Andererseits verursacht die höhere dynamische Viskosität einen größeren Druckverlust, zu dessen Kompensation wiederum ein größerer freier Strömungsquerschnitt erforderlich ist. Dennoch ist durch den Einsatz von Wasserdampf eine deutliche Masseneinsparung von bis zu 20 % gegenüber Luft erreichbar.

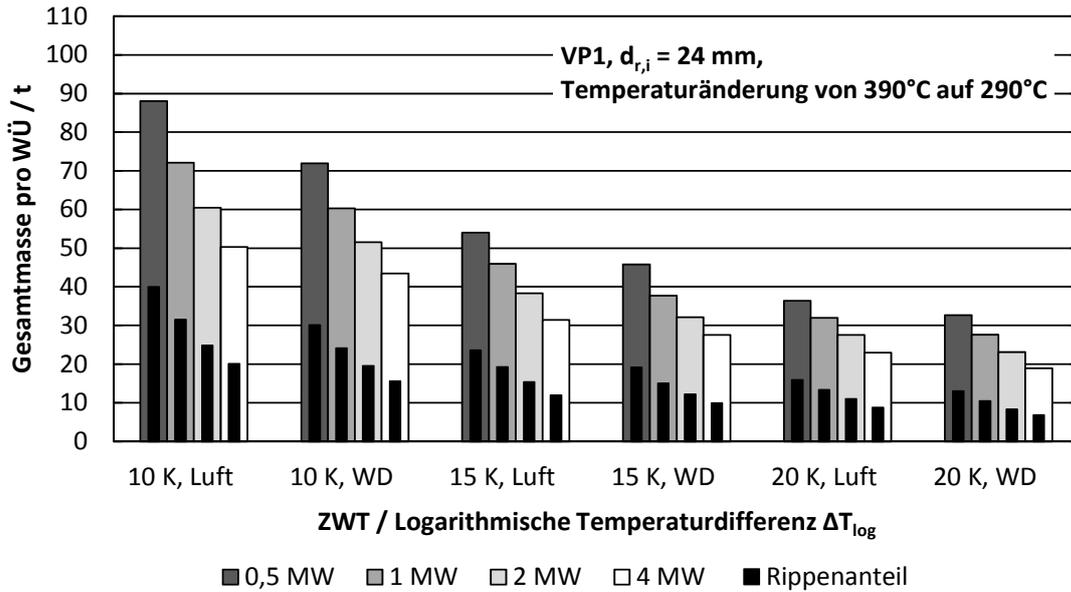


Abb. 5.7: Notwendige Gesamtmasse eines Wärmeübertragers für ein CellFlux-Modul basierend auf dem HTF VP1 mit 10 MW_{th} Leistung für Luft und Wasserdampf als ZWT. Variation der logarithmischen Temperaturdifferenz und der parasitären Verluste

In Abb. 5.8 sind die Untersuchungsergebnisse für das System mit Hitec HTS als HTF dargestellt. Als Zwischenwärmeträgermedium wird Luft beibehalten. Der Rohrrinnendurchmesser beträgt 20 Millimeter. Es zeigt sich nur ein geringer Einfluss der Temperaturänderung. Hierbei heben sich zwei Effekte gegenseitig auf. Einerseits verringern sich mit zunehmender Temperaturänderung die notwendigen Massenströme, andererseits erhöht sich der notwendige Wirkungsgrad um die logarithmischen Temperaturdifferenzen beizubehalten.

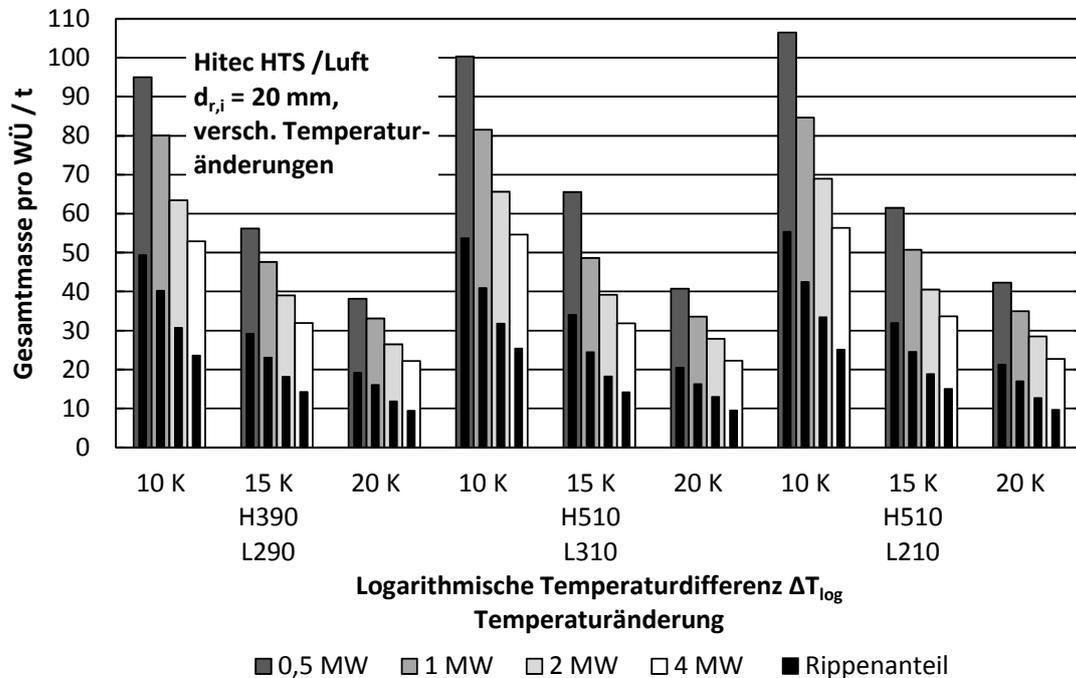


Abb. 5.8: Notwendige Gesamtmasse eines Wärmeübertragers für ein CellFlux-Modul basierend auf dem HTF Hitec HTS mit 10 MW_{th} Leistung bei unterschiedlichen Temperaturänderungen und Luft als ZWT. Variation der logarithmischen Temperaturdifferenz und der parasitären Verluste

Sämtliche hier dargestellten Ergebnisse und einige weitere sind in Anhang C tabellarisch zusammengefasst.

5.3 Kennzahl zur Charakterisierung der Dynamik von Regeneratorspeichern

Im folgenden Abschnitt wird zunächst eine Übersicht verschiedener Verfahren zur Berechnung von Regeneratoren gegeben. Zur Charakterisierung des Wärmeübertragers werden parasitäre Verluste und logarithmische Temperaturdifferenz der benötigten Stahlmasse gegenübergestellt. Für den Regenerator sind parasitäre Verluste, die Austrittstemperatur und die notwendige Speichermasse analoge charakteristische Größen. Die Austrittstemperatur des Regenerators und die logarithmische Temperaturdifferenz des Wärmeübertragers unterscheiden sich jedoch in ihrer zeitlichen Abhängigkeit. Während letztere konstant bleibt, ändert sich die Austrittstemperatur im zeitlichen Verlauf. In diesem Abschnitt wird zunächst verdeutlicht, welchen signifikanten Einfluss die Änderung der Austrittstemperatur auf das gesamte Speicherverhalten hat. Es wird der *Storage Steadiness Factor (SSF)* vorgestellt, mit dem der zeitliche Verlauf der Austrittstemperatur charakterisiert werden kann.

5.3.1 Literaturübersicht

Zur Auslegung von Regeneratorspeichern existieren zum einen die auf analytischen Gleichungen basierenden, weitaus älteren geschlossenen Methoden und die auf numerische Berechnungsverfahren basierenden, offenen Methoden [12]. Die geschlossenen Methoden entstanden aus der Not an mangelnder Rechenleistung, sie sind in ihrer praktischen Verwendbarkeit daher stark eingeschränkt. So existieren geschlossene, analytische Lösungen nur für einfache Fälle, wie zum Beispiel für das erste Aufheizen eines Regenerators. Berücksichtigt man veränderliche Anfangsbedingungen, führt dies bereits auf eine analytisch nicht mehr geschlossen lösbare Integralgleichung. Eine Lösung ist im Anhang B.1 beschrieben und wird zur Verifizierung der numerischen Modelle herangezogen. Veränderliche Randbedingungen, wie zum Beispiel variierende Eintrittstemperaturen oder Massenströme, können nur als harmonische Funktionen oder mit Näherungsverfahren berücksichtigt werden.

Heutzutage nehmen numerische Berechnungen wie Auslegungsrechnungen mit vielen Parametervariationen nach wie vor viel Zeit in Anspruch, so dass sich einige Autoren bemühten, vereinfachte Formeln zur Berechnung von Regeneratoren zu entwickeln (Levenspiel [85], Scaricabarozzi [86], Dudukovic [87]). Die Ergebnisse weisen jedoch mitunter Abweichungen von über 10 % auf und sind meist nicht allgemeingültig.

Ein anderer Ansatz ist, den zeit- und ortsabhängigen Temperaturverlauf des Regenerators anhand der dimensionslosen Kennzahlen Λ und Π darzustellen. Die reduzierte Länge Λ ist wie folgt definiert:

$$\Lambda = \frac{k_v V}{c_{p,g} \cdot \dot{m}_g} \quad (5.6)$$

Diese Kennzahl wird auch zur Charakterisierung von Wärmeübertragern angewandt und wird dort NTU-Kennzahl genannt. Die zweite Kenngröße wird reduzierte Periode genannt:

$$\Pi = \frac{t \cdot k_v V}{c_s \cdot m_s} \quad (5.7)$$

Dabei ist das Produkt aus volumetrischem Wärmeübergangskoeffizienten k_v und dem Speichervolumen V der Gesamtwärmeübergang. Das Produkt im Nenner der Gleichungen bildet bei der reduzierten Länge den Wärmekapazitätsstrom, bzw. bei der reduzierten Periode die Gesamtwärmekapazität der Speichermasse. Die aus zeitlich und räumlich gemittelten Werten gebildeten Kennzahlen haben den Vorteil, keine Informationen über Geometrie zu

enthalten. Das heißt, es müssen zunächst nur Werte für Λ und Π gefunden werden, die den gewünschten Eigenschaften des Regenerators entsprechen. Die allgemeingültigen Kennzahlen können in Kennfeldern dargestellt und so passende geometrische Eigenschaften schnell berechnen werden. Ratzesberger [27] verwendet die Methode – unter der Annahme konstanter Eintrittsbedingungen – zur Auslegung von thermoöldurchströmten Betonregeneratoren. Dreißigacker [43] stellt ein Verfahren vor, bei dem zudem strömungstechnische sowie thermomechanische Aspekte berücksichtigt werden.

Ein direktes Auffinden einer gesamtheitlich optimalen Regeneratorgeometrie lässt sich hierüber nicht direkt erreichen, denn in den dimensionslosen Kennzahlen ist keine Information über die zu erwartenden Druckverluste enthalten. Diese sind für gasdurchströmte Regeneratoren jedoch von wesentlicher Bedeutung. Zur Berechnung der Druckverluste muss bereits die Geometrie festliegen. Es besteht weiterhin kein allgemeingültiger Zusammenhang zwischen Druckverlust und Wärmeübergang. Martin [88] hat einen Ansatz nach Levéque, der diesen Zusammenhang herstellt, auf sensible Feststoffspeicher übertragen. Allerdings ist auch hier eine zusätzliche Information über die Geometrie des Besatzmaterials notwendig.

Sind weitere Informationen wie z.B. der zeitliche Temperaturverlauf im Inneren des Regenerators oder die Berücksichtigung ungleicher Periodenlängen notwendig, so steigt die Komplexität des Lösungsverfahrens stark an. Insbesondere bei zeitlich veränderlichen Eintrittsrandbedingungen besitzen dimensionslose Kennzahlen keinen Vorteil mehr. In diesen Fällen ist die Implementierung eines Berechnungsprogramms, welches den Regenerator direkt berechnet, zielführender. Darüber hinaus lassen sich so auch veränderliche Stoffwerte berücksichtigen. Im Folgenden wird daher ein Verfahren vorgestellt, mit dem sich die numerisch berechneten Temperaturverläufe mit guter Genauigkeit anhand einer einfachen analytischen Gleichung rekonstruieren lassen.

5.3.2 Bedeutung der zulässigen Änderung der Austrittstemperatur

Während des Betriebs des Regenerators bildet sich in dessen Inneren eine Temperaturschichtungs-Zone aus, die sich mit der Geschwindigkeit \hat{v} durch den Regenerator bewegt. Diese Zone zeichnet sich durch eine deutliche Änderung der Temperatur mit der Weglänge aus. Abb. 5.9 zeigt exemplarisch zu verschiedenen Zeitpunkten t'_1, t'_2 die räumliche Temperaturverteilung der Luft und des Speichermaterials. Die Abbildungen zeigen zusätzlich die Steigung $s_{x,BM}$ der Temperaturverteilung im Bereichsmittel, angenähert durch eine Gerade. Über den Schnittpunkt dieser Geraden mit der minimalen und maximalen Temperatur lässt sich so eine Breite w der Temperaturschichtungs-Zone definieren. Die Breite dieser Zone wird nach Sanderson et al. [89] auch thermische Länge des Regenerators genannt. Ist diese verhältnismäßig klein, wird der Regenerator thermisch kurz genannt, andernfalls thermisch lang. Die untere Grenze der thermischen Länge eines Regenerators ist begrenzt durch den zur Verfügung stehenden volumetrischen Wärmeübergangskoeffizienten. So sind Regeneratoren mit geringem Wärmeübergang, wie z.B. der Betonregenerator oder Winderhitzer eher thermisch lang und Thermocline-Speicher mit flüssigen Wärmeträgermedien mit sehr gutem Wärmeübergang thermisch kurz. Sanderson et al. empfehlen möglichst geringe Partikeldurchmesser und lange, schmale Besätze zu verwenden, um einen thermisch kurzen Regenerator zu erhalten, da dieser energetisch besser ist. Die thermische Länge eines Regeneratorspeichers ist allerdings zu keiner Zeit konstant, sondern wächst mit zunehmender Zeit. Im Vergleich der Kurven in Abb. 5.9a und b zeigt sich, dass sich diese Steigung mit zunehmender Zeit verringert – oder anders ausgedrückt – sich die Breite der Temperaturschichtungs-Zone vergrößert. Die Geschwindigkeit, mit der die zeitliche Änderung der Steigung stattfindet, ist $\sim 1/\sqrt{t}$. Diese Erkenntnis wurde von Kuznetsov anhand analytischer Gleichungen gezeigt [90]. Im Zusammenhang mit Flüssigsalz-Thermocline Speichern wird dieser Einfluss ebenfalls untersucht [91], [92].

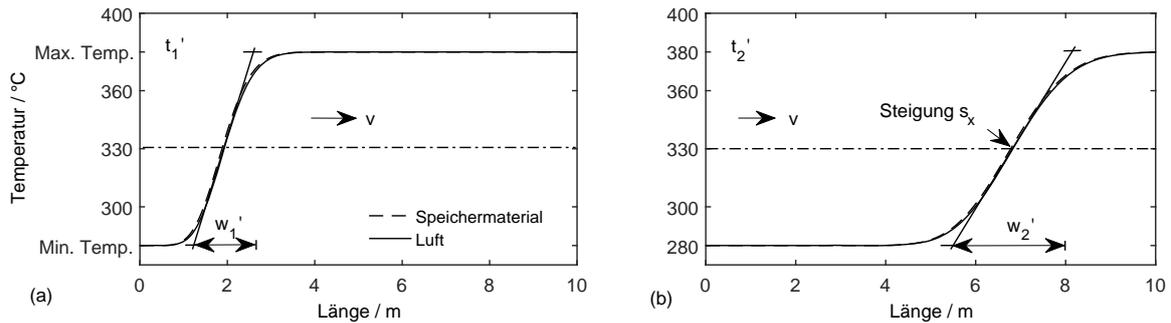


Abb. 5.9: Räumliche Temperaturverteilung der Luft- und Speichermaterialtemperatur zu verschiedenen Zeitpunkten

Wird ein Regeneratorspeicher zyklisch betrieben, wechselt dessen Durchströmungsrichtung und damit auch die Bewegungsrichtung der Temperaturschichtungs-Zone. Wird der Regenerator so betrieben, dass die Temperaturschichtungs-Zone innerhalb des Regenerators verbleibt, also keine zeitliche Änderung der Austrittstemperatur stattfindet, wird sich die Temperaturschichtungs-Zone weiter ausdehnen. Erst wenn die Zone während des Betriebs den Austritt des Regenerators überschreitet, wird deren weitere Ausdehnung vermindert. Abb. 5.10a zeigt den Regenerator zu einem dritten Zeitpunkt t'_3 , wenn die Temperaturschichtungs-Zone den Austritt des Regenerators überschritten hat. Beim darauffolgenden Umschaltvorgang zum Zeitpunkt t''_1 (Abb. 5.10b) sorgt die anfänglich hohe treibende Temperaturdifferenz für eine Deformation der Temperaturschichtungs-Zone, so dass dessen Breite wieder verringert wird. Wird der Regenerator bei jedem Zyklus auf eine einheitliche Temperatur gebracht, fällt dieser Effekt am Stärksten aus. Dies entspräche einer maximal möglichen Änderung der Austrittstemperatur.

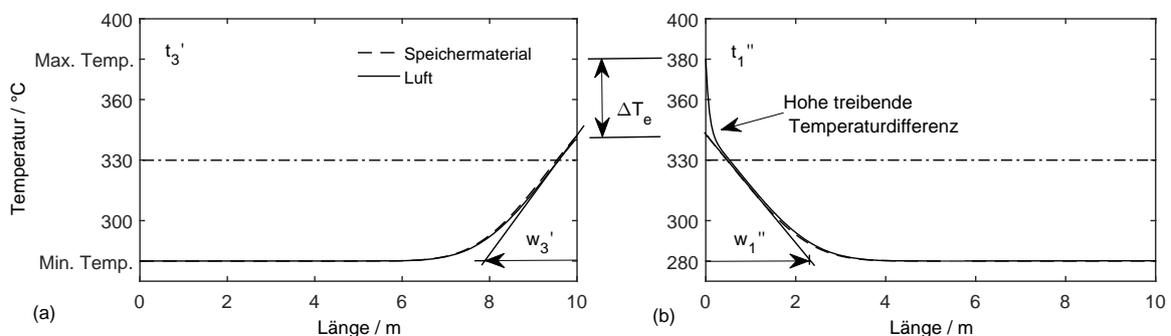


Abb. 5.10: Umschaltvorgang des Regenerators. (a) Erreichen der zulässigen Änderung der Austrittstemperatur, (b) Deformation des Temperaturprofils durch hohe treibende Temperaturdifferenz unmittelbar nach Beginn der nächsten Periode

Aus den obigen Ausführungen wird ersichtlich, dass je größer die zulässige Änderung der Austrittstemperatur ΔT_e ist, desto stärker wird die Breite der Temperaturschichtungs-Zone beim nachfolgenden Umschaltvorgang verringert. Da sich die Zone mit der Zeit \hat{v} durch den Regenerator bewegt, bedeutet eine geringe Breite der Zone auch eine längere konstante Austrittstemperatur aus dem Regenerator. Abb. 5.11 zeigt den zeitlichen Verlauf der Austrittstemperatur des Regenerators für die vorhergegangenen Beispiele. Auf der Abszisse sind auch die Zeitpunkte aus den Beispielen eingetragen.

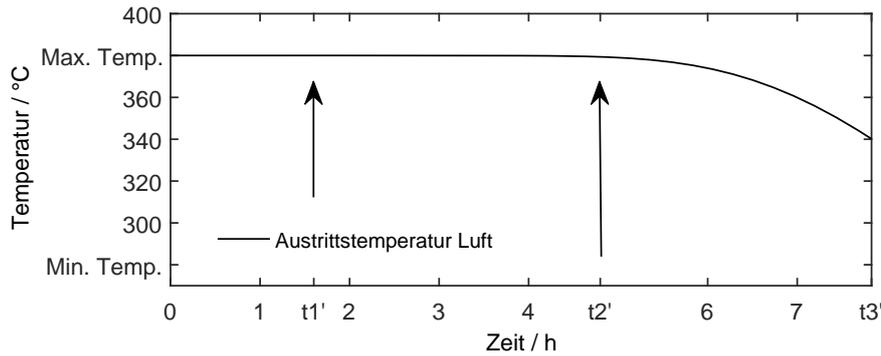


Abb. 5.11: Zeitlicher Verlauf der Austrittstemperatur des Regenerators in den vorhergegangenen Beispielen

Ist der Regenerator wie im vorliegenden Fall an einen Kraftwerksprozess gekoppelt, ist eine möglichst konstante Austrittstemperatur, die für einen längeren Zeitraum auf einem hohen Niveau erhalten bleibt, vorteilhaft. Dies ließe sich leicht erreichen, indem die Änderung der Austrittstemperatur gering gehalten wird. Die damit einhergehende Verbreiterung der Temperaturschichtungs-Zone hat jedoch einen weiteren Nachteil: Der Ausnutzungsgrad des Speichermaterials sinkt damit ebenfalls. Abb. 5.12 zeigt diesen Zusammenhang anhand des gewählten Beispiels für verschiedene Änderungen der Austrittstemperatur ΔT_e . Dargestellt sind die Temperaturverläufe des Speichermaterials jeweils zu Beginn und am Ende eines Zyklus. Die Fläche zwischen den Kurven bezogen auf die Isothermen bei maximaler und minimaler Temperatur ist ein Maß für den Ausnutzungsgrad η_{Sp} des Regenerators.

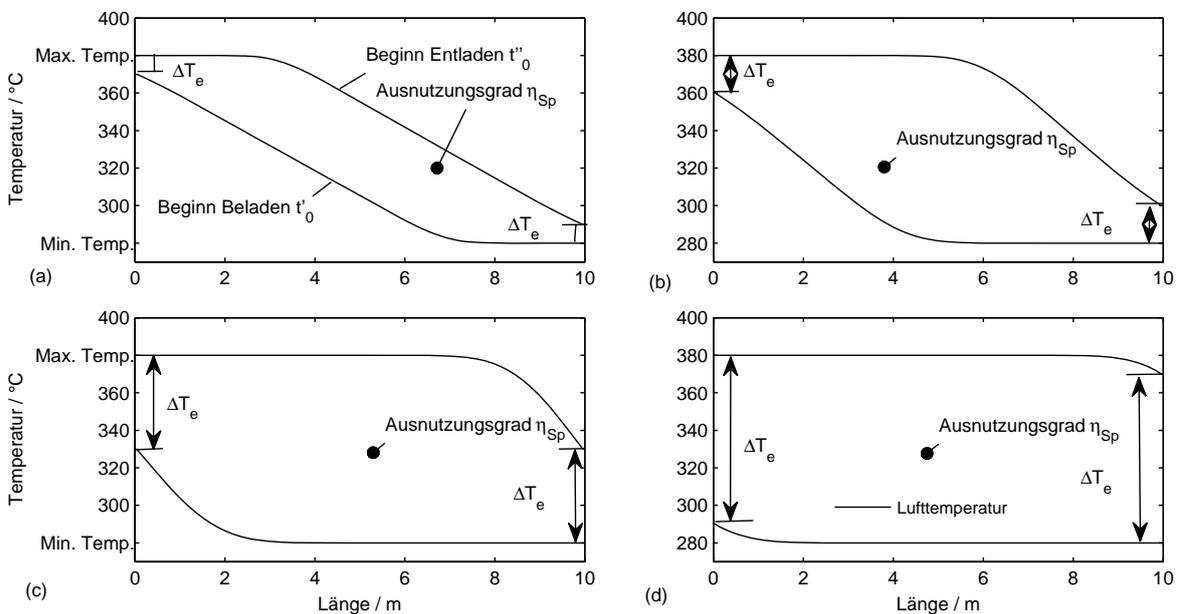


Abb. 5.12: Einfluss der Änderung der Austrittstemperatur auf den Ausnutzungsgrad des Regenerators. (a) 10 K, (b) 20 K, (c) 50 K und (d) 90 K

Es lässt sich erkennen, dass der Ausnutzungsgrad für geringe Änderungen der Austrittstemperatur ΔT_e schnell gegen Null strebt. Um Energie für eine bestimmte Zeit bereitstellen zu können, wäre somit – gleicher Querschnitt vorausgesetzt – ein deutlich längerer Regenerator notwendig, einhergehend mit höheren Investitionskosten und höheren Druckverlusten im Betrieb.

5.3.3 Charakterisierung der zeitlichen Änderung der Austrittstemperatur

Direkter Ansatz

Wie im vorherigen Abschnitt dargestellt, hat die zulässige Änderung der Austrittstemperatur ΔT_e einen signifikanten Einfluss auf den Temperaturverlauf im Inneren des Regenerators. Damit wird auch der zeitliche Verlauf der Austrittstemperatur beeinflusst. Ein Regeneratorspeicher stellt ein sich dynamisch änderndes System dar. Lässt sich für den Auslegungspunkt eine optimale Konfiguration identifizieren, so verhält sich der Regenerator nach einigen Einschwingzyklen mit jedem Zyklus gleich. Dadurch ist es möglich, umfangreiche Auslegungsrechnungen durchzuführen und alle notwendigen Informationen in wenigen Kennzahlen zu kondensieren. Im folgenden Abschnitt wird der *Storage Steadiness Factor (SSF)* vorgestellt, der es erlaubt den zeitlichen Verlauf der Austrittstemperatur zu charakterisieren.

Abb. 5.13 zeigt die zeitlichen Verläufe der Austrittstemperatur aus dem Regenerator, diesmal in dimensionsloser Darstellung. Der zeitliche Verlauf der Austrittstemperatur lässt sich in guter Näherung durch die Fehlerfunktion $\text{erf}(x)$ beschreiben. Da die Funktion ungerade und damit symmetrisch ist, ist hier für deren vollständige Charakterisierung nur die Information über die Steigung $s_{\tau, \text{BM}}$ im Bereichsmittel θ_{BM} notwendig. Dies entspricht dem Wendepunkt der Funktion. Die Grenzen sind durch die minimale und maximale Temperatur vorgegeben. Der dem Wendepunkt zugehörige Zeitpunkt τ_{BM} lässt sich aus dem *SSF* berechnen.

Zunächst sei angenommen, die Steigung $s_{\tau, \text{BM}}$ im Wendepunkt sei bekannt. Dann berechnet sich der zeitliche Verlauf der dimensionslosen Austrittstemperatur θ_{aus} zu

$$\theta_{\text{aus}}(\tau) = \theta_{\text{BM}} - \frac{(\theta_{\text{max}} - \theta_{\text{min}})}{2} \cdot \text{erf}\left(\frac{\sqrt{\pi} \cdot s_{\tau}}{(\theta_{\text{max}} - \theta_{\text{min}})} \cdot (\tau - \tau_{\text{BM}})\right). \quad (5.8)$$

Weiter sei angenommen, dass der zeitliche Verlauf der Austrittstemperatur abschnittsweise über einen Zeitraum konstanter Austrittstemperatur $\Delta\tau_{\text{K}}$ und einen Zeitraum linear veränderlicher Austrittstemperatur $\Delta\tau_{\text{L}}$ definiert ist. Die Steigung des linear approximierten Abschnitts entspricht der Steigung $s_{\tau, \text{BM}}$ im Wendepunkt des tatsächlichen Verlaufs. Wird die Zeitspanne konstanter Austrittstemperatur auf die ausgelegte Gesamtdauer einer Periode bezogen, ist der *SSF* nach folgender Gleichung definiert:

$$\text{SSF} = \Delta\tau_{\text{K}} \cdot 100 \%. \quad (5.9)$$

Weil die zulässige Änderung der (dimensionslosen) Austrittstemperatur $\Delta\theta_e$ eines der Auslegungskriterien ist, so gilt für die Steigung $s_{\tau, \text{BM}}$ auch

$$s_{\tau, \text{BM}} = \frac{\Delta\theta_e - \Delta\theta_a}{\Delta\tau_{\text{L}}} = \frac{\Delta\theta_e - \Delta\theta_a}{1 - \Delta\tau_{\text{K}}} = \frac{\Delta\theta_e - \Delta\theta_a}{1 - \frac{\text{SSF}}{100 \%}}. \quad (5.10)$$

Womit der Zusammenhang zwischen $s_{\tau, \text{BM}}$ und dem *SSF* hergestellt ist. $\Delta\theta_a$ sieht hierbei den Fall vor, dass der anfängliche Verlauf der Austrittstemperatur unter der Maximaltemperatur θ_{max} liegt. Zunächst soll aber angenommen werden, dass $\Delta\theta_a = 0$ ist. Der noch unbekannte Zeitpunkt τ_{BM} lässt sich aus der Nebenbedingung

$$\theta_{\text{aus}}(\tau_e) = \theta_{\text{max}} - \Delta\theta_e \quad (5.11)$$

berechnen. Eingesetzt in Gleichung (5.8) ist der Zeitpunkt τ_{BM} durch

$$\tau_{\text{BM}} = \tau_e - \frac{(\theta_{\text{max}} - \theta_{\text{min}})}{\sqrt{\pi} \cdot s_{\tau, \text{BM}}} \cdot \text{erf}^{-1}\left(1 - \frac{2 \cdot \Delta\theta_e}{\theta_{\text{max}} - \theta_{\text{min}}}\right) \quad (5.12)$$

gegeben. Der SSF wird mit dem numerischen Auslegungsmodell berechnet und als charakteristische Kenngröße gespeichert. Liegt der Zeitpunkt τ_{BM} hinter dem Zeitpunkt τ_e muss die Simulation mindestens solange fortgeführt werden, bis der Wendepunkt überschritten wird, um den SSF bestimmen zu können. Dieser Fall ist in Abb. 5.13b dargestellt.

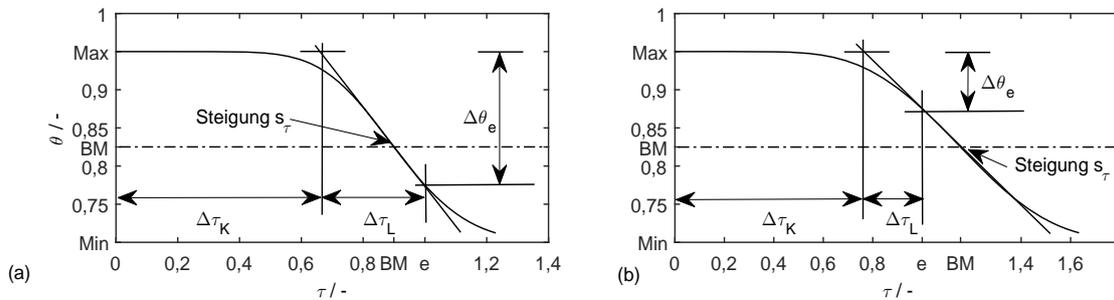


Abb. 5.13: Dimensionslose Darstellung des zeitlichen Verlaufs der Austrittstemperatur. (a) 70 % Änderung, (b) 30 % Änderung mit Fortführung der Simulation um das Bereichsmittel τ_{BM} zu erreichen

Für den zuvor erwähnten Sonderfall, dass der Regenerator einen sehr ungünstigen Wärmeübergang aufweist und die Austrittstemperatur anfänglich bereits unterhalb der Maximaltemperatur liegt ($\Delta\theta_a > 0$), muss dies berücksichtigt werden. Abb. 5.14 zeigt diesen Fall. Hierbei liegt jetzt die Zone mit linearer Austrittstemperatur vor der Zone mit konstanter Austrittstemperatur.

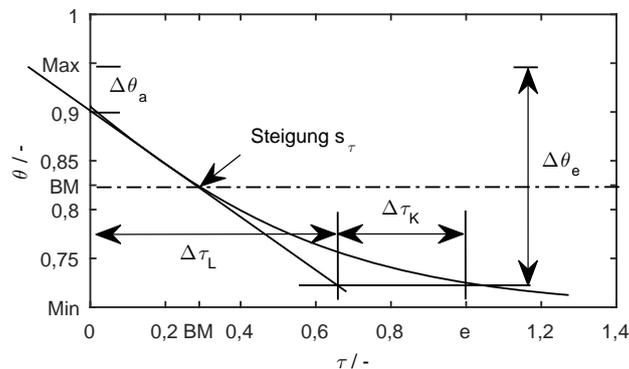


Abb. 5.14: Dimensionslose Darstellung des zeitlichen Verlaufs der Austrittstemperatur bei anfänglicher Temperatur unterhalb der Maximaltemperatur

Die Berechnung von $\Delta\theta_a$ erfolgt nach Gleichung (5.13) aus τ_{BM} .

$$\Delta\theta_a = \frac{\theta_{\max} - \theta_{\min}}{2} + \tau_{BM} \cdot s_{\tau, BM}, \quad \text{wenn } \frac{\theta_{\min} - \theta_{\max}}{2 \cdot s_{\tau, BM}} < \tau_{BM} \quad (5.13)$$

Grundsätzlich kann die Änderung der Austrittstemperatur auch so flach verlaufen, dass keine Zone mit konstanter Austrittstemperatur mehr vorhanden ist. In diesem Fall wird der SSF negativ.

Indirekter Ansatz über die Breite der Temperaturschichtungszone

Eine weitere Möglichkeit den Regenerator zu charakterisieren ist es, das Verhalten der Temperaturschichtungs-Zone zu beschreiben und nicht den zeitlichen Verlauf der Austrittstemperatur. Dieser Ansatz soll im Folgenden vorgestellt werden. Sind Position und Breite der Zone zu jeder Zeit bekannt, kann daraus auch die Temperatur am Austritt und damit der zeitliche Verlauf der Austrittstemperatur berechnet werden. Bayón et al. [93] haben diesen

Ansatz für die Beschreibung von Flüssigsalz-Thermocline Speichern gewählt: sie geben für die Breite und Position empirische Korrelationen an, ihr Ansatz basiert auf einem Eingleichungsmodell. Sie setzen somit einen unendlich hohen Wärmeübergang voraus, weshalb sich die Ergebnisse nicht grundsätzlich auf gasdurchströmte Regeneratoren übertragen lassen. Beide Ansätze sind prinzipiell über die Bewegungsgeschwindigkeit \hat{v} der Temperaturschichtungs-Zone verknüpft. Zur Herleitung der Bewegungsgeschwindigkeit betrachtet man zwei Temperaturverläufe im Inneren des Regenerators zu zwei verschiedenen Zeitpunkten. Die Fläche zwischen beiden Kurven ist gleich der Strecke ΔL , die die Wendepunkte der Kurven zurückgelegt haben, multipliziert mit der maximalen Temperaturdifferenz ΔT . Die gespeicherte thermische Energie Q_{th} ist dann

$$Q_{\text{th}} = \Delta L \cdot A_{0,\text{Reg}}(1 - \varepsilon)\rho_s c_s \Delta T. \quad (5.14)$$

Gleichzeitig wurde in der verstrichenen Zeit Δt über die Luft die Energie Q_{th}

$$Q_{\text{th}} = \Delta t \cdot \dot{m}_g c_{p,g} \Delta T. \quad (5.15)$$

zugeführt. Durch Gleichsetzen obiger Gleichungen ist die Bewegungsgeschwindigkeit \hat{v} damit gegeben durch

$$\hat{v} = \frac{\Delta L}{\Delta t} = \frac{\dot{m}_g c_{p,g}}{A_{0,\text{Reg}}(1 - \varepsilon)\rho_s c_s}. \quad (5.16)$$

Der räumliche Temperaturverlauf lässt sich wiederum durch die Fehlerfunktion beschreiben. Es ergibt sich ein ähnlicher Ansatz wie bei Gleichung (5.8), jedoch mit anderem Vorzeichen. Die Temperatur ist nun von der dimensionslosen Länge ξ abhängig und die Steigung im Bereichsmittel wird mit $s_{\xi,\text{BM}}$ bezeichnet.

$$\theta(\xi) = \theta_{\text{BM}} + \frac{(\theta_{\text{max}} - \theta_{\text{min}})}{2} \cdot \text{erf}\left(\frac{\sqrt{\pi} \cdot s_{\xi,\text{BM}}}{(\theta_{\text{max}} - \theta_{\text{min}})} \cdot (\xi - \xi_{\text{BM}})\right) \quad (5.17)$$

Der Ansatz lässt sich leicht in den ersten Ansatz überführen, wenn die räumliche Steigung $s_{\xi,\text{BM}}$ bekannt ist. Die Temperatur $\theta(\xi)$ am Austritt $\xi = 1$ ist dann gleich der Austrittstemperatur $\theta_{\text{aus}}(\tau)$ nach Gleichung (5.8). Der Wendepunkt der Kurve im Bereichsmittel ξ_{BM} bewegt sich ausgehend von ξ_0 mit der dimensionslosen Geschwindigkeit nach

$$\xi_{\text{BM}}(\tau) = \xi_0 + \tau \cdot \frac{\hat{v} \cdot t_e}{L}. \quad (5.18)$$

Eingesetzt in Gleichung (5.17), unter Berücksichtigung von $\text{erf}(-x) = -\text{erf}(x)$, ergibt sich

$$\theta(\xi = 1) = \theta_{\text{BM}} - \frac{(\theta_{\text{max}} - \theta_{\text{min}})}{2} \cdot \text{erf}\left(\frac{\sqrt{\pi} \cdot s_{\xi,\text{BM}} \frac{\hat{v} \cdot t_e}{L}}{(\theta_{\text{max}} - \theta_{\text{min}})} \cdot \left(\tau - (1 - \xi_0) \frac{L}{\hat{v} \cdot t_e}\right)\right). \quad (5.19)$$

Durch einen Koeffizientenvergleich erkennt man, dass

$$s_{\tau,\text{BM}} = s_{\xi,\text{BM}} \frac{\hat{v} \cdot t_e}{L} \quad \text{und} \quad \tau_{\text{BM}} = (1 - \xi_0) \frac{L}{\hat{v} \cdot t_e} \quad (5.20)$$

ist. Somit stellt Gleichung (5.19) eine alternative Berechnungsmethode zur Berechnung des zeitlichen Verlaufs der Austrittstemperatur $\theta_{\text{aus}}(\tau)$ dar. Diese ist allerdings deutlich

ungenauer: Zum einen muss die Startposition ξ_0 des Bereichsmittels der Temperaturschichtungs-Zone bekannt sein. Diese lässt sich wegen der anfänglichen Verzerrung des Temperaturprofils nur ungenau lokalisieren (vgl. Abb. 5.10b). Diese Problematik wird in [94] bestätigt. Zum anderen ist die Bewegungsgeschwindigkeit der Zone aufgrund temperaturabhängiger Stoffwerte variabel. ξ_0 kann sowohl positive als auch negative Werte annehmen. Der hier gezeigte Zusammenhang zwischen $s_{\tau, \text{BM}}$ und $s_{\xi, \text{BM}}$ bildet die Grundlage für eine weitere Verbesserungsmöglichkeit des direkten Ansatzes, bei dem die Ungenauigkeit durch die Startposition ξ_0 irrelevant ist.

Es bleibt noch zu erwähnen, dass sich mit Gleichung (5.20) eine alternative – wenn auch ungenaue – Berechnungsmethode für τ_{BM} ergibt.

Verbesserung durch Berücksichtigung der Änderungsrate der Steigung

Wie bereits beschrieben, unterliegt die Steigung $s_{\xi, \text{BM}}$ einer zeitlichen Änderung. Das bedeutet nach Gleichung (5.20), dass $s_{\tau, \text{BM}}$ zeitlich veränderlich ist und nur zum Zeitpunkt τ_{BM} den korrekten Wert aufweist. Dieser Sachverhalt wird beim direkten Ansatz vernachlässigt. Die Genauigkeit lässt sich somit durch die Berücksichtigung der zeitlichen Änderung der Steigung verbessern. Allerdings ist dann neben dem *SSF* noch eine weitere Information über den Grad der Entwicklung der Temperaturschichtungs-Zone notwendig. Zur Veranschaulichung der zeitlichen Änderung der Steigung der Temperaturschichtungszone zeigt Abb. 5.15 die zeitlichen Verläufe der dimensionsbehafteten Steigung $s_{x, \text{BM}}$ bei Variation der zulässigen Änderung der Austrittstemperatur. Die hier dargestellten Verläufe zeigen jeweils den Entladevorgang. Sie wurden aus numerischen Simulationen mit einer Temperaturspreizung von 100 Kelvin berechnet. Die Kurve bei $\Delta T_e = 0 \text{ K}$ stellt die Entwicklung der Steigung eines unendlich langen Regenerators ohne Umschaltvorgänge dar. Der numerisch berechnete Kurvenverlauf lässt sich mit einem Bestimmtheitsmaß $R^2 < 0,999$ nach

$$s_{x, \text{BM}}(t) = \frac{C_{sx, i}}{\sqrt{t}} \quad (5.21)$$

beschreiben. Dabei stellt $C_{sx, i}$ eine charakteristische Konstante dar. Nach obiger Gleichung strebt die Steigung im Unendlichen somit gegen Null. Diese Entwicklung ist bei den zyklisch betriebenen Speichern mit $\Delta T_e > 0 \text{ K}$ nicht gegeben. Durch die Umschaltvorgänge wird diese Entwicklung wieder auf einen noch unbekanntem Zeitpunkt $\tau_{0, Z}$ zurückgeworfen. Je größer ΔT_e , desto stärker wird die Entwicklung der Steigung zurückgeworfen. Bei der Konfiguration mit $\Delta T_e = 10 \text{ K}$ sind sehr viele Zyklen notwendig, bis ein quasistationärer Zustand erreicht ist.

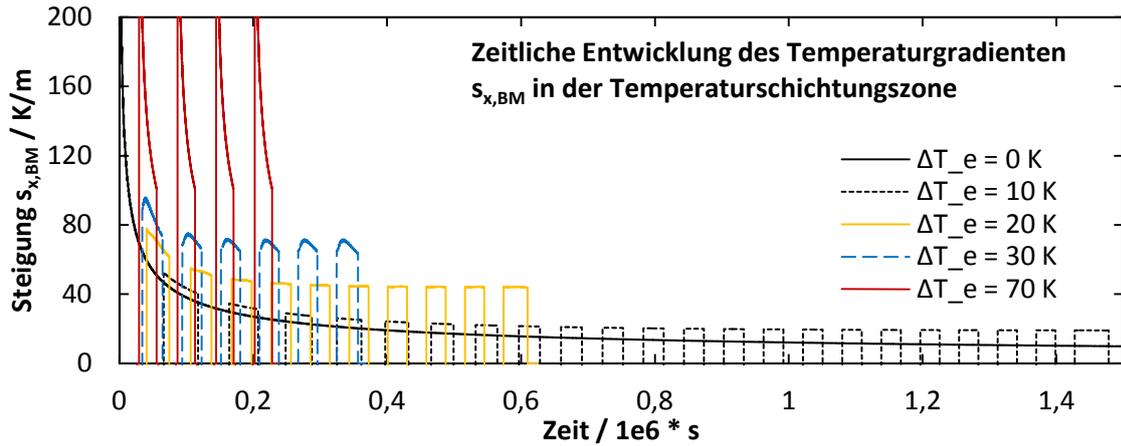


Abb. 5.15: Zeitliche Entwicklung der Steigung der Temperaturschichtungszone für verschiedene zulässige Änderungen der Austrittstemperatur

Ausgehend von der Annahme, dass die zeitliche Entwicklung der Steigung $s_{\xi, \text{BM}}$ bei jedem Umschaltvorgang auf einen Zeitpunkt $\tau_{0, Z}$ zurückgeworfen wird, lässt sich nach Gleichung (5.23) für den dimensionslosen Fall folgender Ansatz formulieren:

$$s_{\xi, \text{BM}}(\tau) = \frac{C_{\xi i}}{\sqrt{\tau + \tau_{0, Z}}} \quad (5.22)$$

Durch Einsetzen von τ_{BM} für τ lässt sich die Konstante $C_{\xi i}$ eliminieren. Damit lässt sich die zeitliche Entwicklung der Steigung $s_{\xi, \text{BM}}(\tau)$ anhand der bekannten Steigung $s_{\xi, \text{BM}}$ ausdrücken durch

$$s_{\xi, \text{BM}}(\tau) = s_{\xi, \text{BM}} \cdot \sqrt{\frac{\tau_{\text{BM}} + \tau_{0, Z}}{\tau + \tau_{0, Z}}} \quad (5.23)$$

Um $\tau_{0, Z}$ zu ermitteln, wird die zeitliche Ableitung $\dot{s}_{\xi}(\tau)$ der Steigung durch einen Differenzenquotienten gebildet. Wird diese im Bereichsmittel τ_{BM} gebildet, lässt sich diese umstellen.

$$\dot{s}_{\xi, \text{BM}}(\tau_{\text{BM}}) = -\frac{s_{\xi, \text{BM}}}{2} \cdot \sqrt{\frac{\tau_{\text{BM}} + \tau_{0, Z}}{(\tau_{\text{BM}} + \tau_{0, Z})^3}} = -\frac{s_{\xi, \text{BM}}}{2|\tau_{\text{BM}} + \tau_{0, Z}|} \quad (5.24)$$

Aus Gleichung (5.24) ergibt sich $\tau_{0, Z}$ mit positivem τ_{BM} :

$$\tau_{0, Z} = -\tau_{\text{BM}} - \frac{s_{\xi, \text{BM}}}{2 \cdot \dot{s}_{\xi}(\tau_{\text{BM}})} \quad (5.25)$$

Die dimensionslose Zeit $\tau_{0, Z}$ ist damit ein Maß für den Entwicklungsstand der Temperaturschichtungszone zu Beginn des neuen Zyklus. Sie ist stets größer Null. Speichert man zusätzlich zum SSF diese Größe, lässt sich Gleichung (5.10) genauer durch

$$s_{\tau, \text{BM}}(\tau) = \frac{\Delta\theta_e - \Delta\theta_a}{1 - \frac{SSF}{100\%}} \cdot \sqrt{\frac{\tau_{\text{BM}} + \tau_{0, Z}}{\tau + \tau_{0, Z}}} \quad (5.26)$$

ausdrücken. Allerdings muss Gleichung (5.12) jetzt iterativ gelöst werden, da das gesuchte τ_{BM} auch in $s_{\tau, \text{BM}}(\tau)$ enthalten ist. Alternativ kann τ_{BM} als zusätzliche Variable bei der numerischen Berechnung gespeichert werden oder aus Gleichung (5.20) berechnet werden.

5.3.4 Vergleich mit der Approximationsmethode aus dem SSF

Die zuvor diskutierte Approximationsmethode aus dem SSF wird mit dem direkten Ergebnis aus der numerischen Simulation verglichen. Hierzu werden die Auslegungsparameter zulässige Änderung der Austrittstemperatur ΔT_e , Partikeldurchmesser d_{part} und Querschnittsfläche A_0 eines Schüttspeichers variiert. Anschließend wird die mittlere prozentuale Abweichung der zeitlichen Verläufe der Austrittstemperaturen nach

$$\epsilon = \frac{100\%}{n_\tau} \sum_{\tau=0}^{\tau_e} \left| 1 - \frac{\theta_{f,aus,erf}^\tau}{\theta_{f,aus,num}^\tau} \right| \quad (5.27)$$

berechnet. Dabei ist n_τ die Anzahl der Zeitschritte. Tabelle 5.3 gibt die minimale und maximale Abweichung, die Standardabweichung σ und die mittlere Abweichung an. Alle Angaben sind in Prozent.

Tabelle 5.3: Mittlere prozentuale Abweichung vom tatsächlichen Temperaturverlauf für verschiedene Berechnungsmethoden des zeitlichen Verlaufs der Austrittstemperatur aus dem SSF

	$\tau_{BM,\hat{v}}$				$\tau_{BM,num}$				$\tau_{BM,erfinv}$				
	Min	Max	σ	ϵ	Min	Max	σ	ϵ	Min	Max	σ	ϵ	
$s_{\tau,BM,konst}$	0,27	9,73	2,13	3,55	0,02	1,96	0,40	0,63	0,02	4,27	0,72	0,71	%
$s_{\tau,BM,\xi}$	0,45	9,63	2,19	4,01	0,03	1,85	0,41	0,46	0,02	6,19	1,19	0,79	%

Wird τ_{BM} über die Bewegungsgeschwindigkeit \hat{v} der Temperaturschichtungszone berechnet, ergibt sich eine maximale mittlere Abweichung vom tatsächlichen Temperaturverlauf von fast 10 % bei einem konstanten Wert für die maximale Änderungsrate $s_{\tau,BM}$. Durch die Anwendung des Korrekturterms aus Gleichung (5.26) lässt sich keine Verbesserung erzielen. Die Bewegungsgeschwindigkeit der Temperaturschichtungszone eignet sich demnach nicht als Berechnungsgrundlage. Hauptgrund für die Abweichung ist die fehlende Kenntnis der exakten Anfangsposition ξ_0 des Bereichsmittels der Temperaturschichtungs-Zone. Hierauf wird auch in [95] hingewiesen. Die Bewegungsgeschwindigkeit \hat{v} hingegen bleibt relativ konstant.

Eine deutliche Verbesserung wird erreicht, wenn der tatsächliche Zeitpunkt τ_{BM} aus der numerischen Berechnung herangezogen wird ($\tau_{BM,num}, s_{\tau,BM,konst}$). Die maximale Abweichung beträgt hier nur noch 1,96 % und lässt sich durch den Korrekturterm ($\tau_{BM,num}, s_{\tau,BM,\xi}$) auf 1,85 % leicht verbessern. Das Histogramm in Abb. 5.16 schlüsselt die Genauigkeitsverteilung detaillierter auf. Durch den Korrekturterm verschieben sich mehr als 50 % der Messwerte in die Genauigkeitsklasse mit einer Abweichung unter 0,5 %.

Größere maximale Abweichungen treten auf, wenn τ_{BM} aus Gleichung (5.12) berechnet wird. Hierbei handelt es sich um einige Extremwerte, die mittlere Abweichung steigt nur unwesentlich und bleibt unter einem Prozentpunkt. Der Korrekturterm führt hier zu keiner weiteren Verbesserung. Die Häufigkeitsverteilung ohne Korrekturterm ($\tau_{BM,erfinv}, s_{\tau,BM,konst}$) ist ebenfalls in Abb. 5.16 dargestellt. Die Abweichungen treten bei sehr kleinen dimensionslosen Längen $\Lambda < 2$ auf. Beschränkt man sich auf Werte $\Lambda > 2$, bleibt die maximale Abweichung auch hier unterhalb von zwei Prozentpunkten.

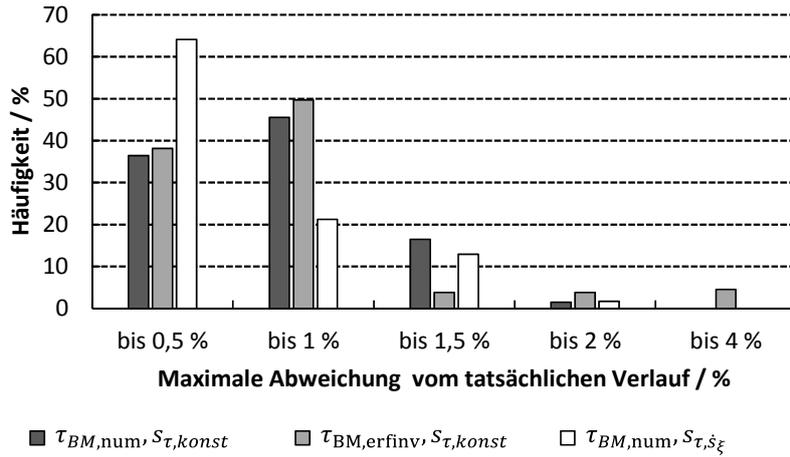


Abb. 5.16: Histogramm der prozentualen Abweichung des mittleren Temperaturverlaufs vom tatsächlichen Verlauf für verschiedene Berechnungsmethoden des zeitlichen Verlaufs der Austrittstemperatur aus dem SSF

Abb. 5.17 zeigt die Verteilung aller Fehlerwerte über dem Wendepunkt τ_{BM} der Fehlerfunktion. Liegt der Wendepunkt vor dem Ende des Entladevorgangs τ_e und wird der Zeitpunkt $\tau_{BM,num}$ herangezogen, so können sämtliche Temperaturverläufe mit einer Genauigkeit von unter einem Prozent berechnet werden. Liegt der Wendepunkt hinter dem Ende des Entladevorgangs $\tau_{BM} \gg \tau_e$, steigt der Fehler auf bis zu zwei Prozent an. Umgekehrt dazu verhält sich in diesem Fall der Fehler wenn $\tau_{BM,erfinv}$ verwendet wird. Hier bleibt der Fehler oberhalb von τ_e unterhalb von einem Prozent.

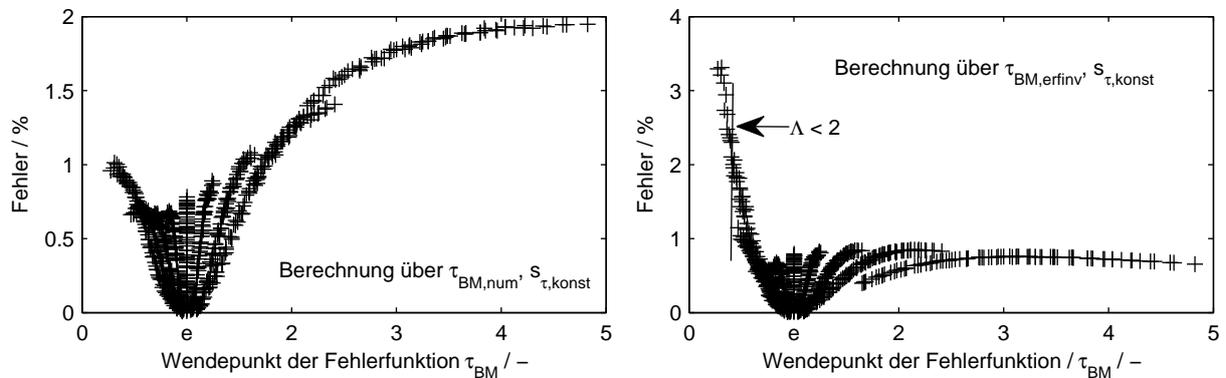


Abb. 5.17: Mittlere Abweichung des zeitlichen Verlaufs der Austrittstemperatur zwischen numerischem und durch Angleichung der Fehlerfunktion berechnetem Verfahren. Links: Wendepunkt als Stützstelle. Rechts: Endzeitpunkt als Stützstelle

Der Grund für die Abhängigkeit der Genauigkeit vom Wendepunkt τ_{BM} der Fehlerfunktion liegt in der sich aus dem Berechnungsverfahren ergebenden Position der Stützstellen. Ist der Kurvenverlauf sehr flach, wie in Abb. 5.18a, dann führt die Verwendung von $\tau_{BM,erfinv}$ dazu, dass die Kurven zum Zeitpunkt $\tau_e = 1$ exakt zusammen fallen. Hierdurch ergibt sich insgesamt eine bessere Übereinstimmung. Ist der Kurvenverlauf sehr steil wie in Abb. 5.18b, so führt $\tau_{BM,num}$ zu einem besseren Ergebnis, weil die Kurven genau zum Wendepunkt exakt übereinstimmen. Im Mittel ist hier die Übereinstimmung besser.

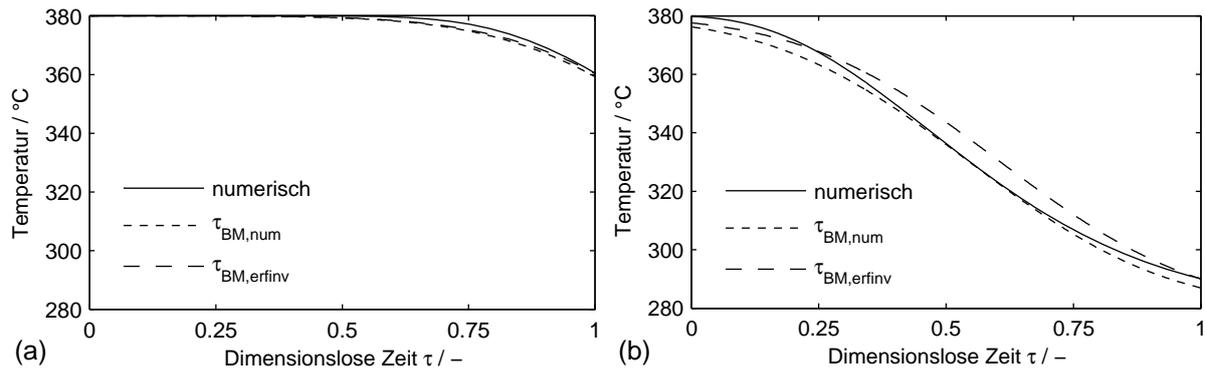


Abb. 5.18: Exemplarischer Vergleich der Wiedergabegenauigkeit des zeitlichen Verlaufs der Austrittstemperatur für verschiedene Berechnungsmethoden. (a) Wendepunkt liegt weit hinter Endzeitpunkt, (b) Wendepunkt liegt vor Endzeitpunkt

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Bestimmung von τ_{BM} einen signifikanten Einfluss auf das Ergebnis hat. Wegen der problematischen Definition der Anfangsposition ξ_0 der Temperaturschichtungszone ist der *direkte* Ansatz deutlich genauer. Die Verbesserung durch die Berücksichtigung der zeitlichen Änderung der Steigung $\dot{s}_{\xi, BM}(\tau_{BM})$ ist ebenfalls erkennbar, jedoch weniger ausschlaggebend. Da die Ablesegenauigkeit für eine vereinfachende Darstellung der Ergebnisse in Kennfeldern ausschlaggebender ist, kann auf den Korrekturterm und die Darstellung von $\tau_{BM, num}$ verzichtet werden. In einer tabellarischen Darstellung erscheint die Kombination aus numerisch berechnetem $\tau_{BM, num}$ und der Angabe des Korrekturterms sinnvoll.

5.4 Datenbasis zur Charakterisierung des Regeneratorspeichers

Im folgenden Abschnitt erfolgt nach der Spezifizierung der Randbedingungen eine Parametervariation zur Auslegung verschiedener Regeneratoren. Die Ergebnisse werden in Kennfeldern dargestellt und im Hinblick auf die zuvor beschriebenen Einflussgrößen diskutiert.

5.4.1 Spezifizierung der zu untersuchenden Größen

Die Einflussparameter für die Speicherauslegung werden im Folgenden diskutiert, um die Problemstellung zu vereinfachen. Die Vorgaben der gaseitigen Temperaturen sowie des gaseitigen Massenstroms für den Wärmeübertrager gelten weiterhin auch für den Regenerator. Darüber hinaus ergeben sich zusätzliche Bedingungen.

Eintrittsrandbedingungen des Regenerators

Durch die zuvor festgelegte Abstufung der logarithmischen Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager ergeben sich drei mögliche Eintrittstemperaturen beim Beladen für den Regenerator. Diese liegen damit 10, 15 oder 20 Kelvin unterhalb der nominellen HTF-Temperatur von 390 °C für das ölbasierte Kraftwerk, bzw. 510 °C für das salzbasierte Kraftwerk. Bei einer Temperaturspreizung von 100 bzw. 200 Kelvin liegen die Eintrittstemperaturen beim Entladen entsprechend unterhalb der Eintrittstemperaturen beim Beladen. Als Starttemperatur wird die Entladetemperatur gewählt.

Der Annahme konstanter Randbedingungen liegen einige grundlegende Vereinfachungen zugrunde:

- Vernachlässigung der Temperaturerhöhung des Ventilators: Zur Überwindung der Druckverluste im Wärmeübertrager und Regenerator findet eine entsprechende Druckerhöhung des ZWT im Ventilator statt. Durch die Kompression erhöht sich die ZWT-Temperatur an dieser Stelle. Beim Beladen des Regenerators führt dies zu einem Anstieg der ZWT-Eintrittstemperatur in den Wärmeübertrager, wodurch sich die ZWT-Austrittstemperatur geringfügig an die HTF-Eintrittstemperatur annähern wird. Der Regenerator wird somit mit höherer Temperatur beladen. Beim Entladen des Speichers führt die Temperaturerhöhung des Ventilators zu einem Anstieg der ZWT-Eintrittstemperatur in den Regenerator. Damit kann der Regenerator länger entladen werden, bis die vorgegebene zulässige Änderung der Austrittstemperatur erreicht wird. Grundsätzlich fällt dieser Effekt mit zunehmenden Druckverlusten stärker aus. Somit ist nicht die gesamte elektrische Antriebsenergie verloren, sondern wird dem Regenerator in Form von Wärme wieder zugeführt.
- Konstante HTF-Eintrittstemperatur beim Entladen: In Verbindung mit einem realen Kraftwerksblock wird dessen Austrittstemperatur mit sinkender Eintrittstemperatur ebenfalls abfallen. Dieser Effekt tritt besonders bei größeren Änderungen der Regeneratöraustrittstemperatur auf. Dies führt dazu, dass beim nachfolgenden Beladevorgang die Regeneratöraustrittstemperatur zunächst sehr gering ist. Da die zur Verfügung stehende Leistung konstant ist, muss daher für eine bestimmte Zeit der Massenstrom reduziert werden. Daher ist bei größeren zulässigen Änderungen der Austrittstemperatur tendenziell von einem zusätzlichen Verlust auszugehen.
- Konstante logarithmische Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager: Mit den variablen Randbedingungen ändert sich auch der Wirkungsgrad des Wärmeübertragers. Bei verringertem Massenstrom während des Beladens würde sich die ZWT-Temperatur stärker an die HTF Temperatur annähern.

Für den Ventilator wird wie bei der Auslegung des Wärmeübertragers ein Gesamtwirkungsgrad von 80 % angenommen. Folgende Tabelle fasst die Auslegungsrandbedingungen zusammen.

Tabelle 5.4: Übersicht der wesentlichen Prozessparameter des Regenerators

	CF-VP1	CF- HTS	Einheit
Thermische Leistung	10	20	MW
Anzahl Module	14	14	-
Beladetemperatur ZWT	380/375/370	500/495/490	°C
Temperaturänderung	100	200	K
Massenstrom ZWT	94,8	93,5	kg/s
Elektrischer Ventilatorwirkungsgrad	80	80	%

Zulässige Änderung der Austrittstemperatur

Die Bedeutung der zulässigen Änderung der Austrittstemperatur wurde im vorherigen Kapitel erörtert. Diese ist daher einer der Auslegungsparameter und wird im Bereich von 10 bis 90 % variiert.

Eigenschaften des Besatzmaterials

Die infrage kommenden Besatzmaterialien wurden in Kapitel 2.3.1 vorgestellt. Es ergeben sich die folgenden charakteristischen Größen:

- Die geometrischen Abmessungen der Formsteine (FS) werden vollständig durch die Porosität ε und den hydraulischen Durchmesser d_{hyd} der Strömungskanäle charakterisiert. Für die Formsteine wird, zur Sicherstellung einer ausreichenden mechanischen Festigkeit, eine Mindeststegbreite von 5 mm vorgegeben.
- Die Geometrie von Platten ist vollständig über die Porosität ε und die Plattendicke b_{p} definiert. Für die Platten wird wegen einer möglichen Rissbildung des Betons eine Mindeststärke von 10 cm vorgegeben.
- Für Schüttungen wird eine feste Porosität von 38 % angenommen. Somit bleibt zur vollständigen Charakterisierung nur der Partikeldurchmesser d_{part} des Schüttungsmaterials. Eine geringere Porosität ließe sich durch Mischung unterschiedlicher Partikel erreichen. Dies hätte zwei Nachteile: Erstens würde die thermische Trägheit der größeren Partikel weiterhin dominieren und zweitens würden die Druckverluste signifikant zunehmen.

Die charakteristischen Längen d_{hyd} , b_{p} und d_{part} werden im Folgenden als d_{ref} bezeichnet. Durch die Wahl des Materials sind die Stoffeigenschaften festgelegt. Die betrachteten Bereiche sind Tabelle 5.5 zu entnehmen.

Geometrie des Speicherbehälters

Die Querschnittsfläche des Speicherbehälters ist die letzte wesentliche Einflussgröße des Regenerators und wird daher ebenfalls variiert. Die Länge des Regenerators ergibt sich aus der Optimierungsrechnung.

5.4.2 Nebenbedingungen

Im Gegensatz zum Wärmeübertrager sind keine Nebenbedingungen vorhanden. Die zulässige Änderung der Austrittstemperatur stellt lediglich die Umschaltbedingung für den Regenerator dar. Daher muss sie nicht als Nebenbedingung vom Optimierungsalgorithmus berücksichtigt werden. Da die Berechnung mehrerer Zyklen bis zum eingeschwungenen Zustand ohnehin sehr zeitaufwändig ist, würde die Einführung weiterer Nebenbedingungen (z.B. Einhaltung eines Druckverlusts) zu inakzeptablen Rechenzeiten führen.

5.4.3 Mathematische Problemstellung

Folgende Tabelle fasst die Auslegungsparameter eines sensiblen Feststoffspeichers zusammen.

Tabelle 5.5: Übersicht der wesentlichen Systemparameter eines sensiblen Feststoffspeichers

Größe	PB	FS	P	Einheit
Einflussgrößen				
Thermische Leistung	10			MW
Nominelle Eintrittstemperatur HTF in den Wärmeübertrager	510 / 390		390	°C
Temperaturänderung	200 / 100		100	K
Volumetrische Wärmekapazität des Speichermaterials	je nach Material			MJ/m ³ K
Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials	je nach Material			W/mK
Art des eingesetzten Zwischenwärmeträgers	Luft			-
Zulässige Änderung der Austrittstemperatur aus dem Regenerator	10 – 90			%
Freier Querschnitt des Speicherbehälters	100 – 1000			m ²
Charakteristische Größe des Speichermaterials	10 – 150			mm
Porosität des Speichermaterials	38	20 / 30 / 40 / 50		%
Mindeststärke des Materials	-	5	100	mm
Einzuhaltende Bedingung				
Periodendauer Beladevorgang	8			h

Im Gegensatz zur Auslegung des Wärmeübertragers findet keine Optimierung von Einflussgrößen statt. Der Minimierungsalgorithmus wird in dieser Arbeit stattdessen dazu eingesetzt, die vorgegebene Beladedauer einzuhalten. Dadurch vereinfacht sich die mathematische Problemstellung erheblich. Das Verhalten des Regenerators wird durch eine Funktion $f_{\text{Reg}}^*(\mathbf{K}_{\text{Reg}}, \mathbf{K}_{\text{Var}}, L_{\text{Reg}})$ ausgedrückt. Der Vektor \mathbf{K}_{Reg} umfasst die zuvor diskutierten konstanten Einflussgrößen. Der Vektor $\mathbf{K}_{\text{Var}} = (\Delta T_{\text{end}}, A_0, d_{\text{ref}}, \varepsilon)^T$ beinhaltet die im Rahmen der Parameterstudie variierten Einflussgrößen. Die zulässige Menge $\mathcal{F} \subset D$ wird durch praktische Überlegungen begrenzt. Die Funktion f^* liefert als zu minimierende Größe das Skalar F^* , welches der Differenz aus der sich ergebenden Periodendauer $t_{\text{e,Sp}}(\mathbf{x})$ beim Beladen des Speichers und der Sollvorgabe $t_{\text{e,Sp,soll}}$ entspricht. Somit ist F^* hier definiert als

$$F^* = t_{\text{e,Sp}}(\mathbf{x}) - t_{\text{e,Sp,soll}} = \min_{\mathbf{x} \in \mathcal{F}} f^*(\mathbf{x}). \quad (5.28)$$

Das Minimierungsproblem wird dazu genutzt, einen möglichst kurzen Regenerator zu finden, der die gewünschte Speicherzeit einhält. Sofern die zulässige Menge $\mathcal{F} \subset D$ aufgrund widersprüchlicher Eingabeparameter nicht physikalisch unsinnig definiert wurde, ist das Ergebnis stets eindeutig. Durch die starke Vereinfachung kann das rechenaufwändige Problem nach dem Nelder-Mead Simplex Verfahren [55] gelöst werden.

5.4.4 Diskussion der Charakteristik des Regeneratorspeichers

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Speicherauslegung in Kennfeldern dargestellt und anschließend diskutiert. Da nicht sämtliche Einflussgrößen in einem Kennfeld dargestellt werden können, müssen mehrere zweidimensionale Kennfelder betrachtet werden. Die Querschnittsfläche des Regenerators hat den größten Einfluss auf dessen spätere Gestaltung. Daher werden Kennfelder für verschiedene Querschnittsflächen miteinander verglichen. Ziel dieses Kapitels ist es, die verschiedenen Einflüsse auf die Speicherauslegung zu diskutieren. Eine Bewertung sowie der Ausschluss impraktikabler Werte, wie z.B. ein zu großer Speicher, zu geringe oder zu hohe Druckverluste, findet erst im nachfolgenden Kapitel 6 statt. Da sich die Ergebnisse bei einer Erhöhung des Temperaturniveaus qualitativ nicht unterscheiden, findet die folgende Diskussion am Beispiel der Konfigurationen für das ölbasierte Kraftwerk statt.

Basaltschüttung

Abb. 5.19 zeigt die erzeugten Druckverluste, den SSF sowie die Gesamtmasse bei Variation der zulässigen Austrittstemperatur und des Partikeldurchmessers für den Temperaturbereich eines auf Thermoöl basierenden Kraftwerks. Dabei zeigt die linke Abbildung die Ergebnisse für einen schmalen Regenerator mit einer Querschnittsfläche von 200 m^2 und die rechte Abbildung die Ergebnisse bei 1000 m^2 . Entsprechend den Auslegungsrandbedingungen wurde der Regenerator im eingeschwungenen Zustand betrieben und auf eine nominelle Leistung von $10 \text{ MW}_{\text{th}}$ ausgelegt. Die Temperatur wurde zwischen $275 \text{ }^\circ\text{C}$ und $375 \text{ }^\circ\text{C}$ variiert. Die Länge wurde so angepasst, dass sich exakt acht Stunden Beladedauer ergeben.

Im direkten Vergleich der Regeneratoren mit unterschiedlichen Querschnittsflächen zeigen diese qualitativ ähnliche Kurvenverläufe, jedoch auf unterschiedlichen Niveaus. Die notwendige Masse des Regenerators ist bei kleinerer Querschnittsfläche und sonst gleichen Bedingungen geringer, da aufgrund der höheren Strömungsgeschwindigkeit der Wärmeübergang besser ist. Gleichzeitig sind auch die Druckverluste größer. Sehr hohe Druckverluste über 2000 Pa sind als unwirtschaftlich anzusehen, da – bezogen auf das Referenzkraftwerk mit vierzehn Modulen – zu deren Überwindung bereits über 5 MW elektrische Antriebsleistung für den Ventilator notwendig wären.

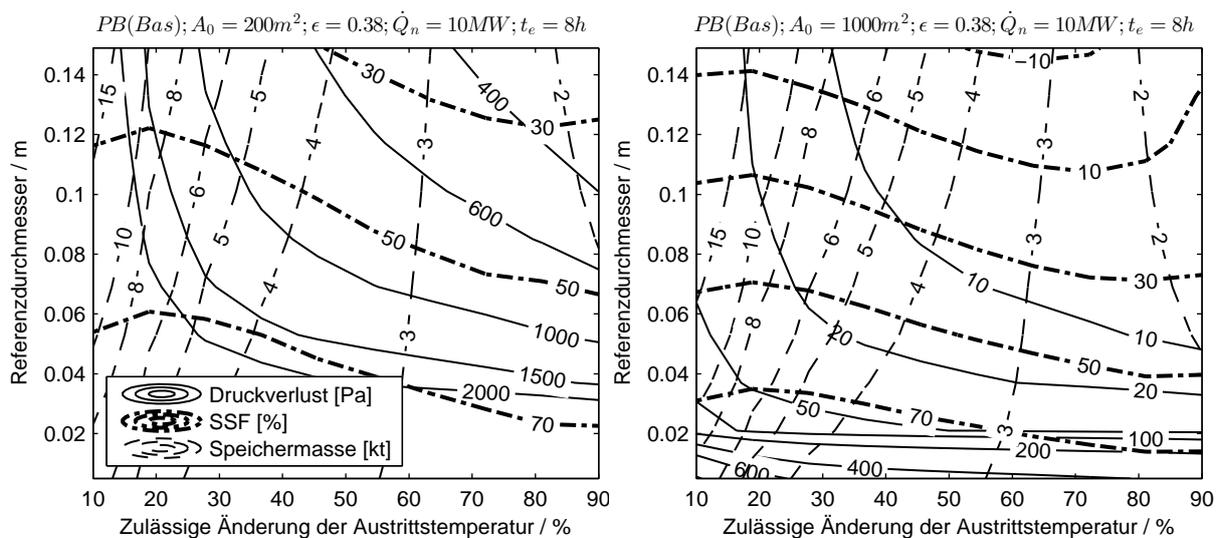


Abb. 5.19: Druckverluste, Steinmasse und SSF einer Basaltschüttung mit 200 m^2 Querschnittsfläche (links) und 1000 m^2 Querschnittsfläche (rechts)

Bei näherer Betrachtung der Speichermasse ergeben sich zwei erkennbare Abhängigkeiten. Die erste wurde bereits in Kapitel 5.1. erläutert: Wird eine höhere Änderung der Austrittstemperatur zugelassen, so verbessert sich die Ausnutzung des Regenerators und

dieser kann kürzer ausgeführt werden. Die zweite Abhängigkeit ist hingegen bilateral nicht nur vom (Partikel-) Referenzdurchmesser, sondern auch von der Änderung der Austrittstemperatur abhängig. Bis etwa 70 % zulässiger Änderung der Austrittstemperatur $\Delta\theta_e$ ist aufgrund des schlechteren Wärmeübergangs bei größeren Partikeln auch mehr Steinmasse notwendig. Folglich steigt die notwendige Länge des Regenerators. Abb. 5.20a zeigt zur Veranschaulichung exemplarisch die Verläufe der Austrittstemperatur für einen Regenerator mit 1000 m^2 Querschnittsfläche und verschiedenen Partikeldurchmessern bei nur 10 % zulässiger Änderung der Austrittstemperatur. Beide Kurven zeigen einen flachen Verlauf, bei großen Partikeln ist aufgrund des schlechten Wärmeübergangs jedoch mehr als die dreifache Regeneratorlänge notwendig. Ab 70 % $\Delta\theta_e$ kehrt sich dieses Verhalten in das Gegenteil um. Abb. 5.20b zeigt das Ergebnis bei 90 % zulässiger Änderung der Austrittstemperatur. Bei großen Partikeln ist ein sofortiger Abfall der Austrittstemperatur zu erkennen. Deswegen wird von Anfang an relativ wenig Wärme übertragen und es kann mit einem sehr kurzen Regenerator die Austrittstemperatur für acht Stunden über dem zulässigen Wert gehalten werden. Die mittlere Leistungsabgabe des Regenerators ist allerdings sehr gering. Bei kleinen Partikeln hingegen fällt nach etwa 70 % der Entladezeit die Austrittstemperatur sehr stark ab, und aufgrund des starken Gradienten wird schnell die zulässige Austrittstemperatur unterschritten. Daher ist die notwendige Speicherlänge in diesem Fall etwa doppelt so groß.

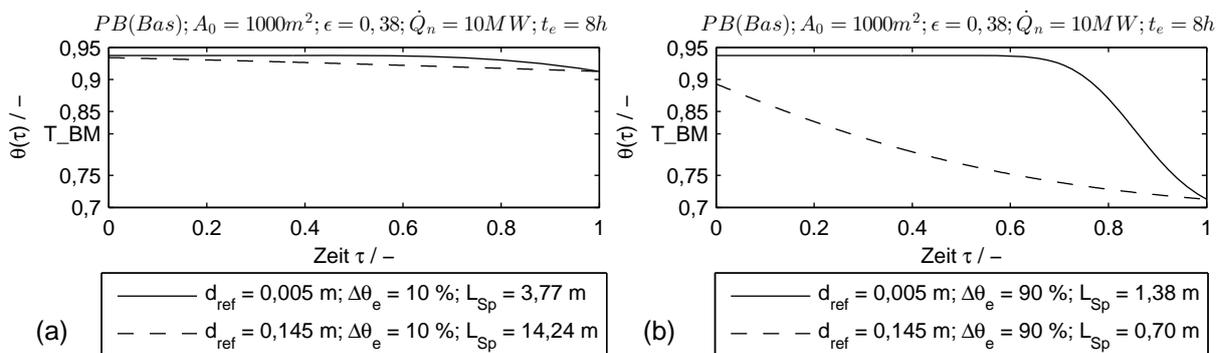


Abb. 5.20: Zeitlicher Verlauf der Austrittstemperatur für einen Regenerator mit 1000 m^2 Querschnittsfläche und verschiedenen Partikeldurchmessern. (a) 10 % zulässige Änderung der Austrittstemperatur, (b) 90 % zulässige Änderung der Austrittstemperatur

Der Vergleich zwischen Speicherlänge und dem Verlauf der Austrittstemperatur zeigt bereits die komplexen Zusammenhänge zwischen diesen beiden Größen auf. Erlaubt der nachgeschaltete Prozess keine großen Temperaturänderungen (vgl. Abb. 5.20a), muss dies durch einen relativ langen Regenerator (und damit viel Material) erreicht werden. Kleine Partikel ermöglichen weitere deutliche Einsparungen. Sind auch größere Gradienten möglich (vgl. Abb. 5.20b), kann der Regenerator um ein vielfaches kleiner ausgeführt werden. Kleinere Partikel führen nicht zwangsläufig zu Materialeinsparungen, jedoch immer zu einem deutlich längeren konstanten Verlauf der Austrittstemperatur. Dies zeigt sich auch an den hohen Werten für den SSF .

Werden zu der Betrachtung die zeitlich gemittelten induzierten Druckverluste hinzu gezogen, ergeben sich jedoch bei langen Besätzen höhere Druckverluste. Insbesondere die für den Verlauf der Austrittstemperatur vorteilhaften, geringen Partikelgrößen verursachen besonders hohe Druckverluste. Diese Zusammenhänge lassen sich qualitativ unabhängig von der betrachteten Querschnittsfläche beobachten. Die Querschnittsfläche wirkt sich nochmals deutlich auf das Niveau der Druckverluste und auf das Speichervolumen aus. Bei sehr großen Querschnittsflächen des Regenerators ergeben sich extrem niedrige Druckverluste ($<10 \text{ Pa}$). In diesen Fällen wären konstruktive Maßnahmen für eine gleichmäßige Verteilung der Strömung über den Querschnitt notwendig.

Formsteine

Für Formsteine ergibt sich gegenüber der Schüttung durch die Porosität ein zusätzlicher Freiheitsgrad. Abb. 5.21 zeigt ähnlich zur Schüttung zwei Kennfelder, diesmal mit 100 m^2 und 500 m^2 Querschnittsfläche. Statt eines Partikeldurchmessers wird der hydraulische Durchmesser von 5 bis 50 mm variiert. Die Porosität ist mit 40 % etwa gleich der der Schüttung. Auch die qualitativen Verläufe der Kurven gleichen denen der Schüttung. Bei Betrachtung der Druckverluste fällt auf, dass diese trotz halbiertes Querschnittsfläche in etwa auf dem gleichen Niveau liegen. Die notwendige Länge des Regenerators ist aufgrund des schlechteren Wärmeübergangs trotz halbiertes Querschnittsfläche mehr als doppelt so lang. Der schlechte Wärmeübergang zeigt sich auch an den Werten für den SSF, die weitaus niedriger als beim Schüttungspeicher sind und teilweise sogar im negativen Bereich liegen.

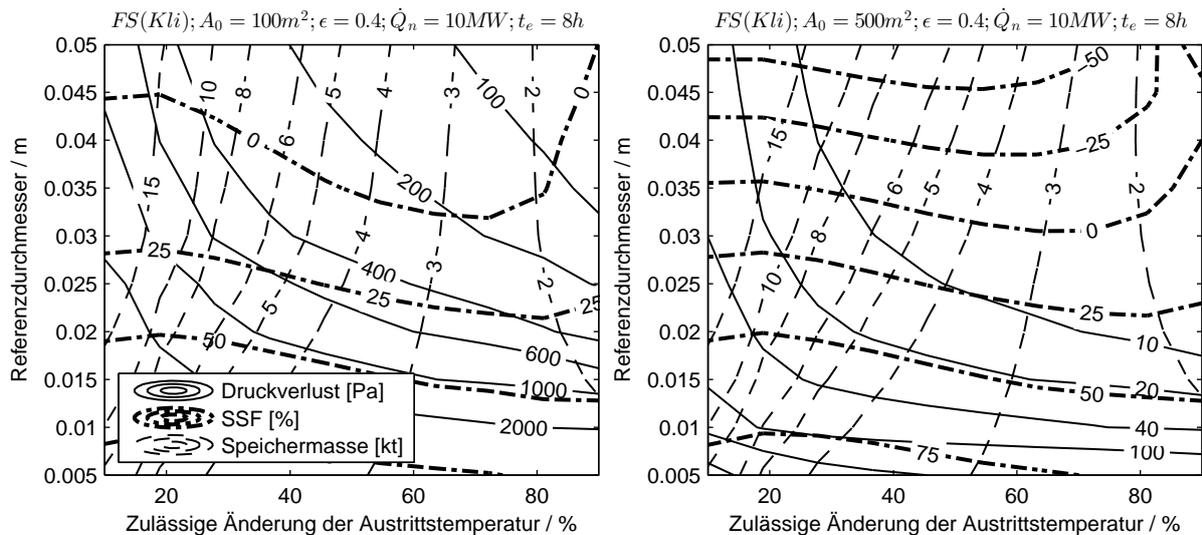


Abb. 5.21: Druckverluste, Steinmasse und SSF eines Regenerators mit Klinker-Formsteinen mit 100 m^2 Querschnittsfläche (links) und 500 m^2 Querschnittsfläche (rechts) und 40 % Porosität

Betonplatten

Aufgrund der Einschränkungen bei den Betonplatten ergeben sich deutlich schlechtere Leistungswerte gegenüber den Formsteinen. Durch die Annahme einer Plattenstruktur und der Begrenzung durch eine Mindestdicke verringert sich die wärmeübertragende Oberfläche nochmals deutlich. Dies äußert sich in einem vergleichsweise sehr hohen Materialbedarf und damit einer sehr großen Speicherränge. Aus diesem Grund werden Betonplatten nicht weiter betrachtet.

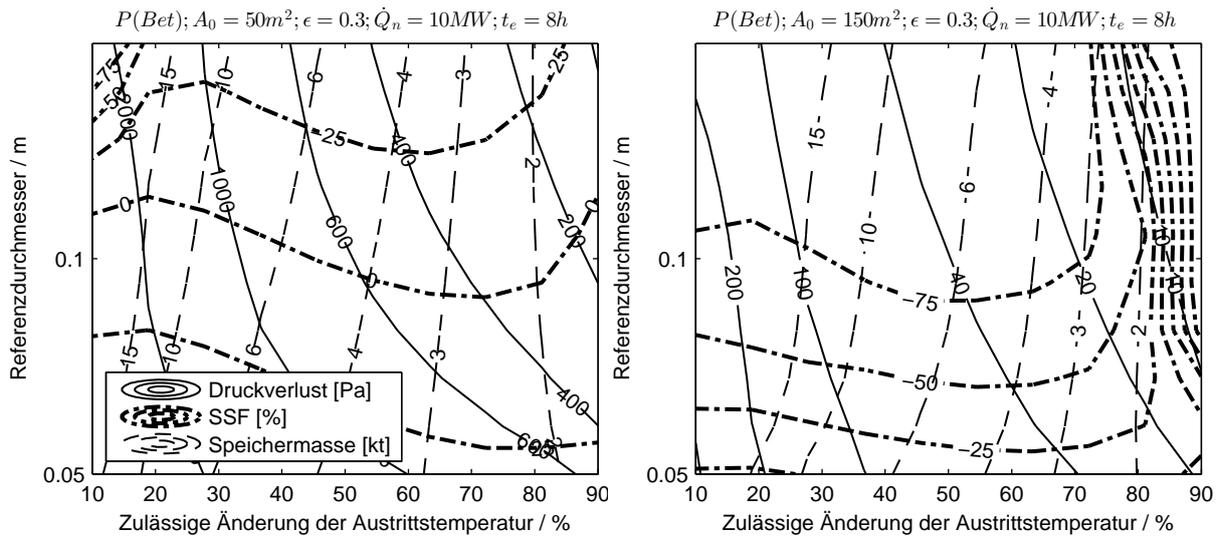


Abb. 5.22: Druckverluste, Steinmasse und SSF eines Regenerators mit Betonplatten mit 50 m^2 Querschnittsfläche (links) und 150 m^2 Querschnittsfläche (rechts) und 30 % Porosität

Zusammenfassung

Die abschließende Bewertung der drei wesentlichen Größen Geometrie des Speicherbehälters, Druckverluste und Austrittstemperatur lässt sich nur anhand einer Kostenrechnung in Verbindung mit dem nachgeschalteten Prozess durchführen. Dabei muss auch die treibende Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager berücksichtigt werden. Sämtliche hierfür benötigten Informationen sind in den gezeigten Kennfeldern enthalten:

- Aus Querschnittsfläche, Material, Porosität und Steinmasse ergibt sich die Geometrie des Speicherbehälters zur Berechnung der Investitionskosten
- Anhand der Partikelgeometrie kann eine Auswahl des Besatzmaterials erfolgen. Hierbei kann auch direkt auf möglicherweise vor Ort vorhandenes Besatzmaterial zurückgegriffen werden, sodass sich weitere Kostenersparnisse ergeben (*Local Share*)
- Aus den Druckverlusten und dem sich aus der nominellen Leistung ergebenden Massenstrom wird der Energiebedarf berechnet
- Die zulässige Änderung der Austrittstemperatur in Verbindung mit dem SSF erlaubt eine präzise Rekonstruktion des Austrittstemperaturverlaufs aus dem Regenerator. Durch Subtraktion der logarithmischen Temperaturdifferenz des Wärmeübertragers ergibt sich die Austrittstemperatur des HTF und damit die Energieabgabe
- Die Auslegung aller Konfigurationen auf eine nominelle Speicherleistung und gleicher Speicherzeit ermöglicht es die Ergebnisse untereinander zu vergleichen.

Die hier vorgestellte Methodik der Speicherauslegung bildet somit die Grundlage für eine kompakte Datenbasis, die es ermöglicht, eine Kostenrechnung ohne erneute und aufwändige numerische Simulation durchführen zu können. Allerdings wurden vereinfachend konstante Randbedingungen angenommen, die aus dem Kraftwerksprozess abgeleitet wurden. Im nächsten Kapitel erfolgt daher zusätzlich, zum Vergleich, eine aufwändigere Betrachtung in direkter Wechselwirkung mit dem Kraftwerksprozess.

6 Dynamik des Gesamtsystems

In einem letzten Schritt sollen verschiedene CellFlux-Konfigurationen bewertet werden. Dabei werden zwei verschiedene Methoden angewandt und miteinander verglichen. Abschließend erfolgt die Betrachtung einiger Konfigurationen mit einem detaillierten Simulationsmodell.

6.1 Einleitung und Vorgehen

Zunächst werden bisherige Arbeiten zur Auslegung von Regeneratorspeichern vorgestellt. Darauf aufbauend erfolgt die Definition der für diese Arbeit gewählten Methodik.

6.1.1 Literaturübersicht

In der Literatur finden sich einige Veröffentlichungen, die sich mit der Optimierung eines Regeneratorspeichers befassen.

Für Betonregeneratoren sind die älteren Arbeiten von Dinter [25] und Ratzesberger [27] zu erwähnen. Die Methodik von Dinter ist eine Variation einiger Geometrie Größen und der Berechnung der entstehenden Investitions- und Betriebskosten unter der Annahme festgelegter Randbedingungen. Ratzesberger wendet die gleiche Methode an, führt jedoch abschließend mit einem gleichungsbasierten Kraftwerksmodell eine Jahresertragsrechnung durch. Garcia & Mitsos [96] führen eine umfassende Parameterstudie durch, die Optimierung findet auch hier bei konstanten Ein- und Austrittsbedingungen statt.

Für gasdurchströmte Feststoffregeneratoren wurden ebenfalls einige Optimierungsrechnungen durchgeführt. Taut [20] optimiert einen Regeneratorspeicher aus keramischem Speichermaterial mit Strömungskanälen. Die Optimierung findet bei konstantem Druckverlust und konstanten Ein- und Austrittsbedingungen statt. Als Bewertungsgrundlage wird die gespeicherte, thermische Energie herangezogen. Die Ergebnisse werden einer speziellen Regeneratorkonfiguration verglichen, bei denen ein Phasenwechselmaterial an den Regeneratorenenden eingesetzt wird. Der Einsatz von Phasenwechselmaterialien soll aufgrund deren isothermen Verhaltens die Austrittstemperatur aus dem Regenerator stabilisieren. Dabei ist die Vergleichsgrundlage jedoch ein rein sensibler Regenerator mit sehr geringem Ausnutzungsgrad. Entsprechend positiv ist der Stabilisierungseffekt, wodurch der Ausnutzungsgrad um einen Faktor von 2-3 verbessert wird. Gamisch [97] zeigt, dass im Vergleich zu einem optimal ausgelegten, rein sensiblen Regenerator dieser Mehrgewinn jedoch weit darunter liegt. Unter Berücksichtigung der Mehrkosten für das Phasenwechselmaterial erscheint diese Maßnahme sogar unwirtschaftlich. Zanganeh et al. [22] legen einen Schütttspeicher mit 650 °C Maximaltemperatur für einen Clausius-Rankine Prozess aus. Für die Auslegung werden feste Be- und Entladezeiten sowie konstante Eintrittstemperaturen während des Be- und Entladevorgangs angenommen. Die Bewertung findet abschließend anhand eines energetischen Wirkungsgrades statt. Hänchen et al. [60] führen eine ähnliche Parameterstudie für einen Schütttspeicher mit 800 Kelvin Maximaltemperatur durch. Die Methodik entspricht der von Zanganeh et al. Die Autoren Adebisi et al. [21] führen Versuche zur Validierung eines numerischen Modells mit einem kleinen Schütttspeicher von 60 cm Länge und 15 cm Durchmesser durch. In einer Parameterstudie werden Massenstrom, Eintrittstemperatur und Bettlänge variiert. Die Speicher werden mit einer Energiemenge von 100 kWh beladen und bis zu einer vorgegebenen Austrittstemperatur entladen. Der

Partikeldurchmesser wird nicht variiert. Die Bewertung findet anhand eines energetischen und eines exergetischen Wirkungsgrades statt. McTigue et al. [98] legen einen Regenerator für einen Strom-Wärme-Strom Speicher aus und bewerten diesen anhand exergetischer Kennzahlen.

Li et al. [95] stellen eine Methodik basierend auf generalisierten Kennfeldern zur Auslegung von Flüssigsalz-Thermocline Speichern vor. Als Bewertungsgrundlage wird die entnommene Energie auf die in der gleichen Zeit einem idealen Speicher entnehmbare Energie bezogen. Es werden konstante Stoffwerte und Eintrittsbedingungen angenommen. Parasitäre Verluste werden dabei vernachlässigt. Bayón et al. [93] parametrisieren eine analytische Gleichung zur Beschreibung des Temperaturprofils eines Thermocline-Tanks mit Flüssigsalz als Wärmeträger. Dies geschieht mit der numerischen Lösung eines Eingleichungsmodells. Dieser Ansatz lässt nur bedingt auf gasdurchströmte Regeneratorspeicher übertragen, da bei den Umschaltvorgängen starke Abweichungen von der analytischen Lösung auftreten. Biencinto et al. [94] verändern diesen Ansatz durch äquivalente Temperaturprofile und untersuchen den Einfluss verschiedener Be- und Entladestrategien auf das Betriebsverhalten im Verbund mit einem Kraftwerk.

6.1.2 Bedeutung einer gesamtheitlichen Betrachtung

Frühe Arbeiten über sensible Regeneratorspeicher gehen auf die Auslegung von Winderhitzern zurück [40], [99]. Die Auslegung erfolgt hierbei unter energetischen Gesichtspunkten und mechanischen Stabilitätskriterien. Erkenntnisse, die diese Art von Speichern betreffen, lassen sich nicht auf Systeme zur Speicherung von Exergie für den Einsatz in Kraftwerksprozessen übertragen. In einem Vergleich zeigt z.B. Krane [100] am Beispiel eines sensiblen Speichers mit flüssigem Wärmeträger, dass ein nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik ausgelegter Speicher über 70 % seiner enthaltenen Exergie während des Betriebs verlieren kann. Mit dem Aufkommen von Regeneratorspeichern als Speicher für thermische Energie zur Verstromung wurden erstmals auch exergetische Bewertungen durchgeführt. Erste Arbeiten wurden von Béjan [101] veröffentlicht, eine ausführliche Darstellung erfolgt in [15].

Eine rein exergetische, auf der *Entropieproduktion* (vgl. Kapitel 6.3.2) basierende Bewertung wird stets zu dem trivialen Ergebnis führen, die Druckverluste und treibenden Temperaturdifferenzen zu minimieren. Tabelle 6.1 zeigt exemplarisch einige Speicherkonfigurationen mit gleicher Querschnittsfläche, welche zyklisch betrieben und über einen Zeitraum von acht Stunden mit 10 MW thermischer Energie geladen wurden. Die Exergieverluste im Regenerator durch treibende Temperaturdifferenzen und durch Druckverluste sind in etwa in der gleichen Größenordnung und beeinflussen sich gegenseitig. So verursachen größere Partikel zwar geringere Druckverluste, gleichzeitig jedoch einen höheren thermischen Widerstand. Demnach wäre – exergetisch betrachtet – Speicher #1 den übrigen vorzuziehen. In vielen Veröffentlichungen werden daher weitere Randbedingungen eingeführt, wie z.B. ein vorgegebenes Speichervolumen. Hierdurch ist die Problemstellung deutlich eingeschränkt sodass sich – anhand einer rein exergetischen Betrachtungsweise – lokale Optima identifizieren lassen.

Eine weitere Möglichkeit ist durch *Bilanzen* die ein- oder austretenden Exergieströme zu betrachten. Zum Beispiel zeigt White [102], dass zwischen den Ursachen für Entropieproduktion differenziert werden muss und schlägt den beim Beladeprozess auftretenden Temperaturanstieg den Exergieverlusten zu. Durch die Einführung dieser Randbedingungen ergeben sich Exergieverluste, die sich gegenseitig beeinflussen, so dass sich meist ein lokales Minimum identifizieren lässt. Auf diese Art und Weise lassen sich zuverlässig Optima

auffinden. Auf obiges Beispiel übertragen, weist Speicher #2 die geringsten exergetischen (Gesamt-)Verluste auf.

Tabelle 6.1: Beispielkonfigurationen für die exergetische Bewertung von Speichern

Größe	Speicher	#1	#2	#3	
Thermische Leistung	\dot{Q}_{th}	10	10	10	MW
Beladedauer	t_e	8	8	8	h
Partikelgröße	d_{part}	45	45	25	mm
Regeneratorlänge	L_{Reg}	5,47	10,21	2,87	m
Log. Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager	ΔT_{log}	20	20	10	K
Zulässige Änderung der Austrittstemperatur	ΔT_e	20/20	10/10	50/50	%
Exergieverlust durch irreversible Entropieproduktion im Regenerator	$\Delta E_{V,\Delta T}^{irr}$	112,9	54,6	140,5	kWh
	$\Delta E_{V,\Delta p}^{irr}$	80,8	150,7	89,0	kWh
	Zwischensumme	193,7	205,3	229,5	kWh
Exergieverlust durch Austrittsverluste im Regenerator	$\Delta E_{V,aus}^B$	1847,0	997,7	3383,2	kWh
Gesamtsumme	$\Delta E_{V,ges}$	2040,7	1148,4	3612,7	kWh
Stromproduktion (bei 14 Modulen)	E_{el}	268,7	270,3	319,0	MWh

Wie der geringere Exergieverlust von Speicher #2 zu bewerten ist bleibt vage, da die Exergie zunächst keine wirtschaftliche Relevanz hat. Immerhin benötigt Speicher #2 etwa die doppelte Steinmasse wie Speicher #1. Es lässt sich nur ein relativer Vergleich anstellen, wie z.B., dass Speicher #2 etwa die Hälfte des Exergieverlusts von Speicher #1 aufweist. Zieht man einen nachgeschalteten Prozess zur Bewertung hinzu, wie z.B. einen Dampfkraftprozess (vgl. Kapitel 2.1.2), so lässt sich die tatsächlich produzierte Strommenge berechnen. Für die erzeugte Strommenge wurde angenommen, dass vierzehn Module parallel geschaltet wurden und die Rücklaufstemperatur aus dem Kraftwerksprozess konstant bleibt. Somit fällt der Unterschied zwischen den beiden Speicherkonfigurationen deutlich geringer aus.

Die Bedeutung einer gesamtheitlichen Betrachtung wird besonders im Vergleich mit Speicher #3 deutlich. Dieser wurde über einen Wärmeübertrager mit deutlich geringerer logarithmischer Temperaturdifferenz von 10 statt 20 Kelvin an das Kraftwerk gekoppelt. Obwohl dieser Speicher exergetisch betrachtet deutlich schlechter als die ersten beiden ist, kann mit diesem weitaus mehr Strom produziert werden.

Nun besteht noch zusätzlich die Möglichkeit, die austretenden Exergieströme aus dem gesamten Speichersystem zu berechnen und zu vergleichen. In diesem Fall wäre ebenfalls Speicher #3 den ersten beiden überlegen. Allerdings haben kleine Temperaturunterschiede nur einen geringen Einfluss auf den Exergiegehalt, jedoch einen großen auf den Kraftwerksprozess, da dieser dann im Teillastbetrieb arbeitet. Beispielsweise sinkt der Exergiegehalt eines Thermoölstroms aus VP1 um etwa 10 %, wenn sich dieser von 390 °C auf 370 °C abkühlt. Die Stromproduktion, die bei nominellem Massenstrom mit beiden Ölströmen möglich wäre (vgl. Abb. 3.7), sinkt hingegen um etwa 16 %. Daher lässt sich festhalten, dass eine exergetische Betrachtung geeignet ist, um durch Vergleiche mögliche Potentiale zu erkennen.

Eine Auslegung des Speichers anhand exergetischer Berechnungen ist jedoch schwierig, da erst ein Zusammenhang zwischen Exergie und Kosten hergestellt werden muss.

6.1.3 Pareto Optimierung

Die Literaturübersicht zeigt, dass die Auslegung und Bewertung von gasdurchströmten Regeneratoren stets nur unter eingeschränkten Randbedingungen durchgeführt wurde. In dieser Arbeit werden daher zwei neue weiterführende Ansätze verfolgt.

Erstens: In den meisten Veröffentlichungen werden konstante Randbedingungen aus einem bestimmten Prozess abgeleitet. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, das Speichersystem isoliert betrachten zu können, da mögliche Wechselwirkungen mit dem Prozess außer Acht gelassen werden. So lassen sich verschiedene Einflüsse, wie z.B. die Entwicklung der Temperaturschichtungszone oder geometrische Größen, anschaulich untersuchen. Weiterhin lassen sich komplexere Systeme auf einzelne Teilsysteme reduzieren und bewerten. Im Gegensatz zu abgeleiteten Randbedingungen kann das Speichersystem in direkter Verschaltung mit dem nachgeschalteten Kraftwerksprozess betrachtet werden. Durch die dadurch entstehenden variablen Randbedingungen wird eine realistischere Untersuchung des Speicherverhaltens gewährleistet. Der Nachteil ist, dass sich die Ursachen einzelner Effekte schlechter identifizieren lassen und somit die Komplexität erhöht wird. Daher sollen in dieser Arbeit beide Konzepte auf das CellFlux-System angewandt werden und deren Eignung zur Bewertung verglichen werden.

Zweitens: Um verschiedene Speicherkonfigurationen zu bewerten, wird häufig ein Wirkungsgrad verwendet. Dieser allein ist jedoch nicht für eine wirtschaftliche Bewertung ausreichend. Hierfür sind vergleichbare Bezugsgrößen und eine Information über die zu erwartenden Investitionskosten notwendig. Um diese Vorgabe zu erfüllen, wird allen betrachteten Speichersystemen das gleiche Energieangebot zur Verfügung gestellt. Für jede Konfiguration wird die daraus zurückgewinnbare Exergie bzw. elektrische Energie, abzüglich parasitärer Verluste, ermittelt. Die hierfür notwendigen Massen des Regenerators und des Wärmeübertragers erlauben eine nachträgliche wirtschaftliche Bewertung. Die Einhaltung dieser Randbedingung erfolgt durch einen Minimierungsalgorithmus.

Für festgelegte logarithmische Temperaturdifferenzen im Wärmeübertrager lässt sich die Menge aller Regenerator-Konfigurationen als zweidimensionale Ebene darstellen. Dies ist exemplarisch in Abb. 6.1 dargestellt. Das Tupel aus Regenerator-Konfigurationen, welche die jeweils geringstmögliche Masse zur Rückgewinnung einer bestimmten Energiemenge erfordert, bildet das Pareto-Optimum. Alle Datenpunkte oberhalb dieser Kurve sind als ineffizient anzusehen, alle darunter liegenden Punkte sind nicht erreichbar. Zudem wird in jedem Diagramm das theoretische erreichbare Maximum eines perfekten Speichers ohne logarithmische Temperaturdifferenz und ohne Druckverluste angegeben. Die durch den Wärmeübertrager verursachten parasitären Verluste sind den Ergebnissen überlagert. Die sich so ergebende Verschiebung der Kurven ist für die Untersuchung im Kraftwerksverbund durch die Pfeile gekennzeichnet.

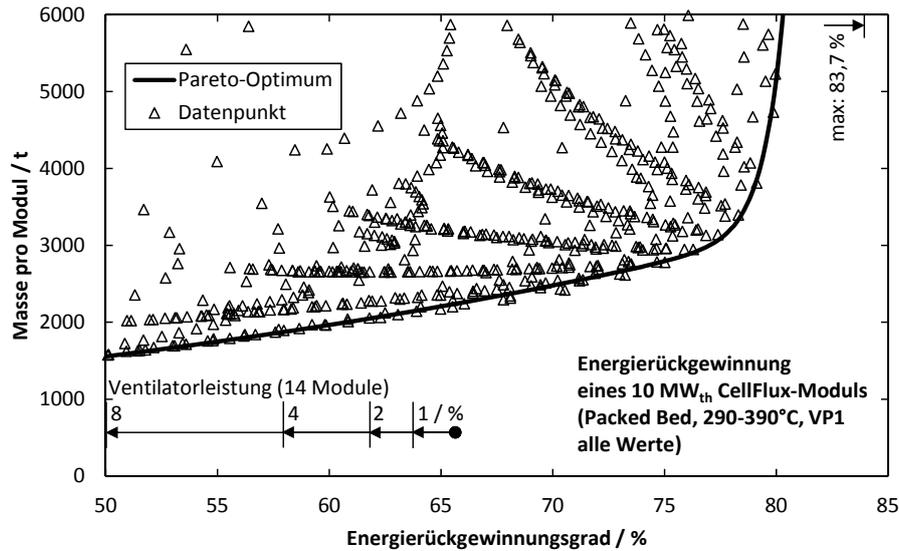


Abb. 6.1: Veranschaulichung der Pareto-Front

Die eingezeichneten Ausgleichskurven lassen sich nach Gleichung (6.1) korrelieren.

$$m_{sp} = a \cdot \exp\left(b \cdot \frac{(\Psi - \sigma_\Psi)}{\bar{\Psi}}\right) + c \cdot \exp\left(d \cdot \frac{(\Psi - \sigma_\Psi)}{\bar{\Psi}}\right) \quad (6.1)$$

Dabei bezeichnet σ_Ψ die Standardabweichung und $\bar{\Psi}$ den Mittelwert. Durch die Tabellierung der Koeffizienten der Ausgleichskurven lassen sich die Ergebnisse leicht für eine Wirtschaftlichkeits-Berechnung heranziehen und jederzeit neu bewerten.

6.2 Exergetische Bewertung mit abgeleiteten Randbedingungen

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der exergetischen Bewertung dargestellt und diskutiert.

6.2.1 Beschreibung der exergetischen Bewertungsgröße

Die exergetische Bewertung erfolgt durch die Bilanzierung der Exergiemengen und Exergieverluste.

Sind die lokalen Temperaturdifferenzen und Druckverluste bekannt, lässt sich der zeitliche Verlauf der Entropieproduktion und damit der Exergieverluststrom \dot{E}_V berechnen. Der Exergieverluststrom entspricht der über den betrachteten Zeitraum produzierten Entropie multipliziert mit der Umgebungstemperatur \check{T}_u in Kelvin. Integriert über die Zeit ist der Exergieverlust ΔE_V einer Systemkomponente

$$\Delta E_V = \int \dot{E}_V dt = \int \check{T}_u \cdot \dot{S}^{irr} dt. \quad (6.2)$$

Entropiezeugung \dot{S}^{irr} findet im Wesentlichen durch zwei Effekte statt.

1. Abbau von Druckenergie durch Dissipation $\dot{S}_{\Delta P}^{irr}$
2. Eine treibende Temperaturdifferenz zwischen zwei Reservoirs bei der Wärmeübertragung $\dot{S}_{\Delta T}^{irr}$
 - a. durch konvektive Wärmeübertragung
 - b. im Inneren von Feststoffen durch Wärmeleitung

Für den Regenerator erfolgt die Entropieproduktion hauptsächlich durch Druckverluste. Diese entspricht der Entropieänderung durch Druckänderung und berechnet sich unter Annahme eines idealen Gases nach Gleichung (6.3). Dabei wird die Geschwindigkeitsänderung durch die Dichteänderung vernachlässigt. Unter dieser Annahme ist die Zustandsänderung isenthalp und damit findet auch keine Temperaturänderung statt.

$$\dot{S}_{\text{Reg},\Delta P}^{\text{irr}} = \dot{m}R \ln\left(\frac{p_{\text{aus}}}{p_{\text{ein}}}\right) \quad (6.3)$$

Zusätzlich wird angenommen, dass die Verdichtung der Luft im Ventilator isentrop abläuft, sodass die Entropieproduktion hier vernachlässigt werden kann. Der Exergieverlust durch Wärmeübertragung $\dot{S}_{\Delta T}^{\text{irr}}$ wird nicht explizit berechnet. Dieser ist automatisch in der Exergiebilanz enthalten. Die Exergie eines Enthalpiestromes \dot{E}_h entspricht der Arbeit, die sich bei einer reversiblen Überführung ins Gleichgewicht mit der Umgebung ergibt. Sie berechnet sich demnach zu

$$\dot{E}_h = \dot{m}(h - h_u - T_u(s - s_u)). \quad (6.4)$$

Über Wärmeverluste an die Umgebung wird ebenfalls Exergie \dot{E}_q transportiert, wobei \check{T}_m die thermodynamische Mitteltemperatur bei der Wärmeübertragung ist.

$$\dot{E}_q = \dot{Q} \left(1 - \frac{\check{T}_u}{\check{T}_m}\right) \quad (6.5)$$

Für das Speichersystem lässt sich die Änderung der Exergie ΔE_{Sp} über die ein- und ausgetretenen Exergieströme des HTF und der Exergie der übertragenen Wärme an die Umgebung bilanzieren. Sie lautet

$$\Delta E_{\text{Sp}} = \int \dot{m} (h_{\text{HTF,ein}} - h_{\text{HTF,aus}} - T_u(s_{\text{HTF,ein}} - s_{\text{HTF,aus}})) + \dot{Q} \left(1 - \frac{\check{T}_u}{\check{T}_m}\right) dt. \quad (6.6)$$

Für den zur Bewertung herangezogenen Exergierückgewinnungsgrad \mathcal{E} wird die beim Entladen des Speichers entnommene Exergie $\Delta E''_{\text{Sp}}$ des HTF abzüglich des Exergieverlusts $\Delta E_{\text{V,Vent}}$ durch den Ventilator auf die anfängliche Exergie $\Delta E'_{\text{a},0}$ des HTF bezogen. Die logarithmische Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager ist dabei enthalten. Zusätzlich lassen sich die Anteile durch die parasitären Verluste der Luftseite $\Delta E_{\text{V,WÜ,Vent}}$ und der Ölseite $\Delta E_{\text{V,WÜ,Ppe}}$ hinzuziehen.

$$\mathcal{E} = \frac{\Delta E''_{\text{Sp}} - \Delta E_{\text{V,Reg,Vent}}}{\Delta E_{\text{a},0}'} - \frac{\Delta E_{\text{V,WÜ,Vent}} + \Delta E_{\text{V,WÜ,Ppe}}}{\Delta E_{\text{a},0}'} \quad (6.7)$$

Die entnommene Exergie $\Delta E''_{\text{Sp}}$ ist der das Speichersystem verlassende Exergiestrom des HTF $\dot{E}''_{\text{aus}}(t)$, abzüglich dem konstanten eintretenden Exergiestrom \dot{E}''_{ein} , integriert über die Entladezeit t_e'' .

$$\Delta E''_{\text{Sp}} = \int_0^{t_e''} \dot{E}''_{\text{aus}}(t) - \dot{E}''_{\text{ein}} dt \quad (6.8)$$

Die anfängliche Exergie $\Delta E'_{\text{a},0}$ des HTF ergibt sich aus den konstanten, nominellen Exergieströmen multipliziert mit der Beladezeit t_e' .

$$\Delta E'_{\text{a},0} = (\dot{E}'_{\text{aus,nom}} - \dot{E}'_{\text{ein,nom}}) \cdot t_e' \quad (6.9)$$

Der anteilige Exergieverlust des Regenerators der Luftseite $\Delta E_{V,Reg,Vent}$ summiert sich aus den Exergieverlusten während des Be- und Entladevorgangs, sowie dem Betrieb während der Vorwärmung. Letztere ist in Kapitel 6.2.4 beschrieben. Analog wird der anteilige Exergieverlust der Luftseite des Wärmeübertragers $\Delta E_{V,Wü,Vent}$ berechnet. Allgemeingültig werden die einzelnen Anteile nach Gleichung (6.3) wie folgt berechnet:

$$\Delta E_{V,Vent} = \Delta E'_{V,Vent} + \Delta E''_{V,Vent} + \Delta E_{V,Vent}^{Vorw} \quad (6.10)$$

Die ölseitigen Exergieverluste entstehen in der Pumpe und im Wärmeübertrager selbst. Betrachtet man vereinfachend den Wärmeübertrager ohne Übertragung von Wärme, ergeben sich zwei Energiebilanzen um die Pumpe (1 → 2) und den Wärmeübertrager (2 → 3). Dabei sind $\dot{m}\bar{c}_f$ der gemittelte Wärmekapazitätsstrom des HTF, Δp die Druckänderung und $\bar{\rho}$ die mittlere Dichte. Mit der in der Pumpe zugeführten elektrische Leistung $P_{el,Ppe}$ und dem elektrische Wirkungsgrad $\eta_{el,Ppe}$ ergibt sich

$$P_{el,Ppe} \cdot \eta_{el,Ppe} = \dot{m} \left[\bar{c}_f (\check{T}_2 - \check{T}_1) + \frac{\Delta p}{\bar{\rho}} \right] \quad (6.11)$$

Mit der Betrachtung des Wärmeübertragers ohne Zufuhr von Wärme ergibt sich

$$0 = \dot{m} \left[\bar{c}_f (\check{T}_3 - \check{T}_2) - \frac{\Delta p}{\bar{\rho}} \right] \quad (6.12)$$

Die Entropieproduktion in der Pumpe berechnet sich mit Gleichung (6.11) und (6.12) aus der Entropieänderung einer idealen Flüssigkeit nach

$$\dot{S}_{HTF,Ppe}^{irr} = \dot{m}\bar{c}_f \ln \left(\frac{\check{T}_3}{\check{T}_1} \right) = \dot{m}\bar{c}_f \ln \left(1 + \frac{P_{el,Ppe} \cdot \eta_{el,Ppe}}{\dot{m}\bar{c}_f \check{T}_1} \right) \quad (6.13)$$

Auch hier berechnet sich mit Gleichung (6.2) der anteilige Exergieverlust $\Delta E_{V,Wü,Ppe}$ der Pumpe.

Der Exergierückgewinnungsgrad ist damit eine dimensionslose Darstellung der ursprünglichen Exergie. Abgezogen werden Exergieverluste durch die treibende Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager, dem Temperaturabfall beim Entladen und der Druckverluste des Ventilators. Zusätzlich können die Exergieverluste durch Druckverluste im Wärmeübertrager subtrahiert werden. In der Literatur findet sich hierfür auch die englische Bezeichnung „*rational exergetic efficiency*“ [15].

Durch die isolierte Betrachtung können die zuvor durchgeführten Berechnungen des Regeneratorspeichers mit Hilfe des SSF berechnet werden. Daneben muss jetzt auch die logarithmische Temperaturdifferenz des Wärmeübertragers berücksichtigt werden. Dadurch, dass sich diese ändert, verändert sich auch das Temperaturniveau im Regenerator. Demnach müsste für jede Wärmeübertrager-Konfiguration (mit $\Delta T_{log} = 10 \text{ K}, 15 \text{ K}, 20 \text{ K}$) eine neue Parameterstudie des Regenerators durchgeführt werden. Allerdings führen leichte Veränderungen des Temperaturniveaus im Regenerator nur zu sehr geringen Unterschieden in den Ergebnissen. Abb. 6.2 zeigt die relative Abweichung der berechneten Gesamtmasse des Regenerators, wenn die Temperaturspanne ausgehend von 275-375 °C um fünf Kelvin erhöht wird. Grundlage ist die in Abschnitt 5.3.4 verwendete Parameterstudie. Demnach sind die Unterschiede trotz variabler Stoffwerte sehr gering und die zeitlichen Temperaturverläufe können problemlos um einige Kelvin herauf oder herunterskaliert werden, ohne relevante Abweichungen zu erhalten.

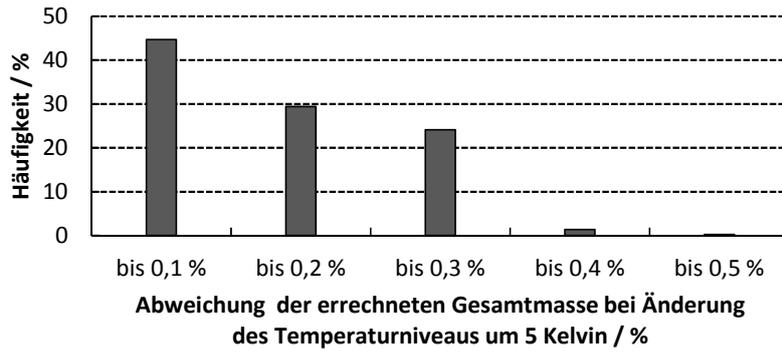


Abb. 6.2: Differenz der berechneten Massen des Schüttspeichers (PB) zwischen dem Temperaturbereich 375-275 °C bzw. 380-280 °C

6.2.2 Variation der Querschnittsfläche und des Besatzmaterials

In einer ersten Untersuchung wird der Einfluss der Querschnittsfläche auf den Exergierückgewinnungsgrad untersucht. Ziel der Untersuchung ist es, den Parameterbereich einzuschränken. Die folgenden Untersuchungen basieren auf einer logarithmischen Temperaturdifferenz von 15 Kelvin im Wärmeübertrager.

Thermoölbasiertes Kraftwerk

Abb. 6.3 zeigt die Exergierückgewinnung für Schüttspeicher (*Packed Bed*) bei Variation der Querschnittsfläche. Der Anstieg der benötigten Speichermasse verläuft zunächst nahezu linear mit der rückgewinnbaren Exergie und geht ab etwa 80 % in einen exponentiellen Verlauf über. Ab einer Querschnittsfläche von 400 m² oder einer Massenflussdichte \dot{G} unterhalb von etwa 0,25 kg/m²s ist nur noch ein geringer Einfluss des Regeneratorquerschnitts auf die Exergierückgewinnung zu beobachten. Daher erscheint eine weitere Vergrößerung dieser über 400 m² hinaus nicht sinnvoll. Für den hier dargestellten Fall mit ΔT_{\log} von 15 Kelvin im Wärmeübertrager liegt der maximale Exergierückgewinnungsgrad bei 95,3 %, wenn keine parasitären Verluste des Wärmeübertragers und des Regenerators vorhanden sind.

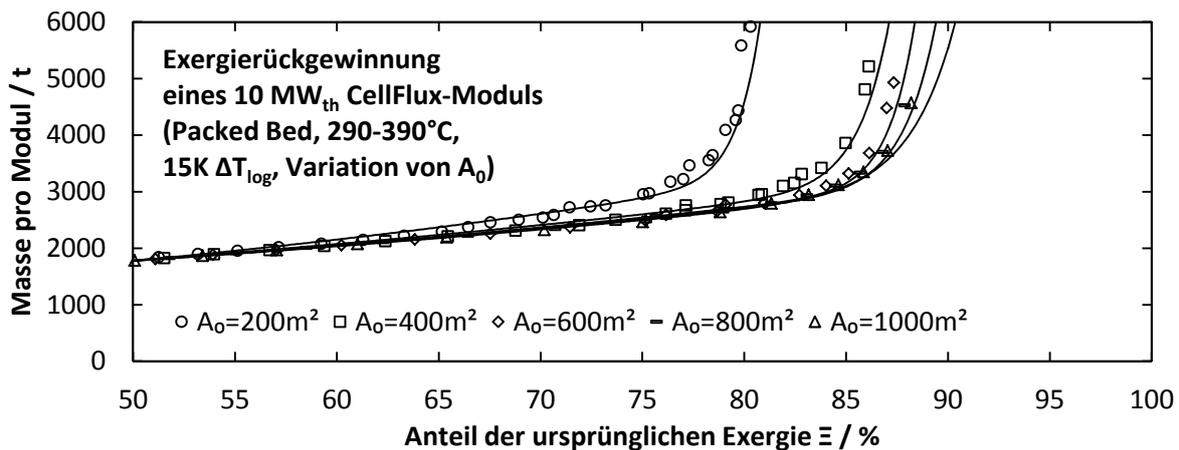


Abb. 6.3: Exergierückgewinnung in Abhängigkeit der minimal notwendigen Speichermasse. Variation der Querschnittsfläche des Regenerators. Grundlage: Schüttspeicher für ölbasiertes Kraftwerk

In einem nächsten Schritt werden die Parameter, welche die Pareto-Front darstellen, betrachtet. Hierzu wird die Querschnittsfläche des Regenerators auf 400 m² festgelegt. Die genauen Einflüsse des Kurvenverlaufs sind in Abb. 6.4 dargestellt. Zunächst verdoppelt sich durch den linearen Verlauf die benötigte Speichermasse von etwa 1500 t auf 3000 t bei einer Steigerung des Exergierückgewinnungsgrads von 60 % auf 80 %. Die Regeneratoren mit dem geringsten Exergierückgewinnungsgrad zeichnen sich durch maximale Partikeldurchmesser

und maximale zulässige Änderung der Austrittstemperatur aus. Bis etwa 72 % Rückgewinnungsgrad sinkt der Partikeldurchmesser auf die kleinsten Durchmesser von 20 mm ab, während die zulässige Änderung der Austrittstemperatur auf dem maximalen Wert verharret. Die Verläufe der Austrittstemperatur entsprechen dabei der Darstellung in Abb. 5.20b. Ab 72 % Rückgewinnungsgrad sinkt die zulässige Änderung der Austrittstemperatur, so dass sich damit auch der Ausnutzungsgrad des Regenerators verringert. Durch die geringere zulässige Änderung der Austrittstemperatur steigt der Rückgewinnungsgrad weiter an. Oberhalb von 80 % beginnt eine exponentielle Verschlechterung des Ausnutzungsgrads, sodass entsprechend längere Regeneratoren notwendig sind. Gleichzeitig steigen auch die Druckverluste weiter an, sodass die rückgewinnbare Exergie vermindert wird. Letztendlich muss die Speichermasse nochmals verdoppelt werden, um lediglich drei bis vier weitere Prozentpunkte Exergie zurückzugewinnen. Aus diesem Grund ist das wirtschaftliche Optimum des Speichers um etwa 80 % Exergierückgewinnungsgrad zu suchen. In diesem Bereich beträgt die zulässige Änderung der Austrittstemperatur zwischen 40 % und 60 %. Der Ausnutzungsgrad des Regenerators liegt bei über 80 %. Interessant ist hierbei, dass geringere Partikeldurchmesser als 20 mm derart hohe Druckverluste verursachen, dass diese zu keiner Zeit ein Optimum darstellen. Für die zulässige Änderung der Austrittstemperatur können zwar noch zwei weitere Konfigurationen mit einem Wert von 10 % und noch etwas größerem Rückgewinnungsgrad gefunden werden, die notwendige Speichermasse liegt hierbei jedoch schon bei weit über 15000 t und wird deshalb verworfen. Dabei steigt der optimale Partikeldurchmesser wieder leicht an.

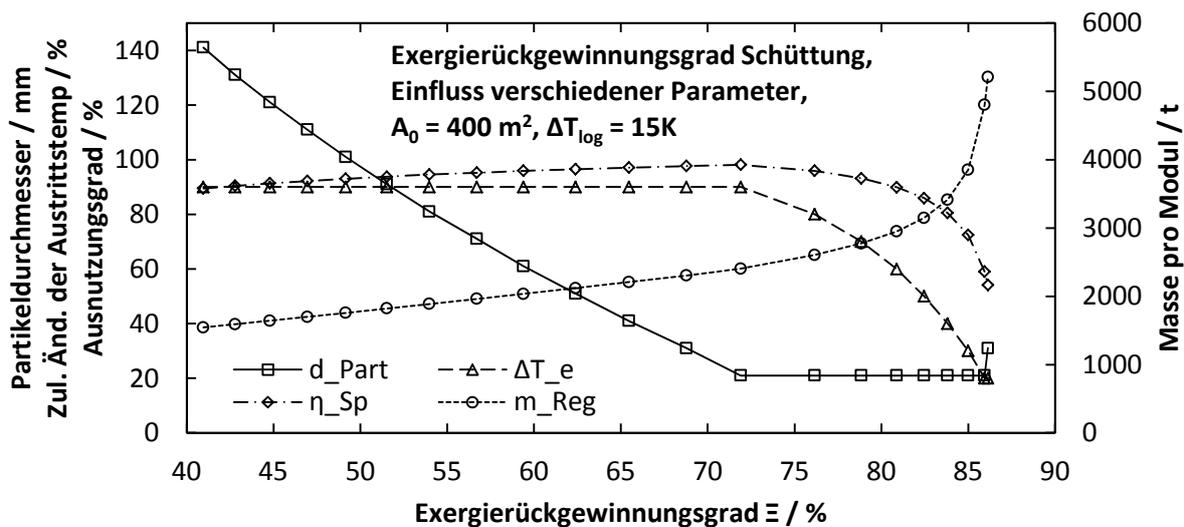


Abb. 6.4: Charakteristik des Schüttspeichers für thermoölbasiertes Kraftwerk bei 400 m^2 Querschnittsfläche

Abb. 6.5 zeigt den Einfluss des Speicherquerschnitts für die Formsteine. Hier ist bereits ab einer Querschnittsfläche von 200 m^2 bzw. unterhalb einer Massenflussdichte von $0,5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ nur noch ein geringer Einfluss des Speicherquerschnitts erkennbar. Der Grund liegt in dem deutlich niedrigeren Druckverlustniveau der Formsteine. Im Unterschied zur Schüttung ist der Übergang zum exponentiellen Anstieg nicht so deutlich begrenzt. Der Grund ist die minimale Stegbreite $l_{s,\text{min}}$ von fünf Millimetern, die gemäß Gleichung (3.35) zu einem minimalen hydraulischen Durchmesser führt. Dadurch sind Druckverluste und Wärmeübergang stärker limitiert.

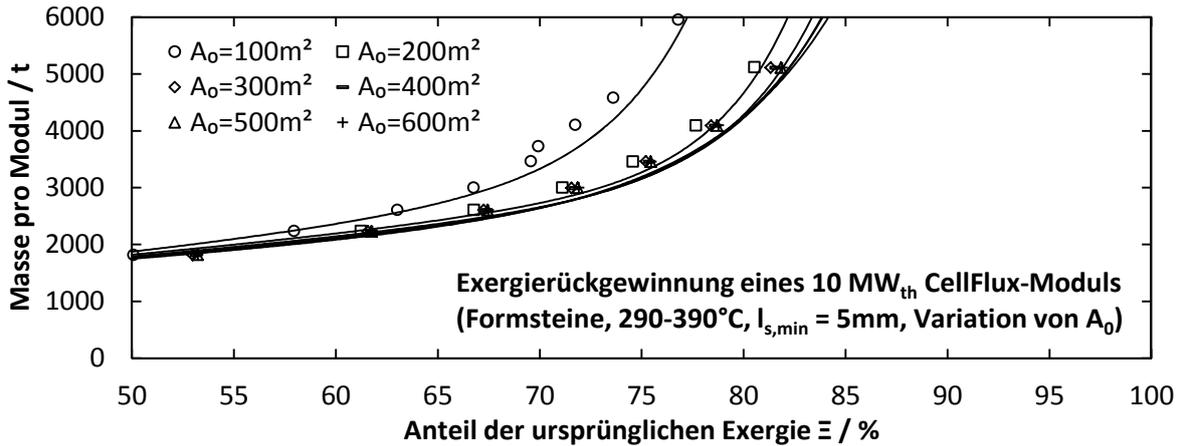


Abb. 6.5: Exergierückgewinnung in Abhängigkeit der minimal notwendigen Speichermasse. Variation der Querschnittsfläche des Regenerators. Grundlage: Regenerator aus Formsteinen für ölbasiertes Kraftwerk

Analog zu der Schüttung sind auch bei den Formsteinen ähnliche Beobachtungen zu machen. Die Zusammenhänge sind in Abb. 6.6 dargestellt. Durch die Begrenzung der Stegbreite ist der minimale hydraulische Durchmesser bereits bei geringeren Rückgewinnungsgraden erreicht. Durch die frei wählbare Porosität ϵ ergibt sich ein zusätzlicher Freiheitsgrad. Ab etwa 68 % Rückgewinnungsgrad stellen sich eine konstante optimale Porosität ϵ von 30 % und ein hydraulischer Durchmesser von 14 mm ein. Offensichtlich ist genau diese Kombination einer anderen aus größerem hydraulischen Durchmesser und geringerer Porosität überlegen.

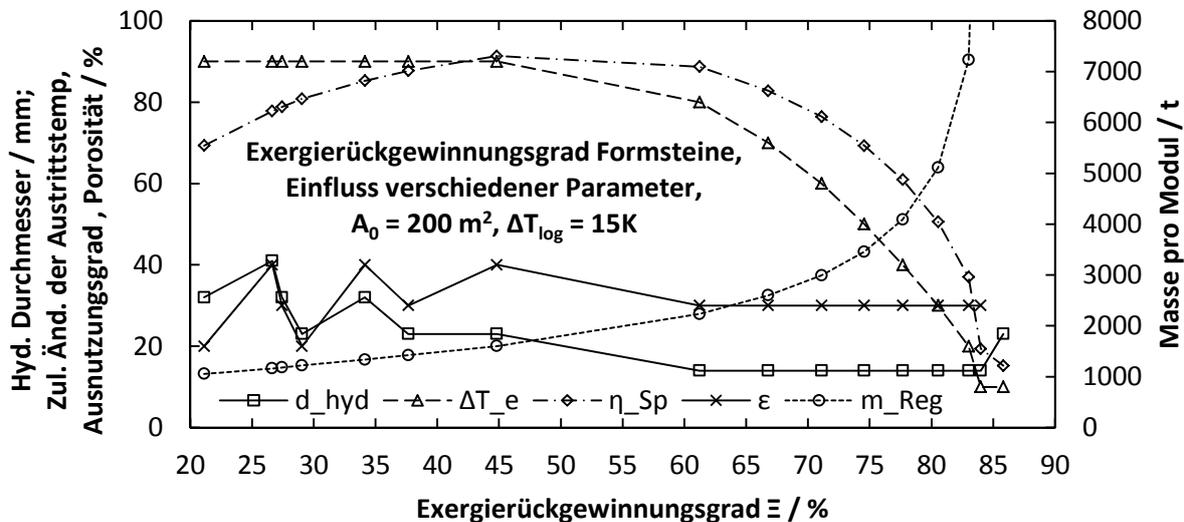


Abb. 6.6: Charakteristik des Regenerators mit Formsteinen für thermoölbasiertes Kraftwerk bei 200 m² Querschnittsfläche

Abb. 6.7 zeigt den Rückgewinnungsgrad für Formsteine und Schüttung im Vergleich. Bei alleiniger Betrachtung des Rückgewinnungsgrads und der Speichermasse bei vergleichbaren Querschnittsflächen sind nur unterhalb von etwa 200 m² die Formsteine gegenüber der Schüttung im Vorteil. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass Formsteine thermomechanisch unproblematischer sind.

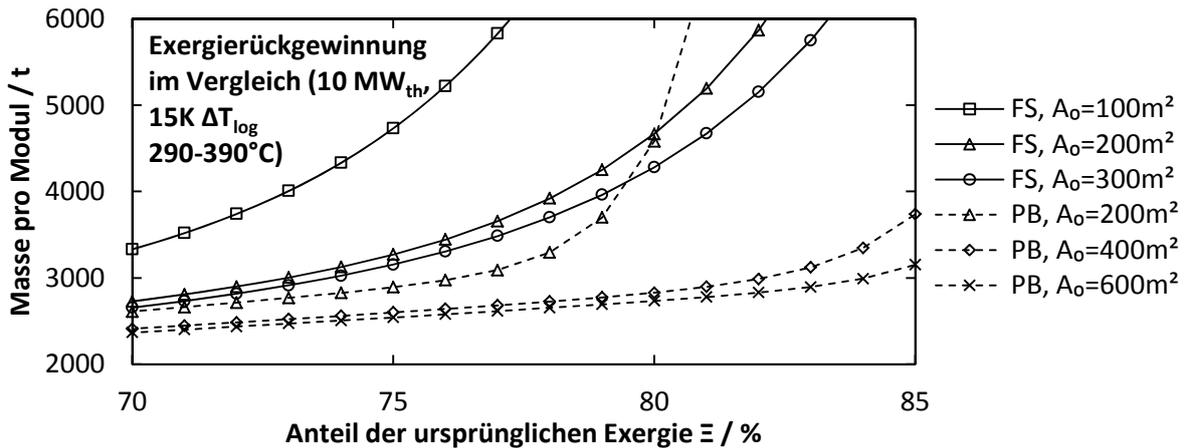


Abb. 6.7: Vergleich der Querschnittsflächen zwischen Schüttung und Formsteinen im thermoölbasierten Kraftwerk

Flüssigsalzbasiertes Kraftwerk

Abb. 6.8 zeigt den Exergierückgewinnungsgrad eines Schüttspeichers für das salzbasierte Kraftwerk. Die Bemessungsleistung ist mit 20 MW doppelt so hoch wie bei den Speichern für das ölbasierte Kraftwerk bei etwa gleichem Massenstrom. Der maximale Rückgewinnungsgrad ist von $95,3\%$ auf $96,3\%$ gestiegen. Die erreichbaren Maximalwerte sind in der gleichen Region wie beim thermoölbasierten Kraftwerk. Auffällig ist hier, dass der Einfluss der Querschnittsfläche gegenüber dem thermoölbasierten Kraftwerk geringer ist. Der Grund hierfür ist die mehr als doppelt so hohe Kraftwerksleistung. Da für beide Kraftwerke 14 Module benötigt werden, ist der Einfluss der Druckverluste geringer.

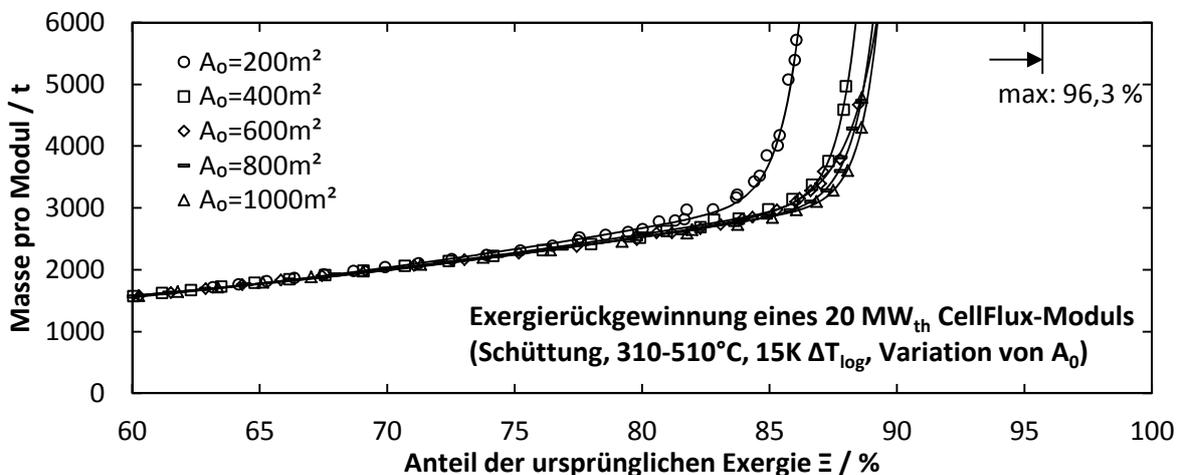


Abb. 6.8: Exergierückgewinnung in Abhängigkeit der minimal notwendigen Speichermasse. Variation der Querschnittsfläche des Regenerators. Grundlage: Schüttung für salzbasiertes Kraftwerk

Die Kurvenverläufe und Geometrie Größen des flüssigsalz-basierten Kraftwerks unterscheiden sich kaum vom thermoölbasierten Kraftwerk. Daher wird auf eine ausführliche Diskussion verzichtet.

Allerdings führt der geringere Einfluss der Druckverluste zu Unterschieden zwischen den Besatzarten, wie Abb. 6.9 zeigt. Hierdurch ist der Vorteil der Formsteine, einen geringen Druckverlust aufzuweisen, vermindert. Insgesamt ist der Regenerator mit Formsteinen exergetisch betrachtet dem Schüttspeicher für alle Querschnittsflächen unterlegen.

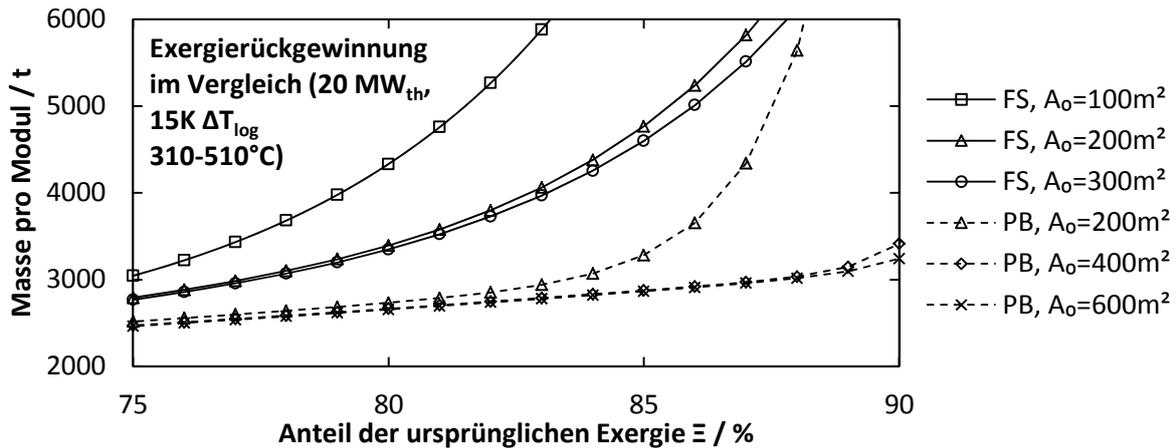


Abb. 6.9: Vergleich der Querschnittsflächen zwischen Schüttung und Formsteinen im flüssigsalz-basierten Kraftwerk

6.2.3 Einfluss der logarithmischen Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager

Für die im vorhergegangenen Abschnitt durchgeführten Untersuchungen wurde eine logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_{log} von 15 Kelvin im Wärmeübertrager zugrunde gelegt. Abb. 6.10 zeigt den Einfluss einer Variation von ΔT_{log} gemäß den gewählten drei Abstufungen bei der Wärmeübertragerauslegung. Die Diagramme beschreiben Schüttspeicher für das öl-basierte und das salz-basierte Kraftwerk. Die Querschnittsfläche beträgt maximal 600 m^2 , da ab diesem Wert nur noch geringe Verbesserungen zu erreichen sind. Generell zeigt sich, dass die Kurvenverläufe nahezu gleich und zueinander verschoben sind. Damit wird der Einfluss der logarithmischen Temperaturdifferenz erst bei Speicherkonfigurationen relevant, bei denen die Kurven in den exponentiellen Verlauf übergehen. Der Einfluss von ΔT_{log} ist beim öl-basierten Kraftwerk aufgrund der geringeren Temperaturspreizung von 100 Kelvin deutlicher ausgeprägt. So führt eine Erhöhung der logarithmischen Temperaturdifferenz um 5 Kelvin zu etwa 2,7 % weniger zurückgewonnener Exergie, während beim salz-basierten Kraftwerk lediglich 1,3 % weniger zurückgewonnen werden. Damit ergibt sich ein deutlicher Vorteil des salz-basierten Kraftwerks, da bei vergleichbaren Exergie-einbußen eine etwa doppelt so hohe logarithmische Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager möglich ist. Wie die Auslegungsrechnung im Kapitel 5.2.4 gezeigt hat, können so bei gleichen Exergie-einbußen deutlich mehr Kosten eingespart werden.

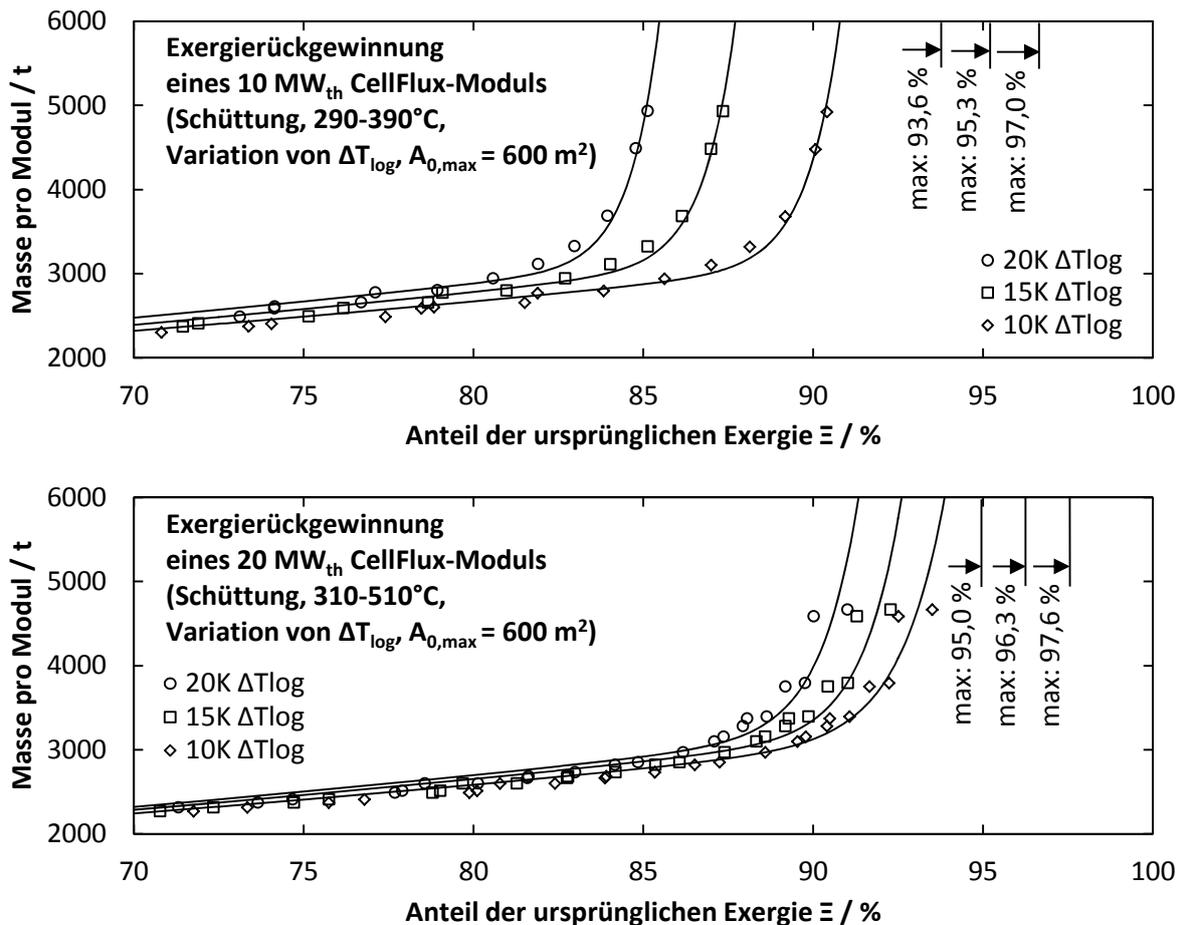


Abb. 6.10: Einfluss der logarithmischen Temperaturdifferenz auf den Exergierückgewinnungsgrad. Oben: öl-basiertes Kraftwerk, unten: salz-basiertes Kraftwerk

6.2.4 Spezielle Modellparameter am Beispiel eines Schüttspeichers

Ausgehend von den Berechnungen der symmetrischen Betriebsweise als Standardfall werden einige Verbesserungsmöglichkeiten untersucht. Um die Unterschiede zu verdeutlichen, sind die Ausgleichskurven ebenfalls in den Diagrammen dargestellt.

Asymmetrische Betriebsweise

In den vorhergegangenen Betrachtungen wurde der Regenerator stets bis zu einer bestimmten zulässigen Änderung der Austrittstemperatur be- und entladen. Dabei hat sich gezeigt, dass die notwendige Speichervlänge und damit auch die Druckverluste deutlich reduziert werden können, wenn die zulässige Änderung möglichst groß gewählt wird. Im Folgenden wird nun der Fall untersucht, wenn die zulässige Änderung der Austrittstemperatur nur einseitig beim Entladen variiert wird. Beim Beladen wird die zulässige Änderung auf konstant 10 % festgelegt. Dies hat zur Folge, dass die Temperaturschichtungszone zwar nach dem Beladen weiter wächst, nach dem Entladen jedoch wieder deutlich geschmälert wird. Theoretisch wäre es auch möglich, die zulässige Änderung der Austrittstemperatur beim Beladen zu variieren und beim Entladen auf 10 % festzulegen. Dies hat jedoch zwei Nachteile. Zum einen erhöht sich die Rücklaufstemperatur in das Solarfeld, sodass dieses nicht vollständig ausgenutzt wird. Zum anderen kann die vorgegebene Änderung der Austrittstemperatur bei einem geringen Energieangebot nicht erreicht werden, während dies beim Entladen immer möglich ist.

Durch eine asymmetrische Betriebsweise verändern sich die Ergebnisse gegenüber der normalen Auslegung sehr deutlich. Abb. 6.11 zeigt den maximalen Exergierückgewinnungsgrad, wenn die zulässige Änderung der Austrittstemperatur beim Beladen $\Delta T'_e = 10 \%$ beträgt

und beim Entladen variabel bleibt. Durch diese Maßnahme lässt sich grundsätzlich mehr Exergie zurückgewinnen, da beim Beladevorgang die Temperaturdifferenz stets zwischen 90 % und 100 % der maximal möglichen Temperaturdifferenz ist und so entsprechend viel Exergie gespeichert wird. Ausgehend von einer zulässigen Änderung der Austrittstemperatur beim Entladen $\Delta T_e''$ von 10 % ergibt sich derselbe Fall wie bei der symmetrischen Betriebsweise da in diesem Fall $\Delta T_e' = \Delta T_e''$ ist. Der Exergierückgewinnungsgrad und die notwendige Speichermasse sind in diesem Fall sehr groß, die Be- und Entladezeit nahezu gleich. Bei höherem $\Delta T_e''$ verringert sich zwar der austretende Exergiestrom, der Regenerator kann nun jedoch für eine längere Zeit entladen werden. Dadurch wird letztendlich ein Großteil der Exergie wieder entnommen. Gleichzeitig tritt durch das größere $\Delta T_e''$ der positive Effekt der kurzen Temperaturschichtungszone hervor, sodass deutlich weniger Speichermasse notwendig ist. Die damit einhergehende Verminderung der Druckverluste und der größere SSF führen zu geringeren Exergieverlusten. Dieser Effekt führt beim thermoölbasierten Speicher sogar dazu, dass keine Konfiguration mit $\Delta T_e'' < 70\%$ existiert, da in diesen Fällen Gesamtmasse und Exergieverluste stets größer sind. Ist die zulässige Änderung der Austrittstemperatur sehr groß ($> 80\%$), verstärken sich Exergieverluste durch die hohen treibenden Temperaturdifferenzen beim Umschaltvorgang. Durch dieses Entgegenwirken der beschriebenen Effekte existiert eine optimale zulässige Änderung der Austrittstemperatur beim Entladen für eine maximale Exergierückgewinnung. Diese beträgt beim Regenerator für Thermoölanwendung 70 % und beim Regenerator für Flüssigsalz 25 %.

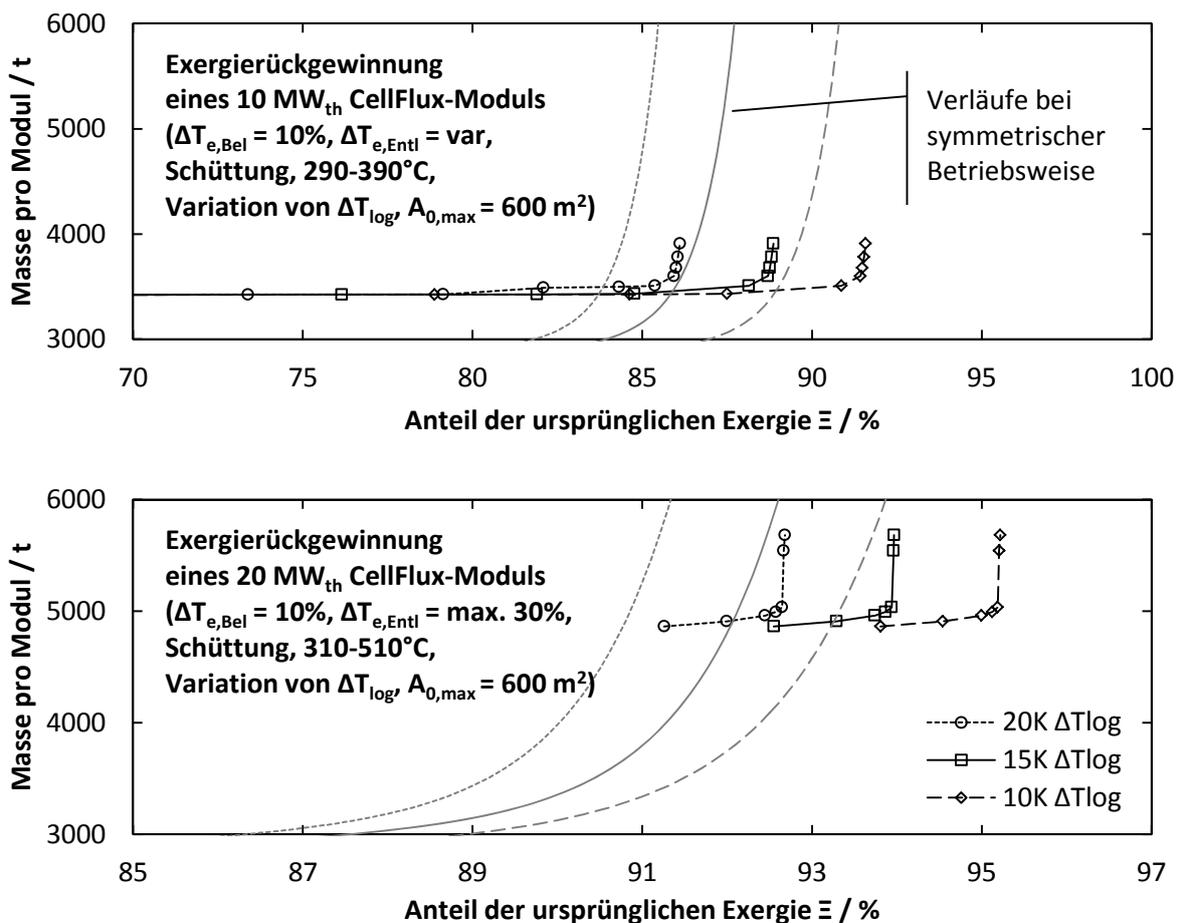


Abb. 6.11: Einfluss der asymmetrischen Betriebsweise am Beispiel eines Schüttspeichers. Oben: thermoölbasiertes Kraftwerk, unten: flüssigsalzbasiertes Kraftwerk

Restenergienutzung

Eine weitere Möglichkeit zur Optimierung besteht in der Restenergienutzung. Hierbei wird der Regenerator nur bis zu einer geringen Änderung der Austrittstemperatur entladen. Über Nacht wird der Zustand des Speichers erhalten und am nächsten Morgen wird die zusätzliche Energiemenge von eineinhalb Volllaststunden aus dem Regenerator entnommen. Damit wird ebenfalls die gewünschte größere zulässige Änderung der Austrittstemperatur erreicht. Gleichzeitig kann der Teil der Energie aus dem Regenerator genutzt werden, der sich auf einem niedrigeren Temperaturniveau befindet. Die notwendige Energiemenge zur Solarfeldvorwärmung entspricht der von eineinhalb Volllaststunden [103]. Durch die Solarfeldvorwärmung kann der Kraftwerksbetrieb früher beginnen. Da sich das im Solarfeld enthaltene HTF über Nacht auf ca. 200 °C abkühlt, ist die Temperatur im Speichervolumen deutlich höher. Damit sich der Regenerator nicht zu stark abkühlt, muss bei der Solarfeldvorwärmung der Wärmekapazitätsstrom des Thermoöls gering gehalten werden. Der grundlegende Vorteil dieses Verfahrens ist – wie bei der asymmetrischen Betriebsweise – eine bessere Ausnutzung des Regenerators. Der zusätzliche Vorteil liegt darin, dass der nachgeschaltete Kraftwerksprozess keine starken Änderungen der Temperatur des austretenden HTF erfährt. Allerdings verlängert sich die Betriebszeit des Regenerators und damit auch der Energiebedarf der Pumpen und Ventilatoren.

Abb. 6.12 zeigt die berechneten Exergierückgewinnungsgrade in Abhängigkeit von logarithmischer Temperaturdifferenz und Primärwärmeträgermedium. Die dargestellten Konfigurationen haben alle eine zulässige Änderung der Austrittstemperatur zwischen 10 und 40 %. Offenbar existiert keine Konfiguration mit größeren $\Delta T_e''$, da andernfalls nicht mehr ausreichend Restenergie im Regenerator vorhanden ist.

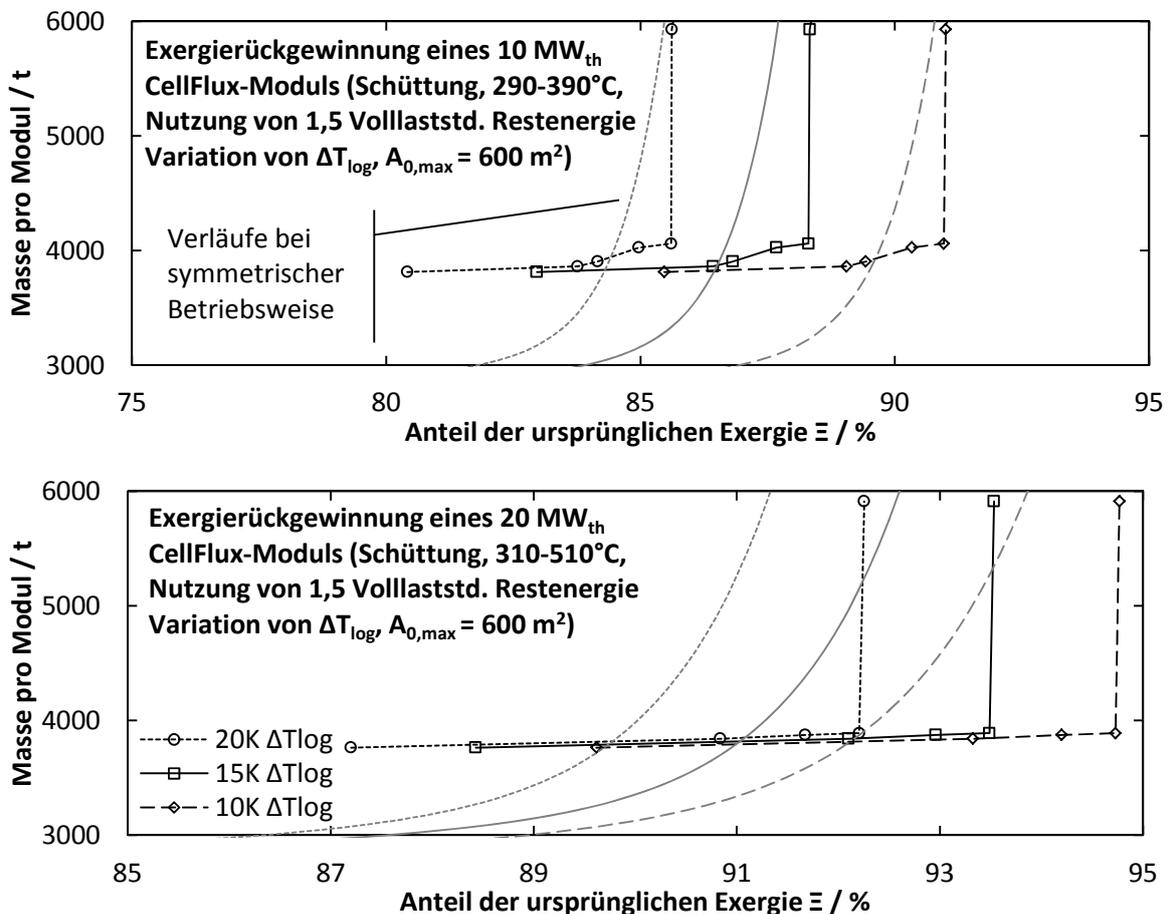


Abb. 6.12: Einfluss der Restenergienutzung am Beispiel eines Schütttspeichers. Oben: thermoölbasiertes Kraftwerk, unten: flüssigsalzbasierendes Kraftwerk

Für die Variationsrechnung wird nach dem Erreichen der zulässigen Änderung der Austrittstemperatur beim Entladen $\Delta T_e''$ der Entladevorgang weitergeführt, bis die vorgegebene äquivalente Energiemenge von 1,5 Volllaststunden entnommen wurde. Erst dann folgt ein neuer Beladezyklus, der – entsprechend der Annahme der schnelleren Betriebsbereitschaft des Solarfelds – mit insgesamt 9,5 Stunden um 1,5 Stunden länger dauert.

Modularisierung

Eine dritte Option zur Verbesserung des Speichers ist eine geeignete Modularisierung des Regenerators. Hierbei werden – wie von Crandall et al. [104] vorgeschlagen – mehrere Regeneratorabschnitte in Serie geschaltet und nacheinander durchströmt. Das Speicherkonzept von Schneider et al. [44] sieht ebenfalls eine Modularisierung vor. Abb. 6.13 verdeutlicht das Funktionsprinzip der Modularisierung. Der Regenerator wird hierfür in mehrere Abschnitte unterteilt. Für das folgende Beispiel werden vier Abschnitte gewählt. Es werden zwei Grenztemperaturen T_{su} und T_{so} definiert. Ist die Gastemperatur beim Beladen oberhalb von T_{so} am letzten Knoten einer Zone, wird diese deaktiviert und nicht mehr durchströmt. Analog wird die nachfolgende Zone erst durchströmt, wenn die Gastemperatur am letzten Knoten der vorherigen Zone oberhalb von T_{su} ist.

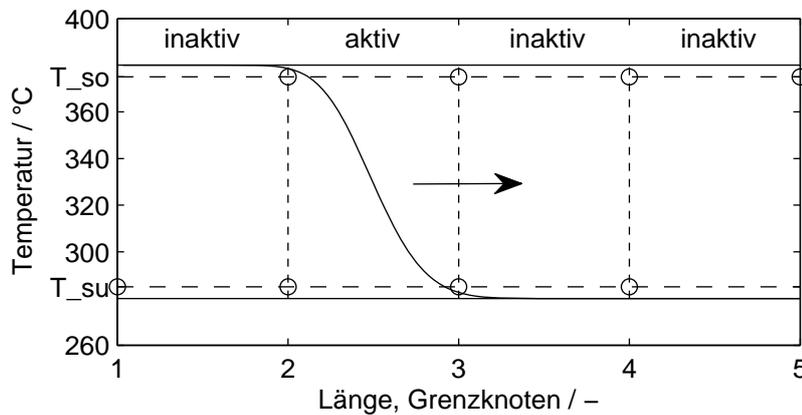


Abb. 6.13: Funktionsprinzip der Modularisierung

Der Anteil aktiver Zonen w_z^t zum Zeitpunkt t lässt sich aus einer exklusiven Oder-Verknüpfung (XOR) nach

$$w_z^t = \frac{1}{n_k - 1} \sum_{k=1}^{n_k-1} \left((T_{g,k+1}^t > T_{so}) \vee (T_{g,k}^t > T_{su}) \right) \quad (6.14)$$

berechnen. Dabei werden die Gastemperaturen an den Grenzknoten der Zonen $T_{g,k}^t$ mit den Grenztemperaturen verglichen. Bei n_k Grenzknoten ergeben sich $n_k - 1$ Zonen. Durch die XOR-Verknüpfung ergibt sich ein Zustandsvektor der Länge $n_k - 1$, der die aktiven Zonen durch den Wert Eins repräsentiert. w_z^t ist dann der arithmetische Mittelwert. Durch weitere Mittelung über die gesamte Periode ist \bar{w}_z dann ein Maß für die mittlere Auslastung aller Zonen.

Durch eine modulare Betriebsweise werden nur Teile des Regenerators durchströmt, innerhalb derer gerade Wärmeübertragung zwischen ZWT und Feststoff stattfindet. Da die induzierten Druckverluste bei sonst gleichen Geometriebedingungen linear vom Strömungsweg abhängen, können so Druckverluste vermindert werden. Allgemein ist der Effekt relativ gering ausgeprägt, da die Druckverluste im Regenerator im Vergleich zu anderen exergetischen Verlusten relativ niedrig sind. Dies gilt insbesondere für Regeneratoren mit hohem Exergierückgewinnungsgrad, da hier das Druckverlustniveau besonders gering ist.

Abb. 6.14 zeigt daher den Einfluss der Modulanzahl auf den Exergierückgewinnungsgrad im Bereich von 83 % bis 87 %. Dabei geht der Schritt von einem auf zwei Module mit der größten Verringerung der Exergieverluste einher. Insgesamt sind bei zwei Modulen im Durchschnitt im dargestellten Bereich etwa 75 % durchströmt, während bei fünf Modulen die Auslastung auf 50 % sinkt. Das theoretische Maximum von $1/n_z \cdot 100\%$ ließe sich nur erreichen, wenn die Temperaturfront senkrecht verlaufen würde. Da diese jedoch stets eine gewisse Breite aufweist, sind so auch permanent mehrere Module gleichzeitig durchströmt.

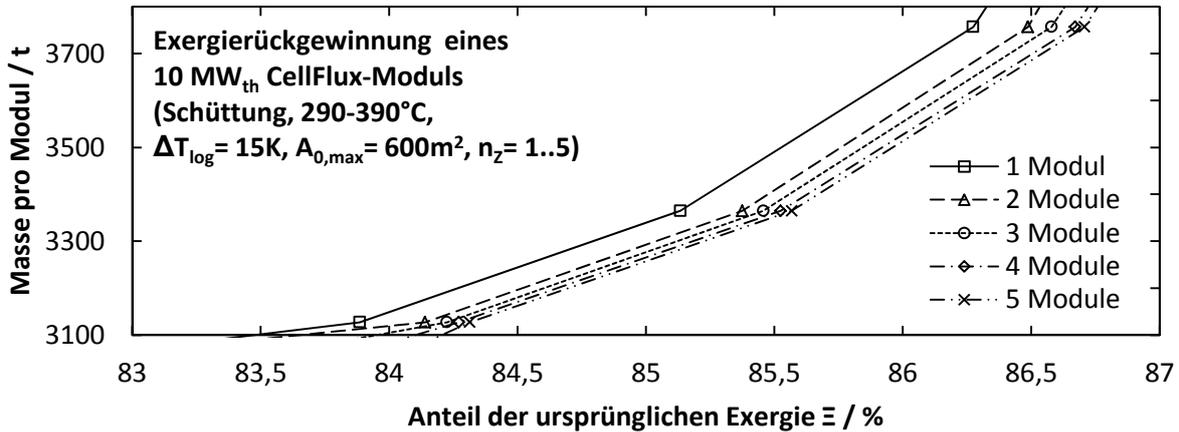


Abb. 6.14: Exergierückgewinnung in Abhängigkeit der Modulanzahl am Beispiel eines Schüttspeichers im thermoölbasierten Kraftwerk

Die Untersuchung der Modulvariation zeigt, dass nur eine sehr geringe Einsparung von Druckverlusten möglich ist. Allerdings lassen sich modularisierte Regeneratoren besser an ein fluktuierendes Energieangebot anpassen. So könnte z.B. in den Wintermonaten ein Modul dauerhaft deaktiviert werden, sodass die verbleibenden Module besser an das Energieangebot angepasst sind.

6.3 Transiente Randbedingungen mit Kraftwerksblock

Die exergetischen Untersuchungen in den vorhergegangenen Kapiteln haben optimale Speicherparameter identifiziert und Optimierungspotentiale aufgezeigt. Dabei wurden konstante Randbedingungen angenommen. Dies hatte den Vorteil, dass der Regenerator isoliert betrachtet werden konnte und somit auch keine Steuerung der Eintrittsbedingungen berücksichtigt werden musste. Weiterhin sind die Ergebnisse untereinander besser vergleichbar. Im folgenden Kapitel werden einige Berechnungen nochmals unter realistischen Randbedingungen durchgeführt.

6.3.1 Geänderte Randbedingungen gegenüber der exergetischen Betrachtung

Durch die Systembetrachtung ändern sich die nominellen Randbedingungen für das Speichersystem. Abb. 6.15 veranschaulicht die Temperaturverläufe im CellFlux-Wärmeübertrager unter realen Bedingungen. Für die Auslegungsrechnungen wird eine konstante, logarithmische Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager angenommen. Diese wird entsprechend der in Kapitel 5.2 gewählten Abstufung bei der Wärmeübertragerauslegung gewählt. So kann im Modell auf eine detaillierte Abbildung des Wärmeübertragerverhaltens verzichtet werden.

Tritt das HTF mit nomineller Temperatur $T'_{\text{HTF,SF,aus}}$ in den CellFlux Wärmeübertrager ein, erreicht die heiße Lufttemperatur $T'_{\text{L,H}}$ nur eine um die logarithmische Temperaturdifferenz

Wenn beim Entladen die Austrittstemperatur der Luft $T''_{L,H}(t)$ aus dem Regenerator absinkt, sinkt damit auch die Eintrittstemperatur $T''_{HTF,KW,ein}(t)$ in den Kraftwerksprozess weiter ab. Damit geht das Kraftwerk stärker in den Teillastbetrieb, wodurch sich der Energiebedarf $\dot{Q}''_{th,KW}(t)$ weiter verringert. Dieser lässt sich über die Änderung der spezifischen Enthalpie des HTF h_{HTF} berechnen. Der Luftmassenstrom $\dot{m}'_L(t)$ beim Entladen ergibt sich mit der Enthalpieänderung der Luft Δh_L zu

$$\begin{aligned} \dot{m}'_L(t) &= \frac{\dot{Q}''_{th,KW}(t)}{\Delta h_L} \\ &= \dot{m}_{HTF} \cdot \frac{h_{HTF}(T''_{HTF,KW,ein}(t)) - h_{HTF}(T''_{HTF,KW,aus}(t))}{h_L(T''_{L,H}(t)) - h_L(T''_{L,K}(t))}. \end{aligned} \quad (6.16)$$

Durch den im Mittel geringeren Leistungsbedarf, verlängert sich teilweise die Entladezeit gegenüber der Beladezeit.

Wird der Regenerator sehr weit entladen, kann zu Beginn des Beladevorgangs die anfängliche Temperaturspreizung größer als bei nominellen Auslegungsbedingungen sein. Deswegen muss beim Beladen der Massenstrom begrenzt werden, sodass die nominelle Beladeleistung $\dot{Q}_{th,nom}$ nicht überschritten wird. Der maximal zulässige Belademassenstrom $\dot{m}'_{L,max}(t)$ ergibt sich zu

$$\dot{m}'_{L,max}(t) = \frac{\dot{Q}_{th,nom}}{h_L(T'_{L,H}(t)) - h_L(T'_{L,K}(t))}. \quad (6.17)$$

Verringert sich die Temperaturspreizung hingegen mit fortschreitendem Beladevorgang, würde der Luftmassenstrom weiter ansteigen. Aus diesem Grund wird dieser zusätzlich auf den nominellen Massenstrom $\dot{m}'_{L,nom}$ nach Gleichung (6.15) begrenzt. Damit ergibt sich der Luftmassenstrom $\dot{m}'_L(t)$ beim Beladen zu

$$\dot{m}'_L(t) = \min(\dot{m}'_{L,max}(t), \dot{m}'_{L,nom}). \quad (6.18)$$

Aufgrund der Betrachtung realer Kraftwerksprozesse, ist auch die zulässige Änderung der Austrittstemperatur begrenzt. Da die Temperaturspreizung sich verändert, wird die zulässige Änderung der Austrittstemperatur nicht mehr als Prozentsatz der Temperaturspreizung angegeben, sondern in absoluten Zahlen. Diese wird für beide Kraftwerke auf maximal 70 Kelvin festgelegt. Damit ergibt sich insbesondere für das flüssigsalz-basierte Kraftwerk eine deutliche Einschränkung. Die Mindestwandstärke $l_{s,min}$ der Formsteine von 5 mm gilt weiterhin.

Tabelle 6.2: Übersicht der geänderten wesentlichen Systemparameter gegenüber der exergetischen Betrachtung

Größe	Bereich	Einheit
Temperaturänderung	variabel	K
Zulässige Änderung der Austrittstemperatur	10 - 70	K
Freier Querschnitt des Speicherbehälters	200 - 700	m ²
Charakteristische Größe des Speichermaterials	10 - 50	mm

Neben dem variablen Massenstrom wird die Temperaturerhöhung des Ventilators beim Entladen berücksichtigt. Beim Beladen wird hingegen davon ausgegangen, dass die

eingebraachte Energie nicht genutzt werden kann und die Leistung des Solarfelds heruntergeregelt wird. Zur Berücksichtigung der Temperaturerhöhung im Ventilator wird eine polytrope Zustandsänderung angenommen. Die hierzu notwendigen Druckverluste des Regenerators ergeben sich während der Simulation. Für die zu überwindenden Druckverluste des Wärmeübertragers wird vereinfachend ein konstanter Wert von 300 Pa angenommen, da ansonsten für jede Wärmeübertragerkonfiguration eine eigene Variationsrechnung notwendig wäre.

6.3.2 Bewertungsgröße unter variablen Randbedingungen

Zur Bewertung wird der elektrische Energierückgewinnungsgrad Ψ gemäß Gleichung (6.19) definiert. Damit können auch die parasitären Verluste des Wärmeübertragers mit einbezogen werden und es wird eine Grundlage für eine spätere wirtschaftliche Bewertung geschaffen. Der Energierückgewinnungsgrad beschreibt die während des Entladevorgangs kumulierte elektrische Leistung des Kraftwerksblocks $P_{el}(t)$ abzüglich des elektrischen Energiebedarfs $\Delta E_{el,Reg,Vent}$ zum Überwinden der Druckverluste im Regenerator. Diese Größen werden auf die maximal mögliche produzierte elektrische Energie $E_{el,0}$ bezogen. Diese entspricht der elektrischen Energiemenge, wenn die anfangs zur Verfügung gestandene Energie nicht gespeichert, sondern direkt verstromt worden wäre. Zusätzlich werden die öl- und luftseitigen parasitären Verluste des Wärmeübertragers $\Delta E_{el,WÜ}$ auf $E_{el,0}$ bezogen und vom Ergebnis subtrahiert.

$$\Psi = \frac{\int_0^{t_e''} P_{el}(t) dt - \Delta E_{el,Reg,Vent} - \frac{\Delta E_{el,WÜ}}{E_{el,0}}}{E_{el,0}} \quad (6.19)$$

Die maximal mögliche elektrische Energie $E_{el,0}$ entspricht der nominellen Kraftwerksleistung $P_{el,nom}$ multipliziert mit der Beladezeit t_e' und ist somit konstant und nur vom Kraftwerkstyp abhängig.

$$E_{el,0} = P_{el,nom} \cdot t_e' \quad (6.20)$$

Der Energiebedarf des Ventilators $\Delta E_{el,Reg,Vent}$ ergibt sich aus der elektrischen Energie während des Be- und Entladevorgangs, sowie dem Betrieb während der Vorwärmung. Die parasitären Verluste des Wärmeübertragers $\Delta E_{el,WÜ}$ setzen sich aus dem Anteil für luftseitige Druckverluste $\Delta E_{el,WÜ,Vent}$ und dem Energiebedarf der Pumpe $\Delta E_{el,WÜ,Ppe}$ zusammen.

6.3.3 Einfluss der Querschnittsfläche

Im folgenden Kapitel wird ausgehend von einer logarithmischen Temperaturdifferenz von 15 Kelvin die rückgewinnbare elektrische Energie bei variabler Querschnittsfläche berechnet. In allen Diagrammen wird zusätzlich der parasitäre Energiebedarf des Wärmeübertragers eingetragen. Die in Kapitel 5.2.2 gewählte Abstufung wird in Prozent der ursprünglichen Energie angegeben. Da die parasitären Verluste sowohl beim Be- als auch beim Entladen anfallen, entspricht der elektrische Energieaufwand dem doppelten Prozentwert der parasitären Leistung.

Thermoölbasiertes Kraftwerk

Abb. 6.17 zeigt die Ergebnisse für das thermoölbasierte Kraftwerk, sowohl für die Schüttung als auch für Formsteine. Qualitativ ergibt sich ein ähnlicher Kurvenverlauf wie bei der exergetischen Bewertung. Allerdings zeigt sich im direkten Vergleich, dass die Druckverluste im realen System einen deutlich größeren Einfluss aufweisen. Dies führt dazu, dass die Formsteine aufgrund ihres geringeren Druckverlusts bei gleicher Masse den gleichen Energierückgewinnungsgrad wie die Schüttung erreichen. Da dies bei halbiertes

Querschnittsfläche geschieht, lassen sich so schlankere und dafür längere Regeneratoren realisieren. Für die weiteren Betrachtungen wird daher eine Querschnittsfläche von 600 m^2 für Schüttungen und 300 m^2 für Formsteine gewählt.

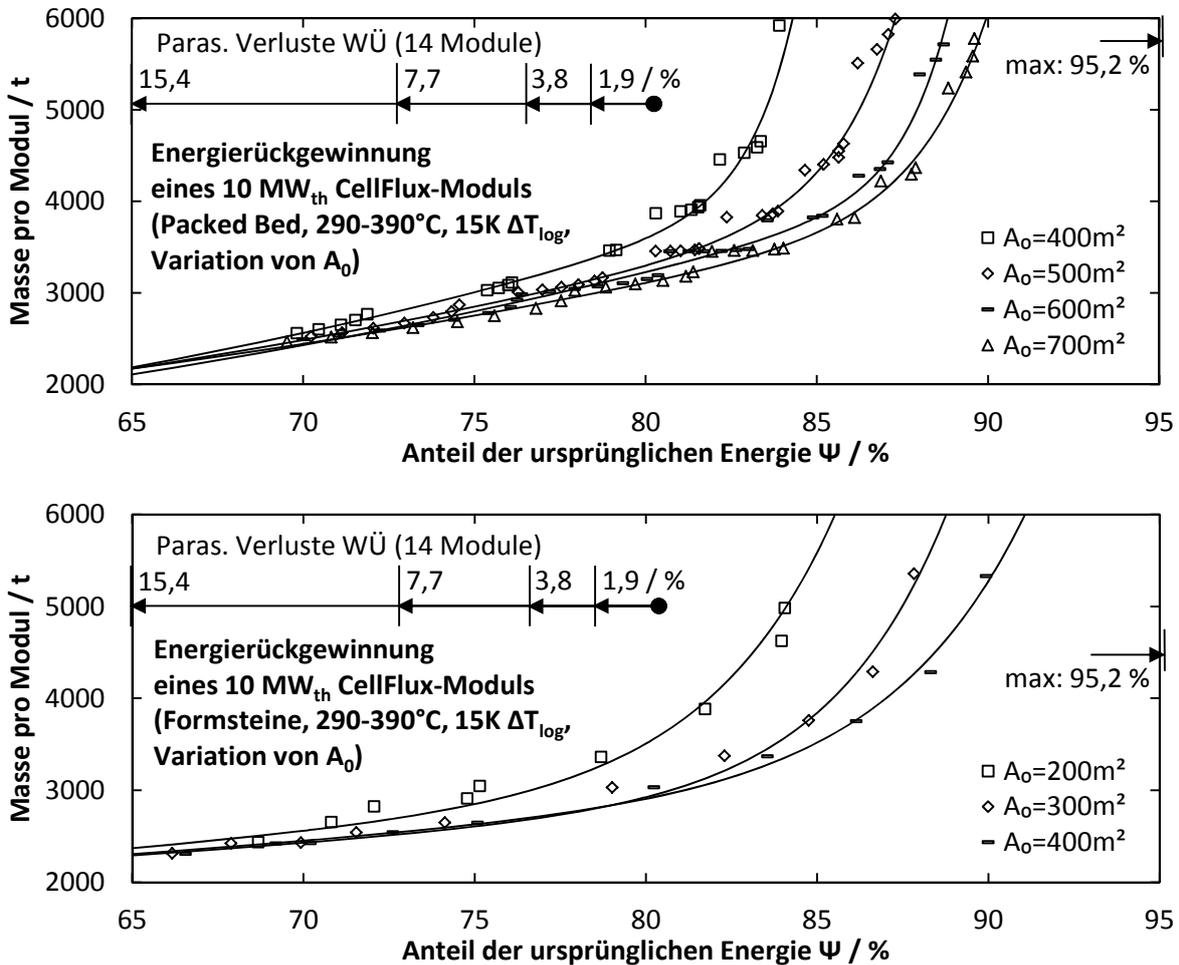


Abb. 6.17: Energierückgewinnung bei Variation der Querschnittsfläche für ölbasierendes Kraftwerk. Oben: Schüttung, Unten: Formsteine

Flüssigsalzbasierendes Kraftwerk

Abb. 6.18 zeigt die Variation der Querschnittsfläche diesmal für das flüssigsalzbasierendes Kraftwerk. Aufgrund der beschränkten zulässigen Änderung der Austrittstemperatur auf 70 Kelvin, liegt die Mindestmasse hier höher als beim ölbasierendes Kraftwerk. Auch hier ist der Mehrertrag elektrischer Energie ab 300 m^2 bei den Formsteinen und ab 600 m^2 bei der Schüttung gering, weshalb die gleiche Abstufung für die weiteren Betrachtungen beibehalten wird. Da bei diesem Kraftwerk aufgrund seiner höheren Leistung die Druckverluste deutlich weniger ins Gewicht fallen, ist bei der gewählten Abstufung der Schüttspeicher den Formsteinen geringfügig überlegen.

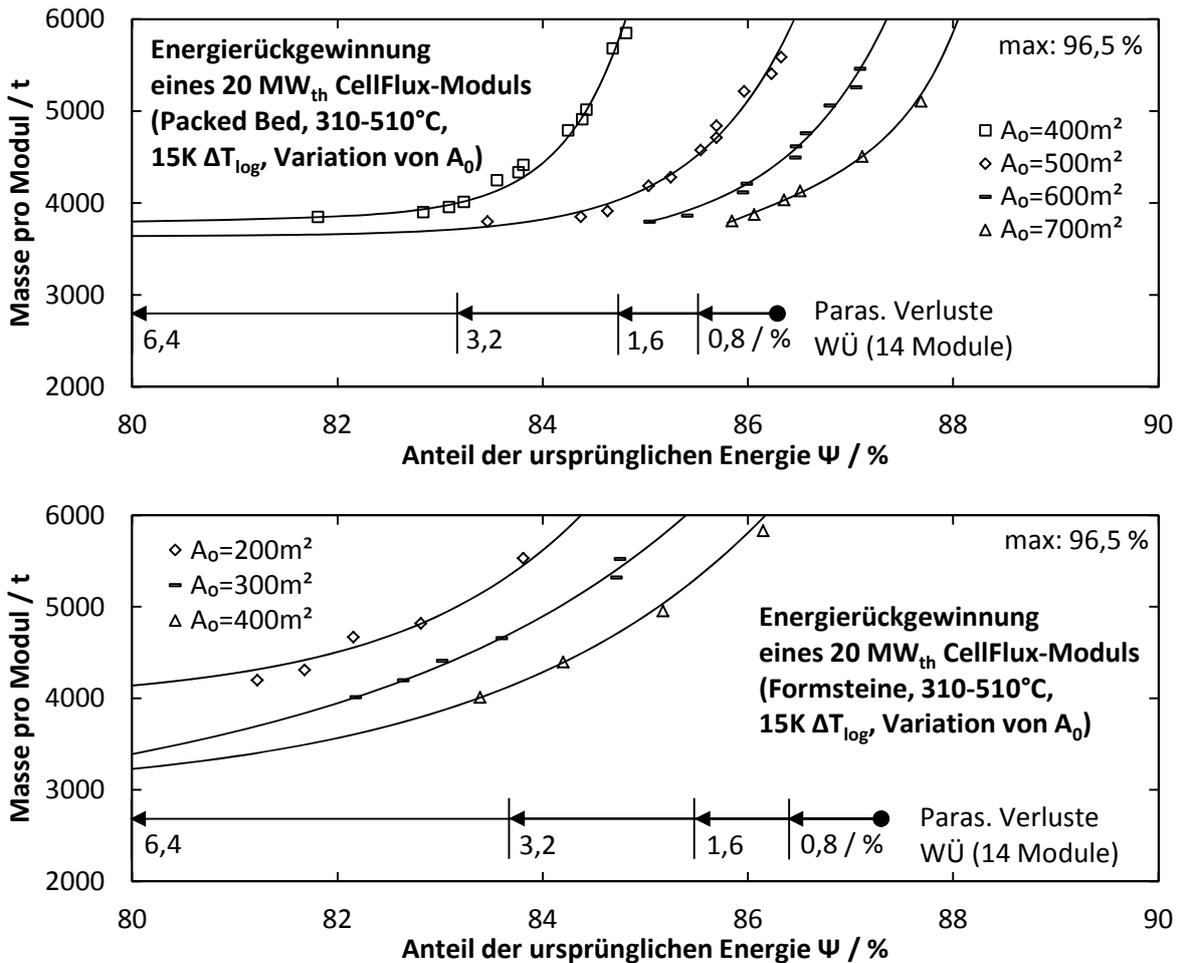


Abb. 6.18: Energierückgewinnung bei Variation der Querschnittsfläche für flüssigsalzbasierendes Kraftwerk. Oben: Schüttung, Unten: Formsteine

Ausgehend von den festgelegten Querschnittsflächen werden nun die genauen charakteristischen Größen der Regeneratoren dargestellt. Abb. 6.19 zeigt die Charakteristik des Schüttspeichers für die beiden Kraftwerkskonfigurationen. Es ergeben sich qualitativ die gleichen Zusammenhänge wie bei der exergetischen Betrachtung, allerdings mit anderen Zahlenwerten. So liegt der optimale Partikeldurchmesser im mittleren Bereich der Diagramme hier mit 25 mm etwas über den Werten der exergetischen Betrachtung. Für besonders hohe Rückgewinnungsgrade müssen wieder etwas größere Partikel in Kauf genommen werden, da sonst die Druckverluste zu stark steigen, wie sich anhand der Kurven für den Energiebedarf des Ventilators zeigt. Letztendlich muss wieder zwischen den Kosten für den Regenerator mitsamt Besatzmaterial und monetärem Gewinn durch den höheren Energierückgewinnungsgrad abgewogen werden. Ist die zulässige Änderung der Austrittstemperatur durch den Prozess begrenzt, wird die Auswahl – wie beim salzbasierten Kraftwerk – automatisch in Richtung voluminöserer Regeneratoren eingeschränkt.

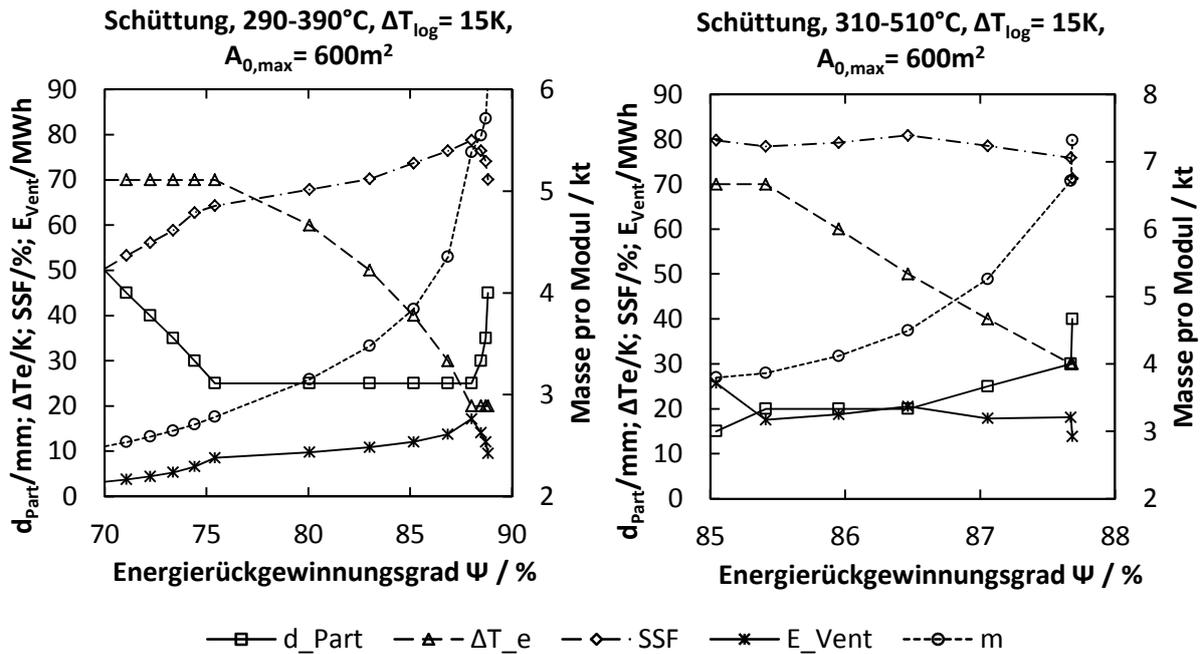


Abb. 6.19: Charakteristik der Schüttspeicher für thermoölbasiertes und salzbasiertes Kraftwerk bei 600 m² Querschnittsfläche

Bei den Formsteinen ergibt sich im Vergleich zu den Ergebnissen der exergetischen Betrachtung eine andere Kombination aus hydraulischem Durchmesser und Porosität. Demnach ist eine höhere Porosität von 50 % anstelle von 30 % vorzuziehen, während der hydraulische Durchmesser im mittleren Bereich bei 10 mm liegen sollte. Für besonders hohe Energierückgewinnungsgrade ergeben sich bei beiden Kraftwerkstypen noch leicht höhere Werte von 15 mm.

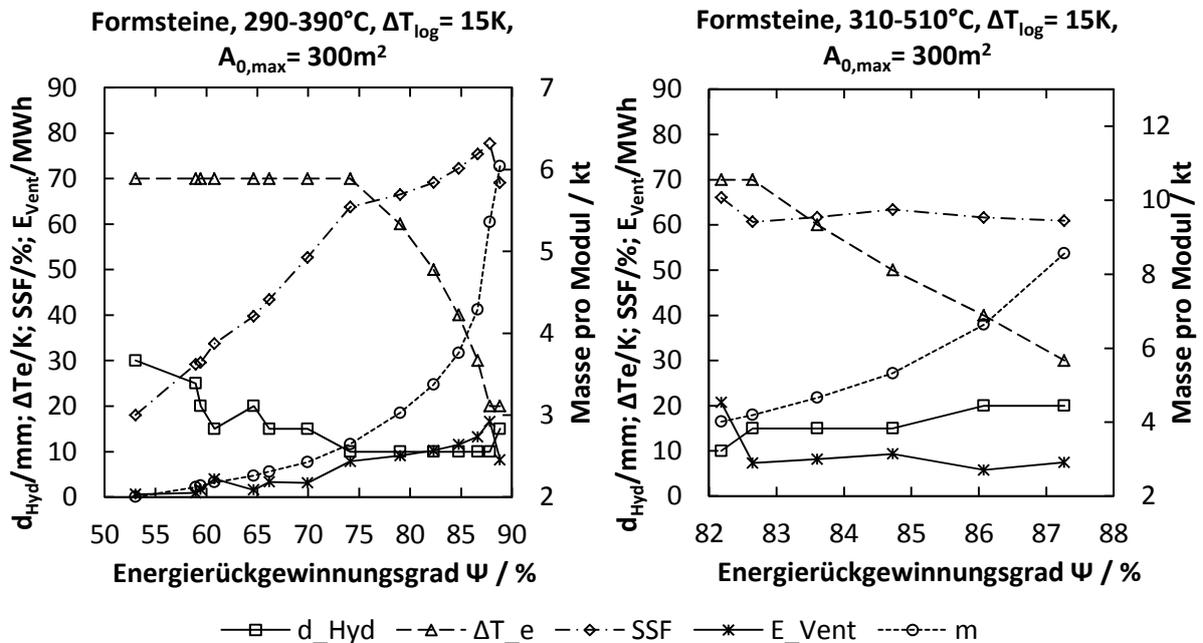


Abb. 6.20: Charakteristik der Regeneratoren mit Formsteinen für thermoölbasiertes und salzbasiertes Kraftwerk bei 300 m² Querschnittsfläche

Für alle vier Kombinationsmöglichkeiten wurden noch weitere Konfigurationen mit nur 10 Kelvin ΔT_e gefunden. Hierbei vergrößert sich der optimale hydraulische, bzw. Partikel-

Durchmesser noch geringfügig, allerdings wären die Gesamtmassen der Regeneratoren dann weit über 10.000 t pro Modul, sodass derartige Konfigurationen auszuschließen sind.

6.3.4 Variation der logarithmischen Temperaturdifferenz

Im Folgenden wird der Einfluss der logarithmischen Temperaturdifferenz untersucht. Bei der exergetischen Betrachtung hat sich ein geringer Einfluss gezeigt, beim realen Kraftwerksprozess muss noch das Teillastverhalten mitberücksichtigt werden. Zudem macht sich hier die veränderliche Rücklaufstemperatur aus dem Kraftwerksprozess bemerkbar. Durch den Teillastbetrieb sinkt auch der Energiebedarf des Kraftwerks, sodass der Luftmassenstrom im Regenerator heruntergeregelt wird. Damit verlängert sich die Entladedauer teilweise um mehr als eine Stunde. Der Einfluss der logarithmischen Temperaturdifferenz wird am Beispiel des Schüttspeichers für die beiden Kraftwerkstypen in Abb. 6.21 dargestellt. Im Vergleich zu den parasitären Verlusten ist der Einfluss von ΔT_{\log} deutlich geringer, sodass es sich empfiehlt, mögliches Kosteneinsparpotential durch eine höhere treibende Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager auszunutzen.

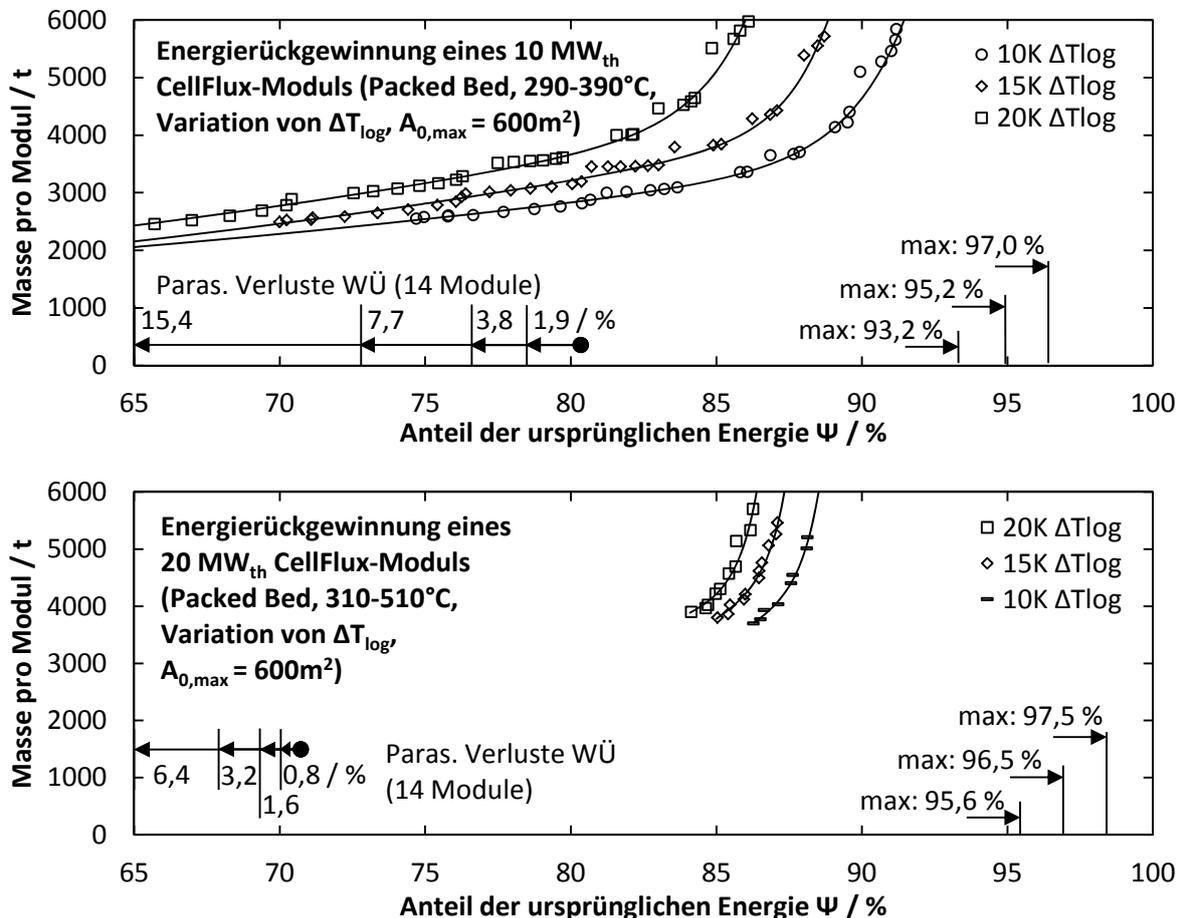


Abb. 6.21: Einfluss der logarithmischen Temperaturdifferenz beim Schüttspeicher auf den Energierückgewinnungsgrad

Im direkten Vergleich der beiden Kraftwerksprozesse fällt auf, dass der Energierückgewinnungsgrad beim thermoölbasierten Kraftwerk größer als beim flüssigsalzbasiereten Kraftwerk ist. Dies erscheint zunächst widersprüchlich, da das flüssigsalzbasierete Kraftwerk bei gleichem ΔT_{\log} mehr Energie zurückgewinnen kann als das thermoölbasierte Kraftwerk. Auch der relative Verlauf der Austrittstemperatur des Regenerators ist bei geometrisch gleichen Regeneratoren bei beiden Systemen ähnlich. Allerdings ist zu beachten, dass die absolute Änderung der Austrittstemperatur beim flüssigsalzbasiereten Kraftwerk doppelt so groß ist.

Dadurch geht dieses stärker in den Teillastbetrieb als das thermoölbasierte, wodurch der geringere Rückgewinnungsgrad zu erklären ist.

6.4 Vergleich der Bewertungsergebnisse

In einem augenscheinlichen Vergleich stimmen die Kurvenverläufe der Ergebnisse beider Bewertungsverfahren qualitativ überein. Dennoch ergeben sich bei genauer Betrachtung einige Unterschiede, die im Folgenden diskutiert werden.

Querschnittsfläche

Für die Wahl der Querschnittsfläche gilt zunächst, dass diese unter den möglichen konstruktiven Randbedingungen so groß wie möglich gewählt werden sollte. Ab 300 m² bei Formsteinen bzw. ab 600 m² bei Schüttungen wird das zunehmende Einsparpotential sehr gering und eine weitere Vergrößerung erscheint daher nicht mehr sinnvoll. Wegen der geringen Druckverluste sind Formsteine beim thermoölbasierten Kraftwerk vorteilhaft, da hier die parasitären Verluste in Relation zur Gesamtleitung stärker ins Gewicht fallen.

Logarithmische Temperaturdifferenz

Die treibende Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager hat nur einen geringen Einfluss auf die zurückgewinnbare Exergie, bzw. elektrische Energie. Der Grund liegt darin, dass das Kraftwerk wegen der verringerten Temperatur zwar deutlich weniger Leistung liefert, allerdings auch weniger Wärmebedarf aufweist. Somit kann der Speicher über einen längeren Zeitraum entladen werden. Während bei der exergetischen Betrachtung Be- und Entladezeiten nahezu gleich sind, verlängert sich die Entladezeit bei der Betrachtung unter realistischen Randbedingungen. Dies gilt insbesondere wenn, aufgrund einer hohen zulässigen Änderung der Austrittstemperatur, ein starker Teillastbetrieb erfolgt.

Zulässige Änderung der Austrittstemperatur

Wie die Auslegungssimulationen zeigen, ist ein deutlicher Einfluss der zulässigen Änderung der Austrittstemperatur auf die notwendige Speichermasse vorhanden. Mit geringen zulässigen Änderungen der Austrittstemperatur lässt sich prinzipiell die meiste Energie zurückgewinnen. Dies widerspricht scheinbar den Ergebnissen von Biencinto et al. [94], die eine möglichst große Änderung der Austrittstemperatur als Optimum identifiziert haben. Die Ursache hierfür ist, dass die Autoren von einer festen Größe des Regenerators ausgehen. Wird die Größe des CellFlux-Regenerators auf eine verhältnismäßig geringe Größe festgelegt, dann ist auch hier eine möglichst große Änderung der Austrittstemperatur energetisch vorteilhaft.

Partikel- bzw. hydraulischer Durchmesser

Bei der Betrachtung der errechneten Referenzdurchmesser ($d_{\text{hyd,FS}}$, bzw. $d_{\text{part,PB}}$) fällt auf, dass bei der exergetischen Bewertung grundsätzlich geringere Partikeldurchmesser als Optimum identifiziert werden. Dies gilt weitestgehend auch für den hydraulischen Durchmesser, dabei sind jedoch die optimalen Porositäten deutlich höher (vgl. Abb. 6.22a). Für die Partikeldurchmesser gilt, dass über einen bestimmten Bereich stets eine konstante optimale Größe von 2 bis 2,5 cm existiert. Für sehr kompakte oder sehr große Regeneratoren sind noch etwas größere Durchmesser bis hin zu 5 cm optimal. Die exergetische Bewertung ergibt geringfügig kleinere optimale Durchmesser mit 1 bis 2 cm. Bei den Formsteinen ist eine möglichst große Porosität bei von 50 % zusammen mit einem hydraulischen Durchmesser von 1 bis 1,5 cm vorteilhaft, mit etwas größeren Werten bis hin zu 2 cm für sehr kompakte oder sehr große Regeneratoren. Exergetisch betrachtet ergeben sich die gleichen hydraulischen Durchmesser, jedoch bei 30 % Porosität anstatt 50 %.

Für diese Unterschiede sind zwei Ursachen zu identifizieren. Zum einen ist der mittlere Luftmassenstrom bei der Bewertung mit transienten Randbedingungen höher als bei der exergetischen. Mit den hiermit verbundenen höheren Druckverlusten werden dann entsprechend größere Referenzdurchmesser als Optimum identifiziert. Im direkten Vergleich sind bei der exergetischen Betrachtung die mittleren parasitären Verluste in einer ähnlichen Größenordnung. Dies zeigt sich im Vergleich des elektrischen Energiebedarfs des Ventilators (vgl. Abb. 6.22a).

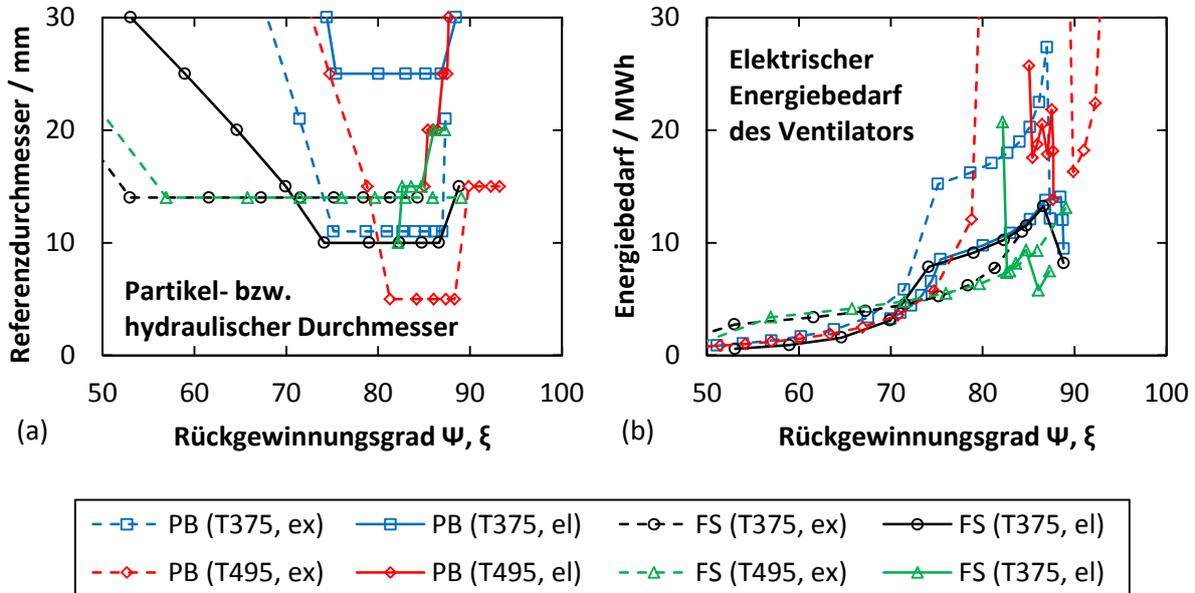


Abb. 6.22: Vergleich von Referenzdurchmesser (a) und elektrischem Energiebedarf (b) für alle Speicherarten in Abhängigkeit des Exergie- (ex) bzw. elektrischen Energierückgewinnungsgrads (el)

Die zweite Ursache liegt in der unterschiedlichen Herangehensweise zur Bewertung der parasitären Verluste. Bei der exergetischen Bewertung wird nur die durch den Druckabbau im Regenerator dissipierte Exergie berechnet und den Verlusten zugeschrieben. Für die Auslegung im Kraftwerksverbund wird hingegen der elektrische Energiebedarf des Ventilators den Verlusten zugerechnet. Damit gehen zusätzliche Verluste aufgrund des angenommenen elektrischen Ventilatorwirkungsgrades in die Verlustberechnung mit ein. Die Temperaturerhöhung durch die Verdichtung wird beim Entladen dem System zugeschrieben und trägt somit geringfügig – unter Einbeziehung des Kraftwerkswirkungsgrads – zum Stromertrag bei. Der Wärmeeintrag beim Beladen wird hingegen nicht berücksichtigt, da angenommen wird, dass die zusätzliche Wärme nicht genutzt werden kann, ohne den Luftmassenstrom über den nominellen Wert hinaus hochzuregeln.

6.5 Nachrechnung im realen Maßstab

Die dynamischen Einflüsse des Speichersystems werden mit den Detailmodellen in SIMULINK abschließend untersucht. Als Referenzspeicher wird die Konfiguration der Pilotanlage herangezogen, da diese sehr nah an einer pareto-optimalen Konfiguration für Formsteine liegt. Als Kraftwerk wird das thermoölbasierte Kraftwerk verwendet. Es werden zwei Basiskonfigurationen definiert, eine mit hohem Energierückgewinnungsgrad, geringer zulässiger Änderung der Austrittstemperatur und großer Speichermasse (TL15P0.5_Te20) und eine kompakte Konfiguration mit größerer zulässiger Änderung der Austrittstemperatur und geringerer Speichermasse (TL15P4.0_Te70).

Tabelle 6.3: Parameter der Detailuntersuchung im realen Maßstab

	Regenerator			Wärmeübertrager			
	K1	K2		K1	K2		
d_{hyd}	10	15	mm	$d_{\text{r,i}}$	24	24	mm
ε	50	50	%	$d_{\text{r,a}}$	28	28	mm
L_{Reg}	7,63	17,413	m	h_{Ri}	7,0	8,5	mm
$A_{0,\text{Reg}}$	300	300	m ²	s_{Ri}	0,3	0,3	mm
m_{Reg}	2647	6041	t	a_{Ri}	1,7	1,7	mm
ΔT_{e}	70	20	K	L_{x}	0,86	0,62	m
Ψ	74,1	88,8	%	L_{y}	2,4	5,8	m
				L_{z}	15	15	m
				n_{r}	19	13	-
				n_{rpr}	53	121	-
				X_1	45,5	47,5	mm

K1: TL15P4.0_Te70, K2: TL15P0.5_Te20

Beide Konfigurationen werden über zwei Referenzwochen untersucht. Hierzu werden die für eine dynamische Systemsimulation verwendeten Daten von Schenk et al. [105] angepasst. Der transiente Temperaturverlauf während des Anfahr- und Umschaltvorgangs wird unverändert übernommen, einige Überschwingungen werden geglättet. Der Zeitraum der konstanten Leistungsabgabe des Solarfelds wird so angepasst, dass sich ein Äquivalent der kumulierten Energie von 8 Volllaststunden für die Referenzwoche S8 und vier Volllaststunden für die Referenzwoche W4 ergeben. Der Zeitpunkt des Anfahrvorgangs wird für beide Wochen auf vier Uhr der Modellzeit festgelegt. Abb. 6.23 zeigt den zeitlichen Verlauf der Eingangs- und Steuergrößen für das Modell der Referenzwoche S8. Der Ablauf gliedert sich in drei Phasen. Zum Zeitpunkt $t = 4$ h beginnt der Kraftwerksbetrieb, nachdem zuvor die nominelle Solarfeld-Austrittstemperatur erreicht wurde. Das Speichersystem wird in den Zustand Laden (L) versetzt. Dabei werden die Ölmassenströme in den Speicher (Sp) und in den Kraftwerksblock (SF-KW) auf den nominellen Wert hochgeregelt. Nach Erreichen der äquivalenten 8 Volllaststunden beginnt die erste Umschaltphase (U.a), bei der der Massenstrom in den Speicher heruntergeregelt wird, da die Leistung aus dem Solarfeld abfällt. Am Ende der Phase U.a ist der Speicher für 15 Minuten außer Betrieb um den Umschaltvorgang durchzuführen. Mit Beginn der zweiten Umschaltphase (U.b) wird der Speicher auf nominelle Betriebsparameter hochgefahren, während das Kraftwerk zunehmend durch den Speicher versorgt wird. Mit Beginn der Entladephase (E) findet die ausschließliche Versorgung des Kraftwerks aus dem Speicher statt. Der Abbruch des Entladevorgangs wird durch das Modell gesteuert und erfolgt, wenn die in der Auslegungsrechnung ermittelte zulässige Änderung der Austrittstemperatur ΔT_{e} erreicht ist. Die Referenzwoche W4 unterscheidet sich von der Referenzwoche S8 nur durch den vier Stunden früher beginnenden Umschaltvorgang.

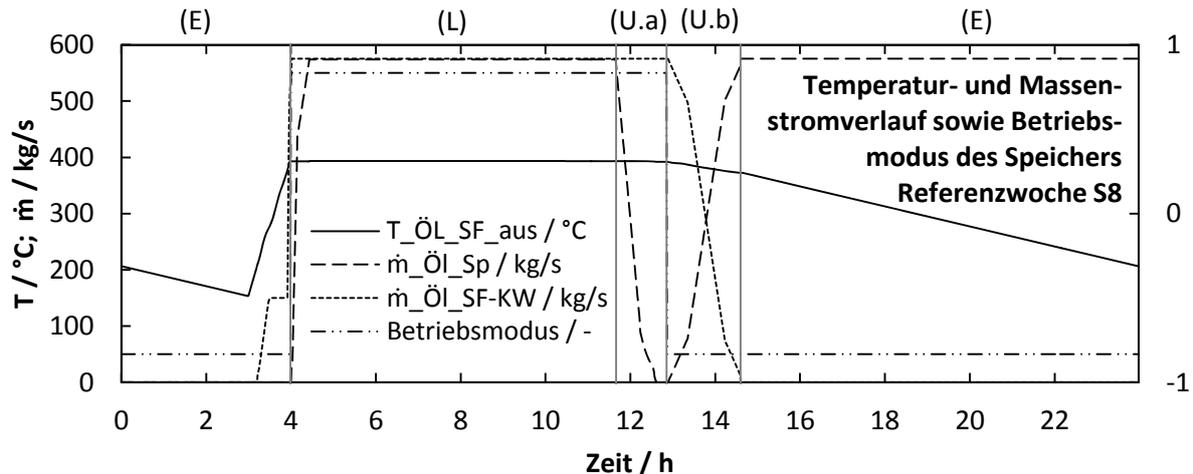


Abb. 6.23: Zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen für einen Tag der Referenzwoche

Durch dieses Vorgehen findet eine direkte Substitution des bestehenden Zweitank-Flüssigsalzspeichers statt. In den Auslegungsrechnungen wurde für die Beladung des Speichervolumens von einer konstanten Leistungsabgabe des Solarfelds von $10 \text{ MW}_{\text{th}}$ pro Speichermodul ausgegangen, sofern durch die Temperaturspreizung und den maximalen Luftmassenstrom des Speichervolumens kein Leistungsabfall auftritt. Die Regelung des Luftmassenstroms erfolgt auch hier wie bei der Auslegungsrechnung, sodass die maximale Beladeleistung von $10 \text{ MW}_{\text{th}}$ nicht überschritten wird.

Durch die Vorgabe des Ölmassenstroms gemäß Abb. 6.23 besteht nun die Möglichkeit, dass sich beim Beladen des Speichers die ölseitige Temperaturspreizung im Wärmeübertrager verringert, obwohl luftseitig noch die volle Leistung von $10 \text{ MW}_{\text{th}}$ aufgenommen werden könnte. Aus diesem Grund soll ein weiteres Regelungskonzept zum Vergleich untersucht werden, bei dem in diesem Betriebszustand die volle Beladeleistung durch eine Regelung des Ölmassenstroms aufrecht erhalten bleibt.

6.5.1 Simulation der Referenzwoche S8 mit konstantem Ölmassenstrom

TL15P0.5_Te20

In Abb. 6.24 ist der zeitliche Verlauf der Ein- und Austrittstemperaturen aus dem Wärmeübertrager dargestellt. Da die Auslegung des Wärmeübertragers auf die Bedingungen beim Beladen des Speichers erfolgt, führt die Verkettung verschiedener Wechselwirkungen zu unterschiedlichen Grädigkeiten:

- Zu Beginn des Beladevorgangs ist der Luftmassenstrom bereits nah am Maximalwert. Die Grädigkeit des Wärmeübertragers entspricht nicht mehr dem Auslegungszustand von 15 Kelvin, da sich das Wärmekapazitätsstromverhältnis ändert (a.1). Der Grund dafür ist, dass die Luft bereits mit einer erhöhten Temperatur von etwa 290 °C in den Wärmeübertrager eintritt (a.2). Folglich ist die maximal mögliche Abkühlung des Ölmassenstroms ebenfalls begrenzt. Sie erreicht hier mit einer Grädigkeit von 10 Kelvin nur etwa 300 °C (a.3). Aufgrund des konstanten Ölmassenstroms ist damit die Leistung des Wärmeübertragers ebenfalls begrenzt und erreicht mit ca. 9 MW_{th} nicht mehr den nominellen Wert von $10 \text{ MW}_{\text{th}}$ (a.4). Mit fortschreitendem Beladevorgang steigt die Rücklauftemperatur aus dem Regenerator noch weiter an, sodass die luftseitige Temperaturspreizung geringer wird (a.5). Der Luftmassenstrom erreicht so früh den Maximalwert von 118 kg/s . Damit fällt die Beladeleistung weiter ab (a.6).
- Durch den Teillastbetrieb des Kraftwerks beim Entladen verringert sich dessen Energiebedarf (b.1). Bei gleichbleibendem Ölmassenstrom ist die Temperatursprei-

zung beim Entladen somit geringer als 100 Kelvin (b.2). Durch die auch hier geringere Temperaturspreizung erhöht sich der notwendige Luftmassenstrom und beträgt anfangs 95 kg/s (b.3).

- c. Mit dem schnellen Anstieg des Luftmassenstroms beim Beladen zeigt sich auch ein Anstieg der parasitären Verluste. Wegen des kubischen Zusammenhangs zwischen Massenstrom und Leistungsbedarf verläuft dieser deutlich über das Auslegungsmaß hinaus (c.1). Der Massenstrom beim Entladen entspricht den Auslegungsbedingungen. Er führt zu parasitären Verlusten im Auslegungszustand mit ca. 0,5 MW für den Wärmeübertrager und ca. 100 kW für die Druckverluste des Regenerators (c.2).

Hinsichtlich der für die Auslegungsrechnung getroffenen Annahmen zeigen sich folgende Zusammenhänge:

- d. Der Speicher erreicht in diesem Fall nicht die nominelle Beladeleistung von 10 MW. Für die Auslegungsrechnung wurde angenommen, dass die notwendige Leistung aus dem Solarfeld bereitgestellt wird. Durch die Annahme eines konstanten Ölmassenstroms, der konstanten Eintrittstemperatur und der sich aus dem Wärmeübertrager ergebenden Austrittstemperatur kann jedoch aus dem Ölmassenstrom nicht die nominelle Leistung entnommen werden. Zum Ausgleich müsste der Ölmassenstrom erhöht werden.
- e. Die Umschaltvorgänge zeigen deutliche Temperaturabweichungen. Dies ist in der thermischen Masse des Wärmeübertragers begründet, da diese ausreichend hoch ist, um bei einer Temperaturänderung von 100 Kelvin für etwa 15 min die gesamte thermische Energie aufzunehmen.
- f. Im Vergleich ist die Entladezeit aufgrund des Teillastbetriebs des Kraftwerks geringfügig länger als die Beladezeit. Weiterhin zeigt sich aufgrund der unterschiedlichen Massenströme eine leichte Asymmetrie, bei der die Änderung der Austrittstemperatur beim Beladevorgang etwas größer als beim Entladevorgang ausfällt.

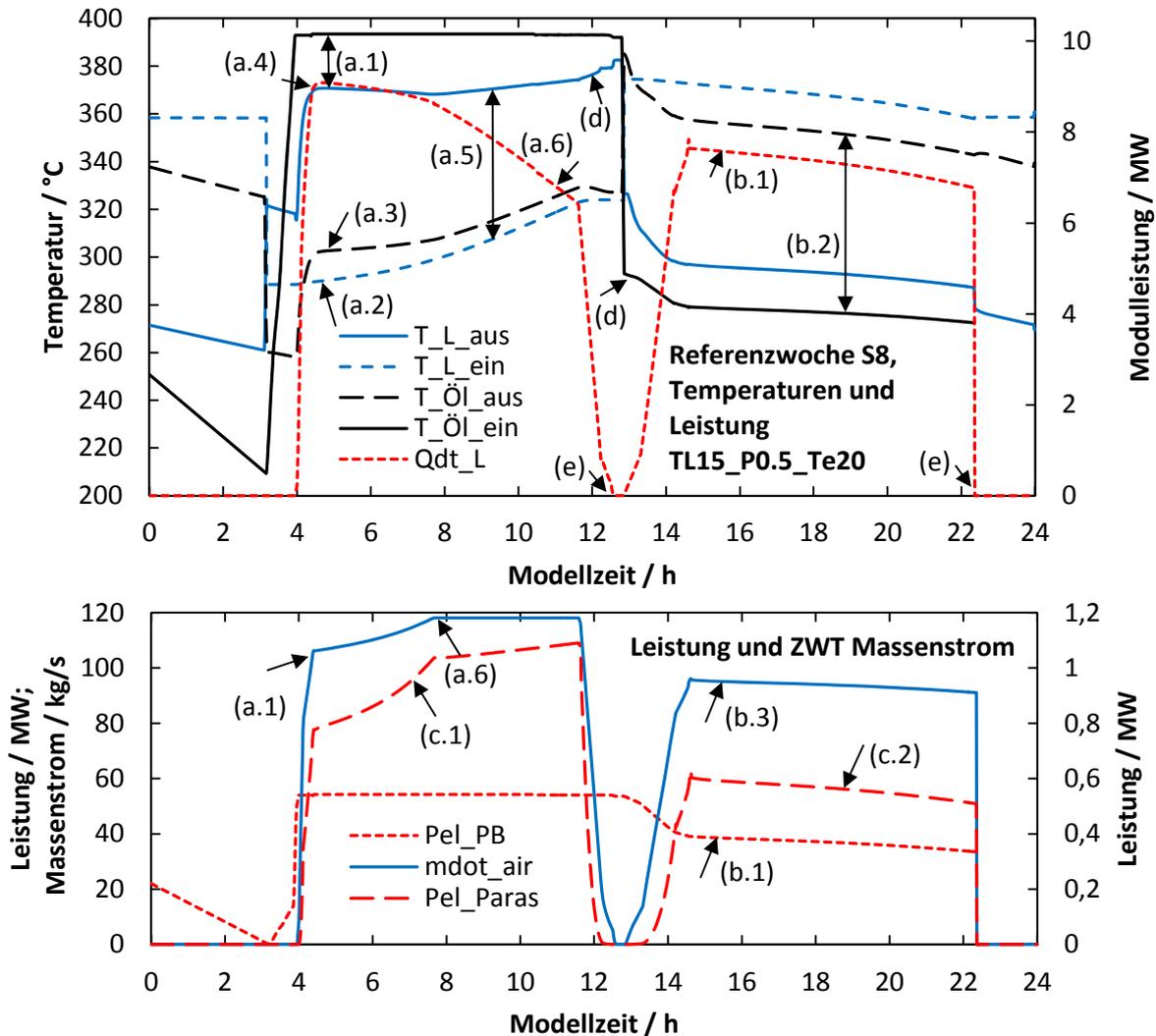


Abb. 6.24: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen und Leistung des CellFlux-Wärmeübertragers, Konfiguration TL15P0.5_Te20 mit ungeregeltem Ölmassenstrom

TL15P4.0_Te70

Abb. 6.25 zeigt die Temperaturverläufe der Speicherkonfiguration TL15P4.0_Te70. Im Gegensatz zur vorherigen Konfiguration ist die zulässige Änderung der Austrittstemperatur sehr groß. Dadurch ergeben sich folgende Effekte:

- Zu Beginn des Beladevorgangs weicht die Grädigkeit sehr stark von den Auslegungsparametern ab (a.1). Der Grund hierfür ist die anfangs sehr große Temperaturspreizung von deutlich über 100 Kelvin (a.2). Um die geforderte Beladeleistung zu erreichen, muss hier der Luftmassenstrom heruntergeregelt werden (a.3). Hierdurch verändert sich das Wärmekapazitätsstromverhältnis. Allerdings ist nun im Gegensatz zu der vorherigen Konfiguration der ölseitige Wärmekapazitätsstrom größer, wodurch das Öl weniger stark abkühlt. Die Lufttemperatur wiederum reicht nahe an die Öleintrittstemperatur heran. Erst nach etwa vier Stunden werden die nominellen Betriebsparameter erreicht (a.3). Nach einer weiteren Stunde hat sich auch hier die Temperaturspreizung verringert und die Grenze des zulässigen maximalen Luftmassenstroms wird erreicht (a.4). Da durch den kompakteren Aufbau des Regenerators dessen Austrittstemperatur sehr stark ansteigt, fällt im Gegensatz zur vorherigen Konfiguration dadurch die Beladeleistung auf unter 50 % ab (a.5).
- Wie bei der vorherigen Konfiguration arbeitet das Kraftwerk beim Entladen im Teillastbetrieb mit entsprechend verringertem Massenstrom. Wegen des hohen SSF

von ca. 70 % sind die Temperaturverläufe entsprechend lange konstant. Durch die hohe zulässige Änderung der Austrittstemperatur fällt die Kraftwerksleistung hier jedoch weitaus stärker auf bis zu 19 MW ab (b.2). Dies führt auch zu einem sehr starken Abfall der Rücklaufstemperatur des Thermoöls in den Speicher (b.3). Dies führt dann beim nachfolgenden Beladeprozess zu der im Abschnitt (a) beschriebenen hohen Temperaturspreizung.

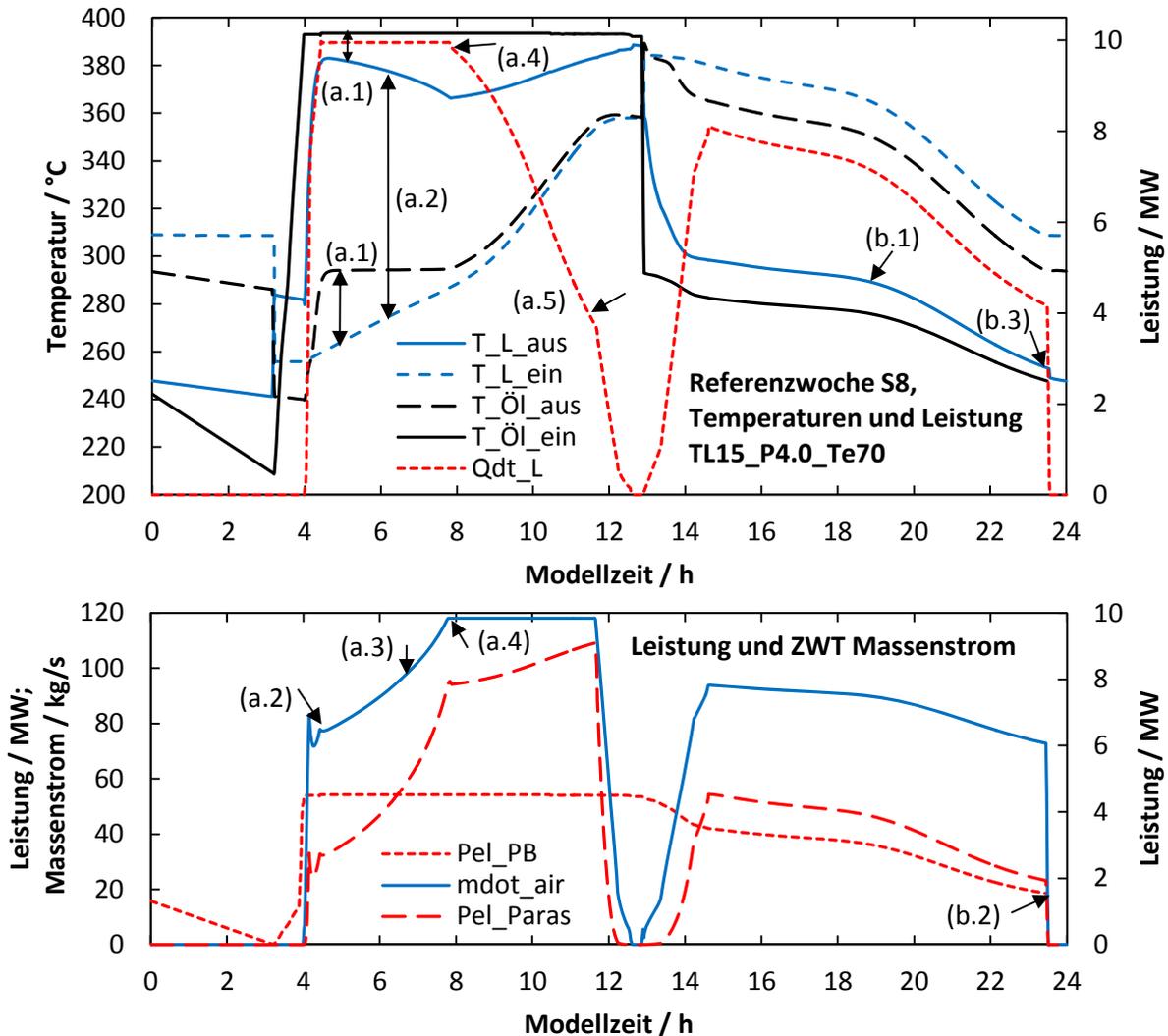


Abb. 6.25: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen und Leistung des CellFlux-Wärmeübertragers, Konfiguration TL15P4.0_Te70 mit unreguliertem Ölmassestrom

Die Simulationen zeigen, dass die veränderliche Rücklaufstemperatur aus dem Kraftwerk und die dadurch veränderte Temperaturspreizung des Regenerators einen deutlichen Einfluss auf das Leistungsverhalten des Speichers haben. Unter Beibehaltung eines konstanten Ölmassestroms verschwindet so der Leistungsunterschied zwischen den Speicherkonfigurationen TL15P0.5_Te20 und TL15P4.0_Te70. Tabelle 6.4 zeigt die berechnete Stromerzeugung der beiden Konfigurationen im Vergleich zur Auslegungsrechnung. Die parasitären Verluste zeigen eine gute Übereinstimmung zueinander. Die Abweichungen ergeben sich insbesondere durch die Schwankungen der Massenströme im Wärmeübertrager und der damit verbundenen Abweichung von den Auslegungsbedingungen. Die Konfiguration TL15P4.0_Te70 erreicht anfangs die volle Beladeleistung, weshalb der Stromertrag auch hier gut mit der Auslegungsrechnung übereinstimmt. Bei der Konfiguration TL15P0.5_Te20 wird durch den vorgegebenen Ölmassestrom nicht die in der Auslegungsrechnung angenommene Beladeleistung erreicht, weshalb der Speicher nicht genug thermische Energie aufnehmen

kann, um seinen nominellen Energieertrag zu liefern. Dies zeigt, dass für hohe Stromerträge aus dem Speicher darauf geachtet werden muss, dass die Leistungsaufnahme durchweg möglichst hoch ist.

6.5.2 Simulation der Referenzwoche S8 mit geregelter Beladeleistung

TL15P0.5_Te20

Durch eine Regelung des Ölmassenstroms kann die Leistungsaufnahme des Speichers TL15P0.5_Te20 auf den nominellen Wert erhöht werden. Abb. 6.26 zeigt die Temperatur- und Massenstromverläufe mit geregelter Ölmassenstrom.

- a. Im Gegensatz zur unregelmäßigen Variante erreicht der Wärmeübertrager nun die volle Beladeleistung zu Beginn des Beladevorgangs (a.1). Hierfür ist der Ölmassenstrom bereits zu Beginn des Beladevorgangs etwa 2 kg/s über dem Nennmassenstrom und wird zunehmend auf maximal 150 % des Nennmassenstroms erhöht (a.2). Mit Erreichen des Maximums fällt die Beladeleistung des Speichers ab (a.3). Durch den erhöhten Wärmekapazitätsstrom ist auch die den Wärmeübertrager verlassende Lufttemperatur anfänglich mit etwa 370 °C annähernd auf dem Auslegungsniveau von 375 °C (a.4). Die Abweichung ist maßgeblich durch den bereits zu Anfang maximal möglichen Luftmassenstrom begründet (a.5).
- b. Das Leistungsniveau des Entladevorgangs ist durch die beim Beladen erhöhte Eintrittstemperatur in den Regenerator höher (b.1).
- c. Parasitäre Verluste sind nun aufgrund der sowohl öl- als auch luftseitig erhöhten Massenströme größer als im unregelmäßigen Fall. Sie erreichen insgesamt etwa 1 MW (c.1). Beim Entladen hingegen sind die parasitären Verluste auf Auslegungsniveau.
- d. Durch die höhere Leistungsaufnahme des Speichers beim Beladen, ist in dieser Simulation die Entladezeit länger.

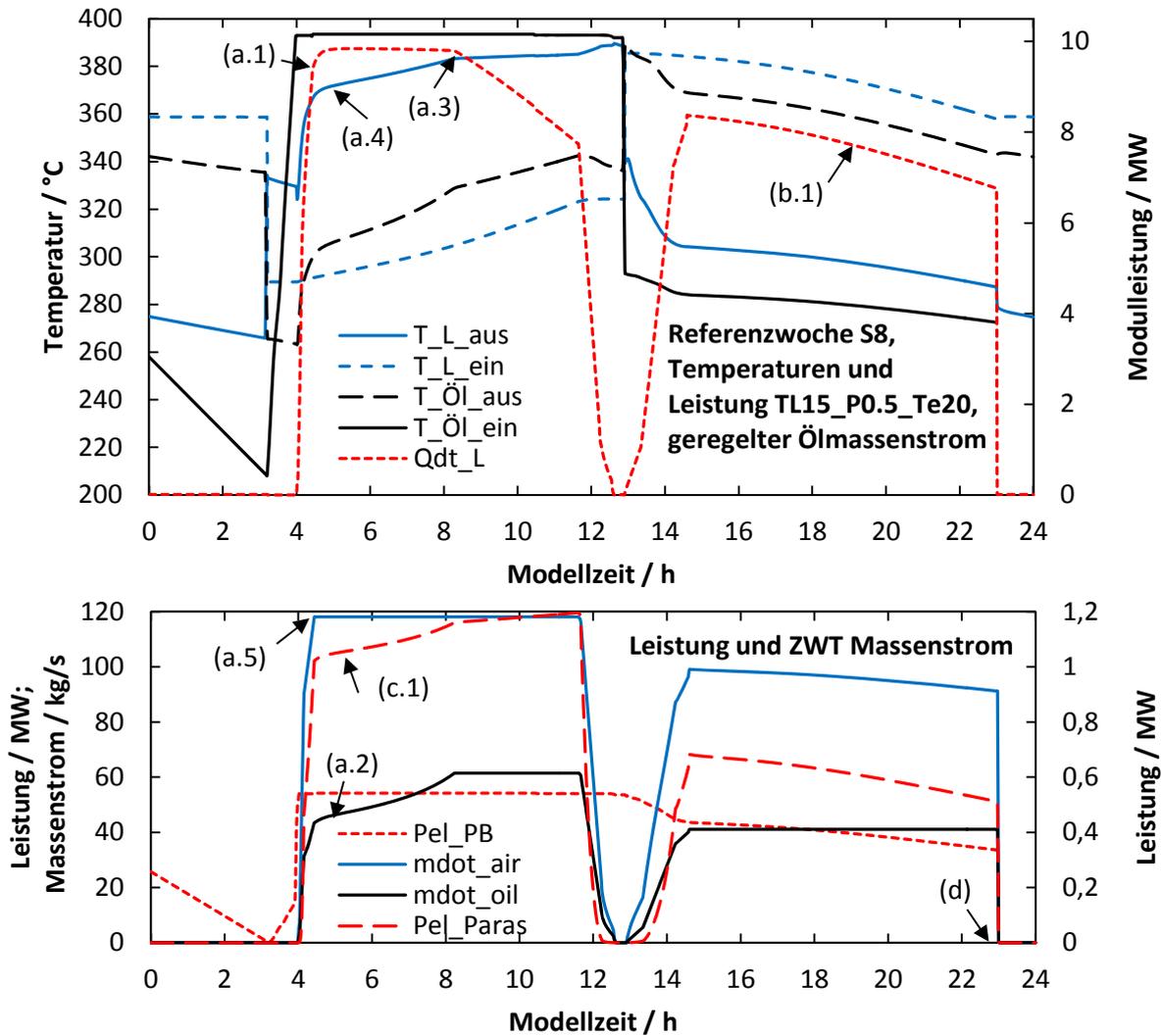


Abb. 6.26: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen und Leistung des CellFlux-Wärmeübertragers, Konfiguration TL15P0.5_Te20 mit geregelter Ölmassestrom

Tabelle 6.4 fasst die mit dem Auslegungsmodell und dem Detailmodell berechneten Stromerträge zusammen. Durch die Regelung des Ölmassestroms erreicht die Konfiguration TL15P0.5_Te20 mit ca. 368 MWh einen etwa 48 MWh höheren Ertrag als bei einem unregulierten Ölmassestrom. Dennoch liegt der Ertrag etwa 4 % unterhalb des Ertrags der Auslegungsrechnung, während bei der Konfiguration TL15P4.0_Te70 der Ertrag sogar etwas höher ist. Der Grund für diesen Unterschied liegt in den insgesamt höheren Masseströmen der Konfiguration TL15P0.5_Te20. Hierdurch wird die logarithmische Temperaturdifferenz des Auslegungszustands nicht erreicht, während bei der Konfiguration TL15P4.0_Te70 durch die starken Temperaturspreizungen zeitweise geringe Masseströme notwendig sind. Daher fällt die logarithmische Temperaturdifferenz im Mittel geringer aus.

Tabelle 6.4: Vergleich zwischen Auslegungs- und Detailmodell sowie der Regelung des Ölmassenstroms, Referenzwoche S8

Größe	TL15P4.0_Te70		TL15P0.5_Te20			Einheit
	Auslegung	Detail unger.	Auslegung	Detail unger.	Detail geregelt	
$E_{el,Reg,Vent}$	7,85	-	8,19	-	-	MWh
$E_{el,WÜ}$	69,33	-	9,01	-	-	MWh
$E_{el,Paras}$	77,18	83,97	17,20	12,11	14,07	MWh
$E_{el,Entl,Brut}$	320,04	327,91	382,21	320,53	367,87	MWh
$E_{el,Entl,Net}$	242,86	243,94	365,01	307,42	353,80	MWh

6.5.3 Simulation der Referenzwoche W4 mit geregelter Beladeleistung

In einer weiteren Untersuchung werden die vorherigen Speicherkonfigurationen unter verringertem Energieangebot untersucht. Hierdurch sind beide Speicherkonfigurationen überdimensioniert. Auf eine Darstellung der Temperatur- und Massenstromverläufe wird verzichtet, da die auftretenden Effekte den zuvor bereits diskutierten entsprechen. Tabelle 6.5 fasst die Ergebnisse der folgenden Betrachtungen zusammen.

TL15P4.0_Te70

Bei der Konfiguration TL15P4.0_Te70 bleibt die Breite der Temperaturschichtungszone aufgrund der starken Änderung der Austrittstemperatur weitestgehend erhalten. Dies führt dazu, dass die Temperatur- und Massenstromverläufe beim Beladevorgang im Wesentlichen den ersten vier Stunden der Referenzwoche S8 entsprechen. Damit sind die parasitären Verluste beim Beladen im Mittel gering und die Leistungsaufnahme entsprechend hoch. Die Temperatur- und Massenstromverläufe des Entladevorgangs entsprechen im Wesentlichen dem Verlauf der letzten vier Stunden des Entladevorgangs. Insgesamt zeigt der Vergleich mit der Referenzwoche S8 in Tabelle 6.5, dass die parasitären Verluste mit ca. 60 % überproportional gegenüber der um 50 % verringerten Beladezeit gesunken sind. Durch die durchweg hohe Leistungsaufnahme verringert sich der Bruttostromertrag um 40 %, der Nettoertrag nur um 35 %. Das Betriebsverhalten des Speichers entspricht damit der in Kapitel 6.2.4 beschriebenen asymmetrischen Betriebsweise. Durch das verringerte Energieangebot findet beim Beladevorgang lediglich eine geringe Änderung der Austrittstemperatur aus dem Regenerator statt, wodurch die Leistungsaufnahme hoch bleibt. Die beim anschließenden Entladevorgang beibehaltene, starke Änderung der Austrittstemperatur hingegen führt zur Beibehaltung eines deutlich ausgeprägten Temperaturprofils.

TL15P0.5_Te20

Bei der Konfiguration TL15P0.5_Te20 hingegen verbreitert sich die Temperaturschichtungszone aufgrund der geringen zulässigen Änderung der Austrittstemperatur. Dies führt dazu, dass die Temperatur- und Massenstromverläufe im Wesentlichen der Referenzwoche S8 entsprechen. Dies äußert sich auch in den mittleren parasitären Verlusten des Speichers, die in etwa der Hälfte der Referenzwoche S8 entsprechen.

Tabelle 6.5: Vergleich zwischen Auslegungs- und Detailmodell Referenzwoche W4

Größe	TL15P4.0_Te70		TL15P0.5_Te20		Einheit
	4h	Differenz	4h	Differenz	
$E_{el,Paras}$	33,5	- 60,1 %	6,7	- 52,4 %	MWh
$E_{el,Entl,Brut}$	190,7	- 40,8 %	188,2	- 48,8 %	MWh
$E_{el,Entl,Net}$	157,2	- 35,5 %	181,5	- 48,7 %	MWh

Zusammenfassend lässt sich für die Referenzwoche W4 festhalten, dass eine hohe zulässige Änderung der Austrittstemperatur, insbesondere bei verringertem Energieangebot, deutliche Vorteile gegenüber einer geringen zulässigen Austrittstemperatur aufweist.

6.5.4 Serielle Verschaltung mehrerer Module

Bei der seriellen Verschaltung mehrerer Regeneratoren muss die Verteilung des in den Regenerator eintretenden ZWT-Massenstroms geregelt werden. Abb. 6.27 illustriert den Aufbau eines modularen Speichervolumens aus drei Einheiten. Der Massenstrom wird durch die Drosselklappen w_1 bis w_3 auf die Module verteilt und über die Klappen b_1 und b_2 abgeführt. Diese werden im Folgenden als *Bleeds* bezeichnet. Für die Regelung der Verteilung wird eine Fuzzy-Logic angewandt, damit die Umschaltvorgänge nicht abrupt ablaufen. Im Gegensatz zur dem Verfahren der Auslegungsrechnung wird, durch die Anwendung der Fuzzy-Logic, beim Unter- bzw. Überschreiten der Grenztemperaturen T_{su} und T_{so} der Massenstrom durch den entsprechenden Abschnitt des Regenerators nicht sofort unterbrochen, sondern über einen festgelegten Temperaturbereich linear heruntergeregelt. Im gleichen Verhältnis wird der Massenstrom durch den angrenzenden Bereich heraufgeregelt. Das hat den Vorteil, dass sich durch den verringerten Massenstrom die treibende Temperaturdifferenz zwischen ZWT und dem Besatzmaterial verringert, wodurch sich das Erreichen der endgültigen Abschaltung des Abschnitts verringert. So kann in diesem mehr Energie gespeichert werden.

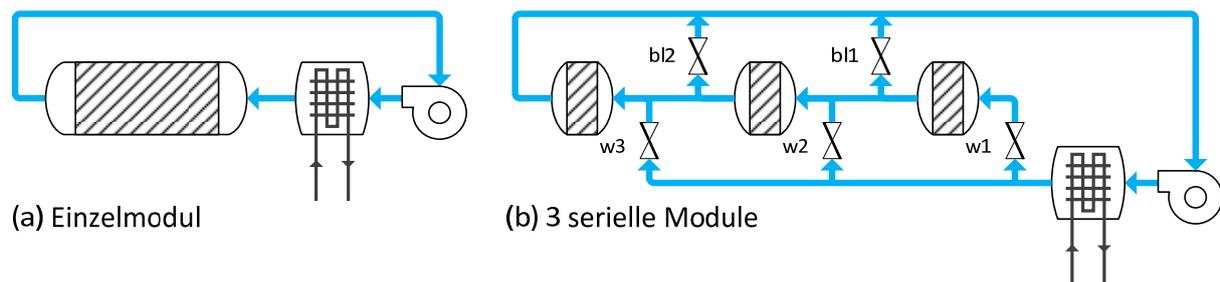


Abb. 6.27: (a) Schematischer Aufbau eines Einzelmoduls und (b) von drei in Serie geschalteten Modulen

Die Auslegungsrechnung hat gezeigt, dass die Verringerung der parasitären Verluste vor allem bei Speicherkonfigurationen mit höherer zulässiger Änderung der Austrittstemperatur auftritt. Der Grund dafür ist, dass nur hier eine ausgeprägte Temperaturfront im Regenerator auftritt. Folglich wird die weitere Untersuchung nur mit der Speicherkonfiguration TL15P4.0_Te70 in der Referenzwoche S8 durchgeführt. Auf eine Darstellung der transienten Temperaturverläufe im Wärmeübertrager wird verzichtet, da diese nahezu identisch zu dem Einzelmodul verlaufen.

Abb. 6.28 zeigt die zeitlichen Verläufe der Drosselklappenöffnung. Während des Beladens sind sämtliche Bleeds geschlossen, d.h. die Luft tritt aus dem letzten Segment aus. Etwa 3,5

Std. nach Beginn des Beladevorgangs ist die obere Grenztemperatur T_{so} im ersten Segment überschritten. Deshalb wird der eintretende Massenstrom (w_1) heruntergeregelt, während in gleichem Maße die Luft zunehmend direkt in das zweite Segment (w_2) eintritt. Durch den verringerten Strömungsweg sinkt der ebenfalls dargestellte Druckverlust des Regenerators ab. Nach weiteren zwei Stunden ist auch im zweiten Segment die obere Grenztemperatur T_{so} erreicht, weshalb der eintretende Massenstrom hier ebenfalls heruntergeregelt wird. In Folge sinken die Druckverluste weiter ab. Zu Beginn der Umschaltphase (U.1) strömt nahezu der gesamte Massenstrom durch das letzte Segment. Beim Entladen strömt die Luft mit Ausnahme der letzten Minuten in das erste Segment. In den ersten Minuten wird der erste Bleed geschlossen, sodass anfangs die ersten beiden Segmente durchströmt sind. Die Temperaturfront erreicht etwa 3 Stunden nach dem Umschaltvorgang das dritte Segment, weshalb Bleed (bl2) zu diesem Zeitpunkt geschlossen wird. Damit steigen die Druckverluste entsprechend an. Aufgrund der stark veränderlichen Eintrittstemperatur in den Regenerator wird die untere Grenztemperatur beim Entladen nicht erreicht, weshalb stets sämtliche Segmente durchströmt sind.

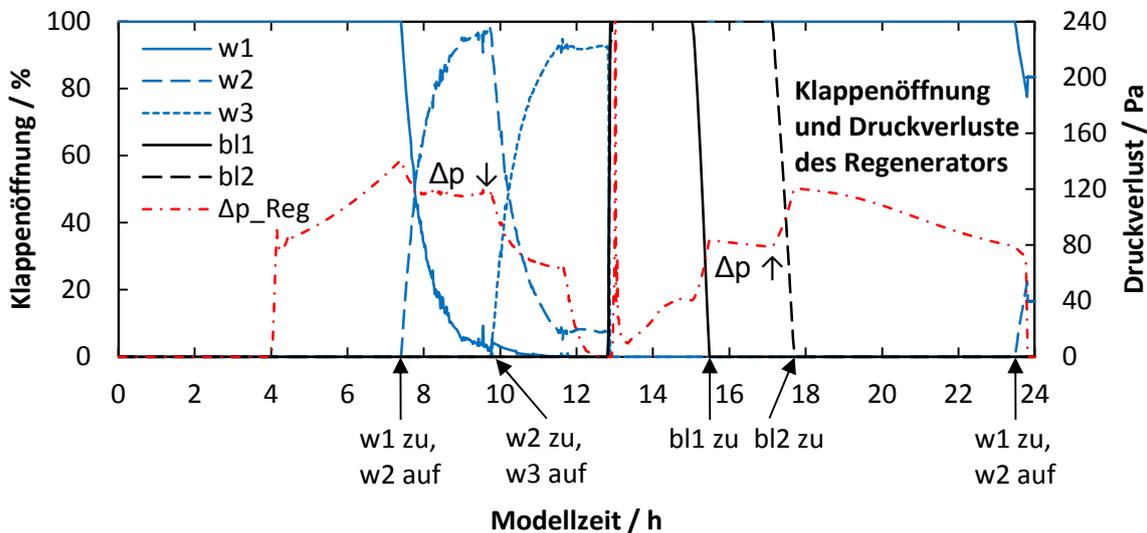


Abb. 6.28: Zeitlicher Verlauf der Drosselklappenöffnung und anteilige Leistungsaufnahme des Ventilators zur Überwindung der Druckverluste im Regenerator

Zusammenfassend zeigt sich für die serielle Verschaltung, dass diese eine deutliche Verringerung der austretenden Druckverluste im Regenerator ermöglicht. Dies ist jedoch nur vorteilhaft, wenn die Druckverluste im Regenerator im Vergleich zum Wärmeübertrager hoch sind. Hierfür wäre letztendlich ein Wärmeübertrager mit hohen Investkosten notwendig. Ein weiterer Vorteil wäre in Verbund mit einem Regenerator, der eine hohe zulässige Änderung der Austrittstemperatur ausweist, da so bei geringem Energieangebot in den Wintermonaten Teile des Regenerators vollständig stillgelegt werden könnten. Ob die zusätzlichen Kosten für die erforderlichen Drosselklappen die etwas niedrigeren Betriebskosten durch geringere Druckverluste kompensieren können, muss anhand von Kostenrechnungen überprüft werden.

6.5.5 Zusammenfassung der Detailsimulationen

Die Detailsimulationen zeigen, dass durch eine direkte Substitution des 2-Tank-Flüssigsalzspeichers, bei dem der ölseitige Massenstrom nicht an die Leistungsaufnahme des Speichers angepasst wird, in bestimmten Fällen zu einem geringeren Ertrag führt. Dieser Effekt tritt insbesondere bei den Regeneratorkonfigurationen auf, die eigentlich den höchsten Stromertrag liefern sollten. Der Grund hierfür ist, dass diese Konfigurationen nur eine geringe Änderung der Austrittstemperatur zulassen, was dazu führt, dass die notwendige Temperaturspreizung auf der Ölseite bereits zu Beginn des Beladevorgangs sehr klein wird.

Damit kann der Speicher nicht die ausgelegte Leistung aufnehmen. Erst durch eine Regelung des Ölmassenstroms können ähnliche Randbedingungen wie bei der Auslegungsrechnung erzeugt werden. Die Ergebnisse stimmen in diesem Fall sehr gut überein.

In Simulationen der Referenzwoche W4 mit geringem Strahlungsangebot sind die betrachteten Speicher überdimensioniert. Im Speicher mit geringer zulässiger Änderung der Austrittstemperatur ΔT_e verbreitert sich aufgrund dessen die Temperaturschichtungszone und führt zu einer Halbierung der Erträge. Beim Speicher mit hohem ΔT_e bleibt die Temperaturschichtungszone hingegen schmal. Da der Beladevorgang auf vier Volllaststunden begrenzt ist, ändert sich die Austrittstemperatur beim Beladen kaum. Damit wird der Speicher asymmetrisch betrieben. Wie in der theoretischen Betrachtung beschrieben (vgl. Kapitel 6.2.4), kann der Speicher dadurch sehr viel Energie aufnehmen und der Bruttoertrag verringert sich nur um 40 %.

Zuletzt zeigt sich, dass die von einigen Autoren vorgeschlagene serielle Verschaltung tatsächlich zu geringeren Druckverlusten im Regenerator führt. Allerdings sind die Druckverluste des Regenerators, verglichen mit dem Wärmeübertrager, tendenziell geringer. In diesem Zusammenhang ist jedoch das Verhalten des Wärmeübertragers gegen Ende der Be- und Entladeperioden interessant. Hier verringert sich aufgrund der abnehmenden Temperaturspreizungen auch die logarithmische Temperaturdifferenz. Somit könnten stattdessen Teile des Wärmeübertragers vom Luftstrom umfahren werden.

7 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit ist ein neuartiges Wärmespeichersystem für flüssige Primärwärmeträgermedien vorgestellt worden, bei dem thermische Energie über einen Wärmeübertrager an ein geeignetes, gasförmiges Zwischenwärmeträgermedium übertragen wird. Anschließend wird die Energie im direkten Kontakt an ein kostengünstiges Feststoffspeichermaterial übertragen. Das Zwischenwärmeträgermedium befindet sich in einem geschlossenen Kreislauf und wird durch einen Ventilator umgewälzt. Anhand einer im Rahmen dieser Arbeit aufgebauten Großanlage wurde der experimentelle Funktionsnachweis des Systems erbracht. Es wurden neue Entwurfsgrundlagen erarbeitet und mit Hilfe eigener Auslegungsprogramme angewendet. Ohne den Einsatz von Kostenfunktionen wurden damit anhand umfangreicher Untersuchungen konkrete Realisierungsvarianten identifiziert. Zuletzt wurden flexibel erweiterbare Simulationsmodelle entwickelt, sodass zukünftige Anwendungen des Speichersystems untersucht werden können.

Zuerst wurden geeignete Konzepte für das Speichersystem untersucht. Für den Wärmeübertrager erwies sich eine Rippenrohrbauweise gegenüber einem geschweißten Plattenwärmeübertrager mit gewellten Rippen als zielführender, da dieser auch bei hohen Drücken eingesetzt werden kann und die verfügbaren Korrelationen für die Simulation umfassender sind. Für den Regenerator wurde eine neuartige, horizontale Bauweise als ideal identifiziert, da sich so ein einfacher und kostengünstiger Aufbau realisieren lässt. In diesem Zusammenhang wurde gezeigt, dass über weite Temperaturbereiche der in vertikalen Regeneratoren unterstützend wirkende Auftriebseffekt vernachlässigbar gering ist.

Für die zügige Eingrenzung der Gestaltungsmöglichkeiten wurde eine vereinfachte Methode zur Bewertung alternativer Zwischenwärmeträgermedien zu Luft vorgestellt. Dabei stellten sich überhitzter Wasserdampf und CO_2 als leistungsfähigere Alternativen heraus. Anhand von Auslegungsrechnungen des Wärmeübertragers wurde gezeigt, dass durch den Einsatz von Dampf bis zu 20 % Stahlmasse eingespart werden können. Es wurde ein Verfahren zum Einsatz von Dampf im CellFlux-System zum Patent angemeldet.

Im Anschluss an die einleitenden Betrachtungen erfolgte die Charakterisierung von Regenerator- und Wärmeübertragerkonfigurationen. In MATLAB wurden hierfür Auslegungsprogramme implementiert, die Parametervariationen unter gleichzeitiger Verwendung eines Minimierungsalgorithmus erlauben. Als grundlegende Rahmenbedingung wurden zwei solarthermische Parabolrinnenkraftwerke herangezogen. Das erste basierte auf dem Primärwärmeträgermedium VP1 für den Temperaturbereich von 290 °C bis 390 °C. Das zweite basierte auf dem Flüssigsalz Hitec HTS und arbeitet zwischen 310 °C und 510 °C. Für den Wärmeübertrager wurden konkrete Konfigurationen mit verschiedenen parasitären Verlusten und logarithmischen Temperaturdifferenzen ausgelegt. In Kombination mit der notwendigen Stahlmasse können diese Konfigurationen später wirtschaftlich bewertet werden.

Für den Regenerator erfolgte erstmals eine gleichzeitige Berücksichtigung aller relevanten geometrischen Einflussgrößen und der Betriebsweise des Speichers. In diesem Zusammenhang wurde veranschaulicht, wie deutlich die zulässige Änderung der Austrittstemperatur ΔT_e des Regenerators das Betriebsverhalten und damit auch dessen notwendige Größe beeinflusst. Um die Ergebnisse der Charakterisierung übersichtlich in Kennfeldern darzustellen und für eine spätere Nutzung zu speichern, zeigte sich, dass bisher keine geeignete Kenngröße existiert, mit der der zeitliche Verlauf der Austrittstemperatur aus dem Speicher beschrieben

werden kann. Um diese Lücke zu schließen, wurde eine neue Bewertungskenngröße eingeführt, der Storage Steadiness Factor (SSF). Dieser erlaubt die Rekonstruktion des Verlaufs der Austrittstemperatur aus dem Regenerator. Es wurde nachgewiesen, dass die aus dem SSF rekonstruierten Temperaturverläufe mit weniger als einem Prozent von den direkt berechneten Verläufen abweichen. Als mögliche Besatzmaterialien wurden Basalt-Schüttungen, Klinker-Formsteine und Betonplatten betrachtet.

Im nächsten Schritt wurden zwei neue Bewertungsansätze entworfen und angewendet. Der erste Ansatz basierte auf einer exergetischen Bewertung des Speichers mit konstanten, abgeleiteten Eintrittsbedingungen aus dem Kraftwerksprozess. Dieses Vorgehen entspricht dem gewöhnlichen Vorgehen in der Literatur zur Auslegung von Regeneratoren. Es konnten die zuvor gewonnenen Ergebnisse der Charakterisierung wiederverwendet werden. Damit erfolgt eine vom Prozess und dessen Verhalten unabhängige Bewertung der Speicherkonfigurationen, bei dem die Einflüsse der ursprünglichen Parameter exakt zugeordnet werden können. Für den zweiten Ansatz wurde das Speichersystem direkt mit dem jeweiligen Kraftwerksprozess gekoppelt. Da die Prozesse eine deutliche Wechselwirkung mit dem Speichersystem verursachen, mussten hierfür die Berechnungen erneut durchgeführt werden. Die Bewertung erfolgte anhand der produzierbaren Strommenge.

Für beide Ansätze wurde bei der Auslegungsrechnung ein Minimierungsalgorithmus eingesetzt, um den Speichern, unter Einhaltung der Auslegungsparameter, das gleiche Energieangebot zur Verfügung zu stellen. Somit ergibt sich trotz unterschiedlicher Ansätze eine Vergleichsgrundlage. Für die Berechnungen muss nur zuvor die logarithmische Temperaturdifferenz, entsprechend der Abstufung bei der Wärmeübertragerauslegung, festgelegt werden. Die aus dem Speichersystem zurückgewinnbare Exergie, bzw. Energie wird auf die notwendige Steinmasse des Regenerators bezogen und kann so in Kennfeldern dargestellt werden. Dadurch kann ein Großteil der möglichen Konfigurationen verworfen werden und es ergeben sich pareto-optimale Konfigurationen. Diese können nachträglich durch weitere Einschränkungen eingegrenzt werden. Da nun Speichermasse, die notwendigen Stahlmassen für den Wärmeübertrager, parasitäre Verluste des Wärmeübertragers und die aus dem Speicher zurückgewinnbare Exergie bzw. elektrische Energie bekannt sind, kann aus diesen Informationen leicht eine abschließende wirtschaftliche Bewertung erfolgen.

Im direkten Vergleich beider Ansätze zeigte sich, dass die Annahme konstanter Randbedingungen bei der exergetischen Bewertung deutlich vom realen Prozessverhalten abweicht. Daraus resultieren schlussendlich unterschiedliche Optima der Speichergeometrie. Damit ergab sich, dass dieses bisher in der Literatur angewendete Vorgehen zwar weniger aufwändig ist, jedoch nicht zu optimalen Ergebnissen führen kann.

Konkrete Auslegungsergebnisse sind, dass für Systeme wie das thermoölbasierte Kraftwerk, die mit geringen Temperaturspreizungen arbeiten, die Druckverluste einen entscheidenden Einfluss haben. Hierbei sind bei geringen Regeneratorquerschnitten die Formsteine – trotz geringeren Wärmeübergangs – einer Schüttung überlegen. Durch Erhöhung der Temperaturspreizung verringern sich die notwendigen Massenströme und damit die Druckverluste. Hierbei wären in allen Fällen Schüttungen vorteilhafter. Weiterhin wurde untersucht, wie sich der Ertrag aus dem Speicher verbessern lässt. Dabei zeigte sich, dass es vorteilhaft ist, den Speicher asymmetrisch zu betreiben. Dies muss so geschehen, dass sich die Austrittstemperatur beim Beladevorgang möglichst wenig, und die Austrittstemperatur beim Entladen möglichst stark ändert. Ist dies aufgrund des nachgeschalteten Prozesses nicht möglich, kann dieses Ziel auch durch die Nutzung von Restenergie erreicht werden. Eine weitere Möglichkeit ist eine Modularisierung des Regenerators, sodass die Module nacheinander durchströmt werden. Damit lässt sich der Druckverlust in Konfigurationen mit ausgeprägter Temperaturschichtungszone um bis zu 50 % reduzieren.

Basierend auf den theoretischen Erkenntnissen wurde eine Pilotanlage mit einer thermischen Leistung von $100 \text{ kW}_{\text{th}}$ errichtet. Das Speichervolumen ist bei einer Länge von 10 m aus 28 m^3 Lochklinkersteinen aufgebaut. Aufgrund der Größe der Anlage ist es möglich, äußere Randeffekte, wie sie in bisherigen Anlagen auftreten, weitgehend zu eliminieren. Vor der Durchführung von Experimenten wurde die Anlage umfassend auf Konsistenz überprüft. Hierzu zählen der Nachweis der Dichtigkeit, besondere Einflüsse, wie z.B. Feuchtigkeit in der Umgebungsluft und die Konsistenz von Wärmeverlusten, sowie den in Laborversuchen ermittelten Stoffdaten.

In bisherigen Veröffentlichungen mit Formsteinen als Besatzmaterial war die Gleichverteilung der Strömung über den Bettquerschnitt unbekannt. Daher wurden große Fehlertoleranzen zugelassen. In der vorliegenden Arbeit wurde daher die Ungleichverteilung der Strömung ermittelt. Dies erfolgte durch die Berechnung der Änderung der inneren Energie des Besatzmaterials und der Bilanzierung der Enthalpie- sowie Wärmeströme. Durch die lokalen Abweichungen dieser beiden Bilanzen wurde die radiale Massenstromverteilung im Regenerator bestimmt. Dabei ergab sich, dass der Massenstrom entlang der Mittelachse des Regenerators bis zu 20 % über dem gemessenen Wert liegen kann. Eine hieraus abgeleitete Korrekturfunktion, basierend auf der Euler-Zahl, ermöglichte eine deutliche Verbesserung der Simulationsergebnisse. Dadurch war es möglich, das dynamische Verhalten der räumlichen Temperaturverteilung im Regenerator mit einer Abweichung von weniger als 5 % abzubilden.

In stationären Versuchen wurde eine neue Nusselt-Korrelation für den inneren Wärmeübergang der Luft an die Behälterwand ermittelt. Weiterhin wurde das Abkühlverhalten des Regenerators über einen längeren Zeitraum von etwa einer Woche untersucht. Hierbei ergab sich, dass durch die Abkühlung an den Speicherenden Temperaturgradienten entstehen. Dies führt zur Ausbildung einer schwachen Konvektion. Durch einen Vergleich mit dem Simulationsmodell entspricht diese etwa der 150-fachen effektiven Wärmeleitfähigkeit des Besatzmaterials oder einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit von 1,5 mm/s. Damit wurde nachgewiesen, dass kürzere Stillstandszeiten des Regenerators von einigen Stunden nahezu keinen Einfluss auf das innere Temperaturprofil haben. Diese Ergebnisse können für die Simulation größerer Speichereinheiten verwendet werden.

Die Versuchsanlage wurde so aufgebaut, dass die im Besatzmaterial induzierten Druckverluste entlang des Strömungswegs gemessen und mit zuvor gewonnenen Teststandsversuchen verglichen werden können. Dabei stellte sich heraus, dass der Druckverlustbeiwert in der Pilotanlage aufgrund der ungenaueren Ausrichtung des Besatzmaterials etwa 50 % höher ausfällt. Dieser nicht zu vernachlässigende Einfluss zeigt sich auch in der starken Schwankung der Druckverlustbeiwerte von etwa 20 % um den Mittelwert entlang des Strömungswegs. Die in anderen Arbeiten für keramische Hochtemperaturbesatzmaterialien angenommene, reine Kanalströmung ist hier nicht gerechtfertigt, da damit nur 30 % des induzierten Druckverlusts erklärt werden können. Es zeigte sich, dass Grate an den Schnittkanten der Formsteine über einen experimentell zu ermittelnden Druckverlustbeiwert mitberücksichtigt werden müssen.

In der Simulationsumgebung SIMULINK wurden detaillierte dynamische Modelle des Regenerators und des Rippenrohrwärmeübertragers implementiert. Das zweidimensionale Modell des Wärmeübertragers erlaubt eine realistische Simulation des transienten Verhaltens, um auch größere Einheiten untersuchen zu können. Das eindimensionale Modell des Regenerators berücksichtigt neben unterschiedlichen Besatzmaterialien innerhalb eines Speichervolumens auch die thermische Trägheit der Isolierung sowie das eindimensionale Temperaturprofil innerhalb des Besatzmaterials. So können auch größere Wärmeleitstrukturen realistisch abgebildet werden. Weiterhin erlaubt das Modell, den Besatz in Zonen zu unterteilen, die individuell mit dem eintretenden Gasmassenstrom beaufschlagt oder umfahren

werden können. Somit lassen sich auch serielle Verschaltungen innerhalb eines Modells realisieren. Anhand von experimentellen Ergebnissen wurden die Modelle validiert.

Abschließend erfolgte die Simulation einiger zuvor ausgelegter Konfigurationen, um den Stromertrag mit den in den Auslegungsrechnungen ermittelten Ergebnissen zu vergleichen. Hierbei konnte gezeigt werden, dass eine direkte Substitution des 2-Tank-Flüssigsalzspeichers nur bei Konfigurationen mit größeren zulässigen Änderungen der Austrittstemperatur (ΔT_e) funktioniert. Für Konfigurationen mit geringem ΔT_e ist eine zusätzliche Regelung des Ölmassenstroms notwendig, um die Auslegungserträge zu erreichen. Bei halbiertem Strahlungsangebot führten höhere ΔT_e zu lediglich um 40 % verringerten Erträgen, während bei geringen ΔT_e der Ertrag um etwa 50 % sank.

Schlussendlich haben die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen gezeigt, dass das CellFlux-Konzept in der Lage ist, den Zweitank-Flüssigsalzspeicher als Stand der Technik abzulösen. Durch Steigerung der Temperaturspreizung und dem damit verbundenen Kostenreduktionspotential erscheint das CellFlux-Konzept für neuere Anwendungen wie Strom-Wärme-Strom-Speicher, adiabate Druckluftspeicher oder Kraft-Wärme-Kopplung besonders geeignet. Mit den erarbeiteten Grundlagen können in zukünftigen Arbeiten gezielter Auslegungsrechnungen durchgeführt werden. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit geschaffenen Simulationswerkzeuge können hierfür flexibel an zukünftigen Bedarf angepasst werden. Zuletzt können an der Versuchsanlage neue Fragestellungen untersucht werden.

Als nächste Schritte sollten abschließende wirtschaftliche Bewertungen durchgeführt werden. Mit Hilfe der Versuchsanlage könnten alternative ZWT wie Dampf oder CO_2 untersucht werden. Zudem wäre die Aufrüstung der Anlage zur Demonstration eines Strom-Wärme-Strom-Speichers möglich. In theoretischen Untersuchungen könnte das Systemverhalten durch den Entwurf von Regelungskonzepten weiter verbessert werden.

Anhang

A Verwendete Druckverlustkorrelationen und Wärmeübergangsbeziehungen

A.1 Dimensionslose Kenngrößen

Die folgenden Ausführungen setzen voraus, dass die verwendeten dimensionslosen Kennzahlen bekannt sind. Sofern nicht anders angegeben berechnet sich die Reynolds-Zahl mit dem hydraulischen Durchmesser d_{hyd} und der dort herrschenden Strömungsgeschwindigkeit des Fluides v_f , der Dichte ρ_f und der dynamischen Viskosität μ_f zu

$$Re = \frac{\rho_f d_{\text{hyd}} v_f}{\mu_f}. \quad (\text{A.1})$$

Die Prandtl-Zahl lautet mit der Wärmeleitfähigkeit λ_f des Fluides

$$Pr = \frac{\mu_f c_{p,f}}{\lambda_f}. \quad (\text{A.2})$$

Die für Wärmeübergangsbeziehungen häufig herangezogene Nusselt-Zahl wird wie folgt berechnet:

$$Nu = \frac{\alpha d_{\text{hyd}}}{\lambda_f}. \quad (\text{A.3})$$

Dabei ist der flächenbezogene Wärmeübergangskoeffizient α und die Wärmeleitfähigkeit des Fluides λ_f . Als Bezugslänge wird hier meist der hydraulische Durchmesser d_{hyd} verwendet.

A.2 Druckverluste

Die Druckverluste werden über einen Gesamt-Druckverlustbeiwert ζ_{ges} , der mit dem dynamischen Druck multipliziert wird, berechnet. Der Druckverlustbeiwert wird auf den engsten Querschnitt mit der Durchströmungsgeschwindigkeit v_f bezogen. Sind die Stoffdaten räumlich veränderlich, sind entsprechende Mittelwerte zu bilden.

$$\Delta p = \zeta_{\text{ges}} \frac{\rho_f}{2} v_f^2 \quad (\text{A.4})$$

Der Druckverlustbeiwert ist meist – wenn auch nur schwach – von der Re-Zahl abhängig. Der Gesamtdruckverlust ζ_{ges} setzt sich additiv aus verschiedenen Teil-Druckverlustbeiwerten zusammen.

Ein- und Austrittsverluste am Regenerator

Am Speichereintritt findet eine Kontraktion der Strömung statt. Im Gegensatz zu Schüttungen ist diese bei Formsteinen sehr scharf begrenzt und wird daher berücksichtigt. Kays und London [106] haben die zugehörigen Druckverlustbeiwerte korreliert. Abb. A.1 zeigt die aus dem Diagramm extrahierten Verläufe in Abhängigkeit des Kontraktionsverhältnisses. Dieses

entspricht für Formsteine der Porosität ε_{FS} . Die turbulenten Eintrittsverluste sind hier für $Re=2000$ eingetragen und werden mit einer Re -abhängigen Potenzfunktion multipliziert.

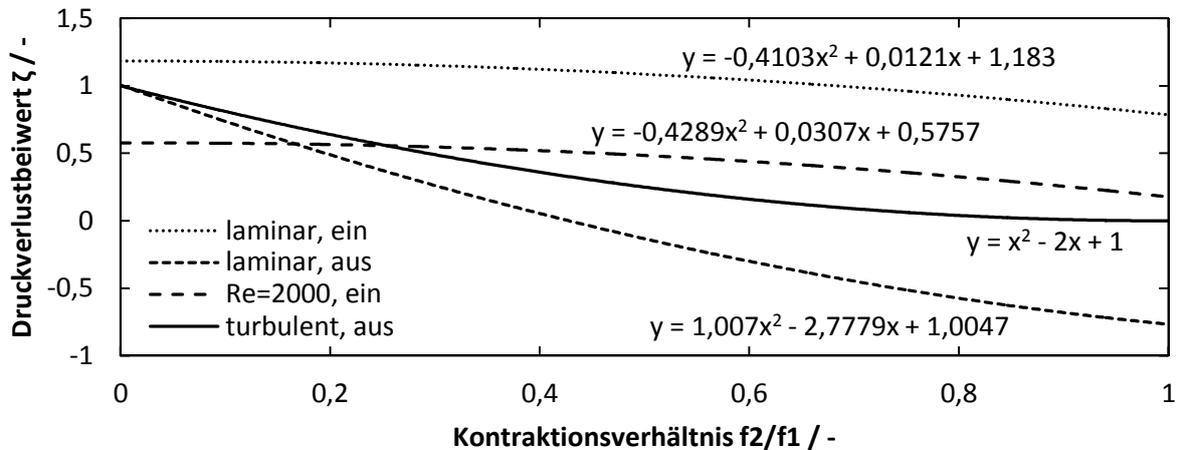


Abb. A.1: Druckverlustbeiwerte für Ein- und Austrittsverluste eines rechteckigen Kanals

Reibungsverluste im Inneren von Kanälen

Der durch Reibung verursachte Druckverlustbeiwert berechnet sich nach Darcy aus dem Reibungskoeffizienten ξ und dem Verhältnis aus Strömungslänge zu hydraulischem Durchmesser.

$$\zeta_{\text{Reib}} = \frac{L}{d_{\text{hyd}}} \xi \quad (\text{A.5})$$

Der Reibungskoeffizient für laminare Strömung lautet nach einer analytischen Herleitung von Poiseuille

$$\xi_{\text{lam}} = \frac{64}{Re}. \quad (\text{A.6})$$

Für turbulente Strömung existieren eine Vielzahl von Formeln zur Berechnung des Reibungskoeffizienten ξ_{turb} , meist in impliziter Form. Die ursprüngliche Fassung geht auf Colebrook zurück. Da hier die Oberflächenrauigkeit einen signifikanten Einfluss hat, diese jedoch nur ungefähr zu bestimmen ist, kann der turbulente Reibungskoeffizient auch aus Diagrammen abgelesen werden. Eine häufig zu findende Darstellung ist die nach Moody [107].

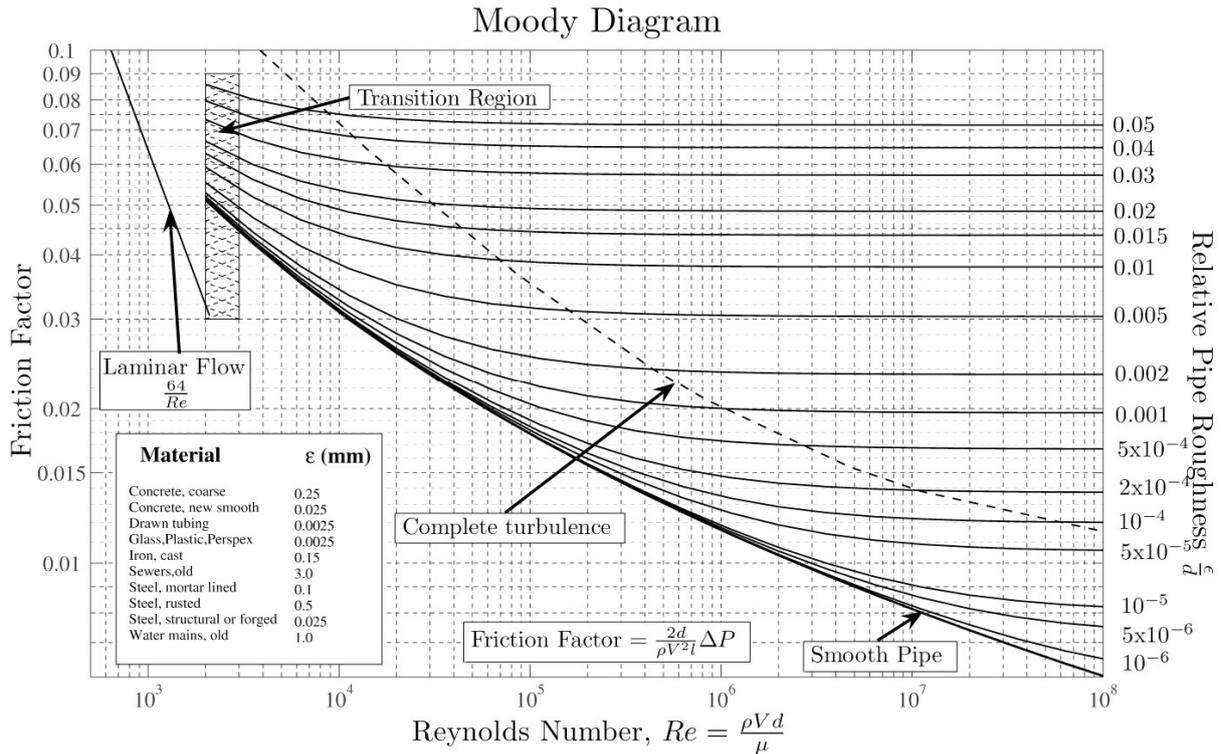


Abb. A.2: Turbulenter Reibungskoeffizient nach Moody [107] (Bildquelle: Wikimedia Commons)

Schüttung und Formsteine verwenden den gleichen Ansatz, wobei bei der Schüttung die Modellvorstellung zugrunde liegt, dass die Zwischenräume innendurchströmte Kapillare bilden. Es wird dabei ein geringfügig längerer Strömungsweg der Länge L' als der der Schüttung selbst (L) angenommen. Daneben existieren Modelle, welche als Ansatz die Umströmung eines Einzelpartikels verwenden, diese sind jedoch weniger gebräuchlich [108].

Die gebräuchlichste Korrelation für Schüttungen ist die nach Ergun [52]. Unter Berücksichtigung von Gleichung (3.39) und (A.6) lautet der Widerstandsbeiwert

$$\xi_{PB} = \frac{4}{3} \left(\frac{150}{Re_{part,PB}} + 1,75 \right). \quad (A.7)$$

Die auf dem Partikeldurchmesser basierte Reynolds-Zahl $Re_{part,PB}$ entspricht $3/2$ der auf dem hydraulischen Durchmesser basierenden Reynolds-Zahl. Damit ist der laminare Anteil des Verlustbeiwerts mit $133,3/Re$ nach Darcy geringfügig höher als bei der reinen Kanalströmung mit $64/Re$. Dies ist durch den längeren Strömungsweg L' begründet.

Die Reibungsverluste der Formsteine werden wie bei Rohren mit dem hydraulischen Durchmesser als Bezugsgröße berechnet.

Zusätzliche Druckverluste durch Grate und Stoßstellen

Die Formsteine weisen an den Stoßkanten Grate auf, die zu einem zusätzlichen Druckverlust führen. Diese ließen sich theoretisch als Strömung durch eine Blende betrachten, allerdings sind die Grate sehr unregelmäßig geformt. Zudem treten weitere Verluste durch unsaubere Stoßstellen auf. Daher werden die zusätzlichen Verluste ζ_{zus} anhand einer empirischen Korrelation berechnet, die aus den Vorversuchen am kleinen Teststand bestimmt wurden.

Druckverluste im Wärmeübertrager

Für die Berechnung der gaseitigen Druckverluste im Wärmeübertrager wird eine etwas abgewandelte Form der Druckverlustbeziehung herangezogen.

$$\Delta p = \frac{\dot{G}_g^2}{\rho_{g,\text{ein}}} \left[f_g n_r \rho_{g,\text{ein}} \left(\frac{1}{\rho_g} \right)_m + 2 \left(\frac{\rho_{g,\text{ein}}}{\rho_{g,\text{aus}}} - 1 \right) \right] \quad (\text{A.8})$$

Obige Gleichung wird für die Auslegungsrechnung herangezogen. Als Mittelwert der Dichte wird das harmonische Mittel $(\rho_g)_m$ aus Dichte am Ein- und Austritt gebildet.

$$\left(\frac{1}{\rho_g} \right)_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_{g,\text{ein}}} + \frac{1}{\rho_{g,\text{aus}}} \right) \quad (\text{A.9})$$

Im Detailmodell wird der Druckverlust an jedem Knoten berechnet, so ist $(\rho_g)_m \approx \rho_{g,\text{ein}} \approx \rho_{g,\text{aus}}$. In diesem Fall vereinfacht sich Gleichung stark und der Druckverlustbeiwert f_g wird $f_g = 2\zeta_g$. Für den Druckverlustbeiwert wird auf eine Korrelation von Robinson und Briggs [51] zurückgegriffen.

$$f_g = 18,93 \cdot Re_{0,g}^{-0,316} \left(\frac{X_t}{d_{r,a}} \right)^{-0,927} \left(\frac{X_t}{X_l} \right)^{0,515} \quad (\text{A.10})$$

Der Gültigkeitsbereich für die Korrelation lautet wie folgt:

Tabelle A.1: Gültigkeitsbereich für den gaseitigen Druckverlustbeiwert f_g

Größe	Min	Max
$Re_{0,g}$	2,0 E+3	5,0 E+4
$d_{r,a}$	18,64 mm	40,89 mm
h_{Ri}	10,5 mm	14,94 mm
p_{Ri}	1,85 mm	2,76 mm
s_{Ri}	0,4 mm	0,6 mm
X_t	42,85mm	114,3mm
X_l	42,85 mm	114,3 mm
n_r	4	-

Die Reynolds-Zahl $Re_{0,g}$ wird hier mit dem Rohraußendurchmesser $d_{r,a}$ und der Strömungsgeschwindigkeit des Gases $v_{0,g}$ im engsten Querschnitt gebildet. Eine umfangreiche Untersuchung weiterer Korrelationen findet sich in [84].

A.3 Wärmeübergang

Wärmeübergang in Schüttungen

Für die Berechnung des Wärmeübergangs in Schüttungen wird eine Korrelation nach Wakao et al verwendet [109].

$$Nu = 2 + 1.1 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re_{\text{part,PB}}^{0,6} \quad (\text{A.11})$$

Diese verwendet die auf dem Partikeldurchmesser basierende Reynolds-Zahl $Re_{\text{part,PB}}$. Die Autoren haben eine umfangreiche Literaturstudie durchgeführt und die veröffentlichten Korrelationen einer kritischen Untersuchung unterzogen. Ergebnis ist eine sehr einfach gehaltene Korrelation (Abb. A.3). Wie sich anhand der Grafik erkennen lässt, streuen die

Literaturwerte sehr stark. Daher ist diese den gesamten Reynolds-Zahlenbereich abdeckende Korrelation ausreichend.

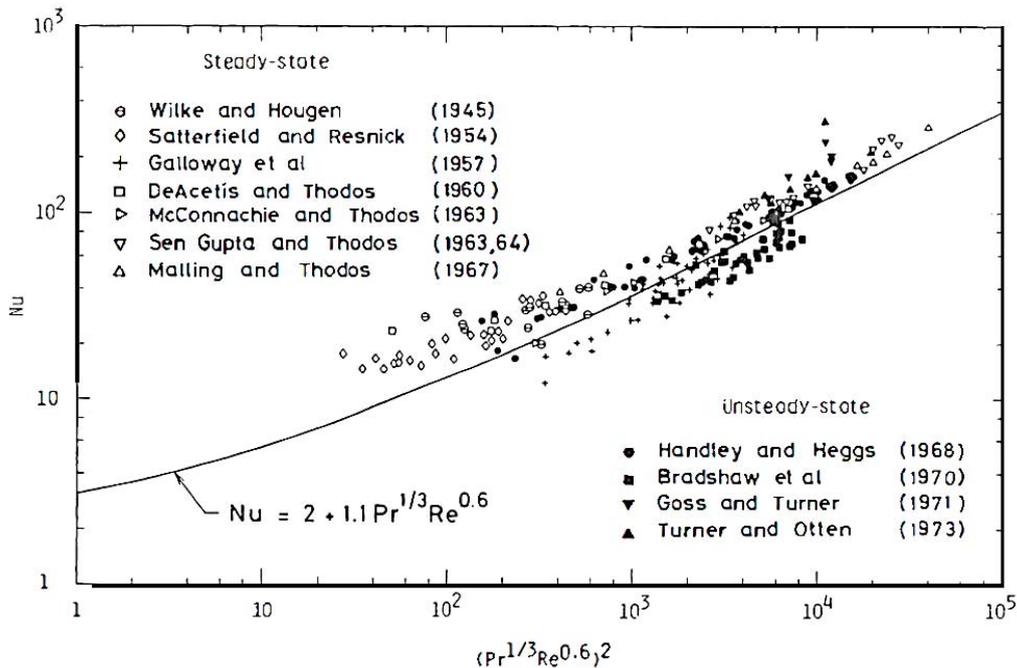


Abb. A.3: Nusselt Korrelation nach Wakao et al [109]

Wärmeübergang in Formsteinen und Rohren

Der Wärmeübergang in Formsteinen und Rohren wird mit einer Korrelation nach Gnielinski berechnet. Für Auslegungsrechnungen wird die mittlere Nusselt-Zahl Nu_m verwendet, im Detailmodell die lokale Nusselt-Zahl Nu_{lok} . Für den turbulenten Bereich werden die Nusselt Zahlen nach folgenden Gleichungen berechnet.

$$Nu_{turb,m} = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) Re_{hyd} Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_{hyd}}{l}\right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (A.12)$$

$$Nu_{turb,lok} = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) Re_{hyd} Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{d_{hyd}}{x}\right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (A.13)$$

$$\text{mit } \xi = (1.8 \log_{10} Re_{hyd} - 1.5)^{-2} \text{ und } Re_{hyd} > 10^4$$

Im laminaren Bereich wird die Nusselt-Zahl nach Shah und London [110] berechnet, die in ihrer jetzigen Form von Gnielinski korreliert wurde.

$$Nu_{lam} = (49,371 + (Nu_A - 0,7)^3 + Nu_B^3)^{\frac{1}{3}} \quad (A.14)$$

Dabei wird für die Koeffizienten Nu_A und Nu_B wieder zwischen mittleren und lokalen Werten unterschieden. Für die mittlere Nusselt-Zahl gilt

$$Nu_{A,m} = 1,615 \cdot \left(Re_{hyd} \cdot Pr \cdot \frac{d_{hyd}}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \text{ und } Nu_{B,m} = 0 \text{ mit } Re_{hyd} < 2300.$$

Für die lokale Nusselt-Zahl wird der hydrodynamische Einlauf Nu_B mitberücksichtigt:

$$Nu_{A,lok} = 1,077 * \left(Re_{hyd} \cdot Pr \cdot \frac{d_{hyd}}{x} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{und}$$

$$Nu_{B,lok} = 0,5 \cdot \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \sqrt{Re_{hyd} \cdot Pr \cdot \frac{d_{hyd}}{x}}$$

Für den Übergangsbereich wird nach einem Vorschlag von Gnielinski [111] die Nusselt Zahl linear interpoliert. Somit gilt für die Nusselt Zahl in Rohren Nu_r und Kanälen von Formsteinen Nu_{FS} allgemein

$$Nu_r = Nu_{FS} = \begin{cases} Nu_{lam} & \text{wenn } Re_{hyd} < 2300 \\ \gamma \cdot Nu_{lam} + (1 - \gamma) \cdot Nu_{turb} & \text{wenn } 2300 \leq Re_{hyd} \leq 10^4 \text{ (A.15)} \\ Nu_{turb} & \text{wenn } Re_{hyd} > 10^4 \end{cases}$$

$$\text{mit } \gamma = \frac{10^4 - Re_{hyd}}{10^4 - 2300}.$$

Damit ist die Funktion auch über den gesamten Re-Zahlenbereich stetig.

Wärmeübergang am Rippenrohr

Für den äußeren Wärmeübergang am Rippenrohr wird häufig eine Korrelation nach Briggs und Young [50] empfohlen, da diese einen sehr großen Datenbereich abdeckt. Diese geht auf frühere Arbeiten des Autors zurück.

$$Nu_{g,B\&Y} = 0,134 \cdot Re_{0,g}^{0,681} \cdot Pr_g^{1/3} \left(\frac{a_{Ri}}{h_{Ri}} \right)^{0,2} \left(\frac{a_{Ri}}{s_{Ri}} \right)^{0,1134} \quad \text{(A.16)}$$

Der Gültigkeitsbereich für die Nusseltkorrelation lautet wie folgt:

Tabelle A.2: Gültigkeitsbereich für die gassetige Nusselt-Zahl $Nu_{g,B\&Y}$ nach Briggs & Young

Größe	Min	Max
$Re_{0,g}$	1,1 E+3	1,8 E+4
$d_{r,a}$	13,49 mm	40,89 mm
h_{Ri}	4,31 mm	16,58 mm
p_{Ri}	1,82 mm	2,76 mm
s_{Ri}	0,33 mm	2,02 mm
X_t	27,43 mm	10,0 mm
X_l	23,76 mm	96,13 mm
n_r	4	-

Mit der gleichen Definition der Reynolds-Zahl $Re_{0,g}$ wie im Abschnitt A.2. Ein Vergleich einiger weiterer Korrelationen findet sich in Hoffmann [84]. Die Korrelation nach Briggs & Young berücksichtigt nur gleiche Längs- und Querteilung. Eine neuere Korrelation, die diesen Einfluss berücksichtigt und experimentelle Daten etwas genauer wiedergibt, ist die nach Mon [112]. Seine eigene Korrelation basiert auf einem Ansatz aus dem VDI Wärmeatlas und wurde anhand numerischer Berechnungen korreliert.

$$Nu_{g,Mon} = 0,284 \cdot Re_{0,g}^{0,6} \cdot Pr_g^{\frac{1}{3}} \left(\frac{A_g}{A_{g,pri}} \right)^{-0,15} \cdot F^{-0,075} \cdot \left(\frac{X_t}{X_d} \right)^{1,06} \quad (A.17)$$

$$\text{mit } X_d = \sqrt{X_t^2 + X_l^2} \text{ und } F = \left(\frac{A_g}{A_{0,g}} + 1 \right)^{-1}$$

Der Gültigkeitsbereich für die Nusseltkorrelation lautet wie in Tabelle A.3. Die Genauigkeit wird mit $\pm 20\%$ für 80% der experimentellen Daten angegeben.

Tabelle A.3: Gültigkeitsbereich für die gasseitige Nusselt-Zahl $Nu_{g,Mon}$ nach Mon

Größe	Min	Max
$Re_{0,g}$	5,0 E+3	7,0 E+4
$d_{r,a}$	13,59 mm	28,0 mm
h_{Ri}	3,0 mm	12,0 mm
p_{Ri}	1,2 mm	2,5 mm
s_{Ri}	0,3 mm	0,5 mm
X_t	28,31 mm	64,8 mm
X_l	31,18 mm	56,12 mm
n_r	4	-

Wirkungsgrade am Rippenrohr

Auf der Gasseite wird ein Oberflächenwirkungsgrad hinzugezogen, der den Gesamtwirkungsgrad von Rippe und primärer Oberfläche berücksichtigt. Dieser wird wie folgt berechnet.

$$\eta_{o,g} = 1 - \frac{A_f}{A_g} (1 - \eta_{Ri}) \quad (A.18)$$

Der Rippenwirkungsgrad η_{Ri} berechnet sich nach [76] zu

$$\eta_{Ri} = \begin{cases} a \cdot (m \cdot l_e)^{-b} & \text{wenn } \Phi > 0,6 + 2,257(r^*)^{-0,445} \\ \frac{\tanh \Phi}{\Phi} & \text{wenn } \Phi \leq 0,6 + 2,257(r^*)^{-0,445} \end{cases} \quad (A.19)$$

$$\text{mit } a = (r^*)^{-0,246}, \quad \Phi = m \cdot l_e (r^*)^n, \quad n = \exp(0,13 \cdot m \cdot l_e - 1,3863)$$

$$b = \begin{cases} 0,9107 + 0,0893 \cdot r^* & r^* \leq 2 \\ 0,9706 + 0,17125 \cdot h_{Ri} \cdot n \cdot r^* & r^* > 2 \end{cases}$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_g}{\lambda_g s_{Ri}}}, \quad l_e = h_{Ri} + \frac{s_{Ri}}{2}, \quad r^* = \frac{d_{r,a} + 2h_{Ri}}{d_{r,a}}$$

Wärmeübergang an die Umgebung

Die Berechnung des Wärmeübergangs an die Umgebung ist von vielen Einflussfaktoren abhängig (Wind, Sonneneinstrahlung, Regen). Bei sämtlichen in dieser Arbeit betrachteten Komponenten ist von einer Isolierschichtdicke von etwa 30 cm auszugehen, womit die treibenden Temperaturdifferenzen und damit der Einfluss des äußeren Wärmeübergangs gering ist. Daher wird vereinfachend ein konstanter Wert herangezogen, mit

$$\alpha_u = 10 \frac{W}{m^2 K} \quad (A.20)$$

Sind genauere Wetterdaten verfügbar, wird der Wärmeübergang als längsumströmte Platte bzw. Zylinder angenähert. Eine allgemeingültige Korrelation nach [113] lautet

$$Nu_u = Nu_{\min} + \sqrt{Nu_{\text{lam}}^2 + Nu_{\text{turb}}^2} \quad (\text{A.21})$$

$$\text{mit } Nu_{\text{lam}} = 0,664Re^{0,5}Pr^{1/3}$$

$$Nu_{\text{turb}} = \frac{0,037Re^{0,8}Pr}{1 + 2,443Re^{-0,1}(Pr^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{\min} = \begin{cases} 0 & \text{für Platten} \\ 0,3 & \text{für Zylinder} \end{cases}$$

Die Reynolds-Zahl wird mit den Bezugsgrößen Plattenlänge l bzw. beim Zylinder mit $\frac{\pi}{2}d$ gebildet.

B Verifizierung der Modelle

B.1 Verifizierung des Speichermodelle

Die zuvor beschriebenen numerischen Modelle zur Speicherauslegung werden anhand von analytischen Lösungen verifiziert. Die analytische Lösung wurde erstmals von Nusselt [8] hergeleitet. Unter der Annahme konstanter Stoffwerte lautet die Lösung für den zeitlichen und örtlichen Verlauf der Gastemperatur

$$T_g(\xi, \tau) = \int_0^\xi T_{s,0}^+(\xi) \cdot e^{-(\xi-\varepsilon+\tau)} \cdot J_0\left(2i\sqrt{(\xi-\varepsilon)\tau}\right) d\varepsilon \quad (\text{B.22})$$

und der Verlauf der mittleren Steintemperatur berechnet sich zu

$$T_s(\xi, \tau) = T_{s,0}^+(\xi) \cdot e^{-\tau} - \int_0^\xi T_{s,0}^+(\xi) \cdot e^{-(\xi-\varepsilon+\tau)} \sqrt{\frac{\tau}{\xi-\varepsilon}} \cdot iJ_1\left(2i\sqrt{(\xi-\varepsilon)\tau}\right) d\varepsilon \quad (\text{B.23})$$

Dabei sind J_0 und J_1 die Besselfunktionen erster Art und nullter bzw. erster Ordnung. $T_{s,0}^+(\xi)$ ist die räumliche Verteilung der anfänglichen Übertemperatur der Steinmasse gegenüber der eintretenden Gastemperatur. Dabei stellen die Variable ξ die dimensionslose Koordinate, τ die dimensionslose Zeit und ε eine Integrationsvariable dar. Die genauen Definitionen sind anders als die bisher für diese Variablen in der vorliegenden Arbeit verwendeten und können der Literatur entnommen werden.

Zum Vergleich soll eine Beispielaufgabe aus [13] herangezogen werden. Auf diese Weise kann auch die korrekte Lösung der analytischen Lösung sichergestellt werden. Ein Regenerator, gefüllt mit einem keramischen Speichermaterial, wird mit 80 °C heißer Luft beheizt. Der Regenerator hat eine anfängliche Temperatur von 10 °C. Die in Tabelle B.4 angegebenen Parameter gelten für den Regenerator. Dabei wird im Folgenden das Auslegungsmodell wegen der vereinfachenden Annahmen mit SM (*Simplified Model*) und das Detailmodell – wegen der Berücksichtigung der Wärmeleitfähigkeit im Innern – mit FC (*Finite Conductivity*) bezeichnet.

Tabelle B.4: Ein- und Ausgabeparameter des Verifizierungsmodells

Eingabeparameter		
Gesamtmasse Speichermaterial m_s	905	kg
Oberfläche A	5,8	m ²
Wärmekapazität Speichermaterial c_s	920	J/kgK
Wärmekapazität Luft $c_{p,L}$	1011	J/kgK
Massenstrom Luft \dot{m}_L	0,156	kg/s
Wärmeübergangskoeffizient α_L	54,39	W/m ² K
Zeitpunkt der Vergleichswerte $\tau = 5/10$	3,665 / 7,331	h
Knoten in Strömungsrichtung (SM)	500	-
Knoten in Strömungsrichtung (FC)	150	-
Knoten in Wärmeleitrichtung	50	-
Zeitschrittweite (SM)	1	s
Max. Zeitschrittweite (FC)	60	s
Ausgabeparameter		
Dimensionslose Länge Λ	2,0	-
Dimensionslose Zeit ξ	3,789e-4 τ	-

Für beide Modelle wurden konstante Stoffwerte implementiert. Weiterhin wurden die Berechnungsroutinen für den Wärmeübergangskoeffizient deaktiviert und durch o.g. konstanten Wert ersetzt. Im Detailmodell wurde darüber hinaus eine sehr hohe Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials festgelegt, um den Wärmeleitwiderstand außer Kraft zu setzen. Mit dem Detailmodell wurden die Kugel-, Kanal- und Platten-Konfiguration simuliert. Abb. B.4 zeigt den zeitlichen Verlauf der berechneten Austrittstemperaturen der Luft aus dem Regenerator und die Temperatur des Speichermaterials am Austritt aus dem Regenerator. Die Unterschiede lassen sich nur in der vergrößerten Ansicht ausmachen.

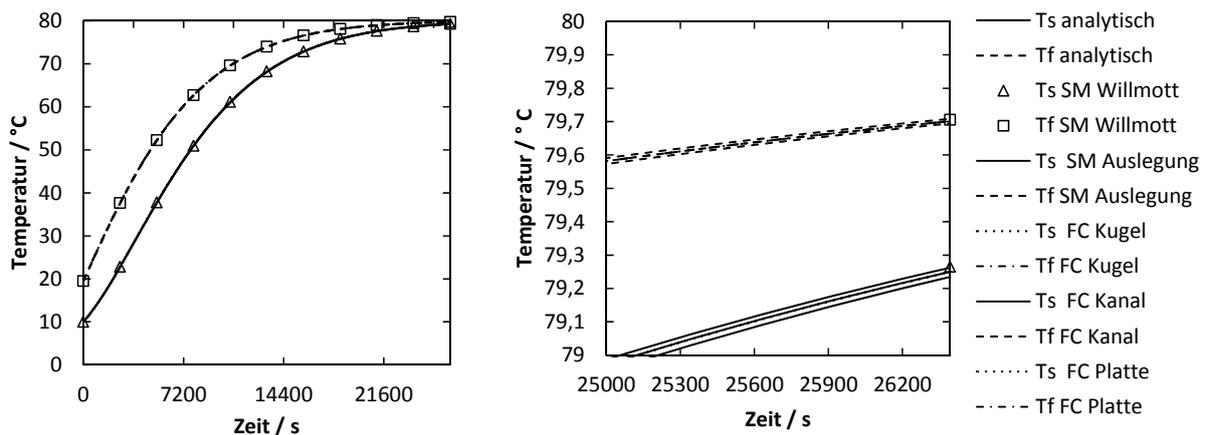


Abb. B.4: Zeitlicher Verlauf der berechneten Austrittstemperaturen der Luft und der mittleren Steintemperatur am Austritt des Regenerators

Um die Genauigkeit besser vergleichen zu können wurden die gespeicherten Energiemengen zu zwei Zeitpunkten berechnet und miteinander verglichen. Tabelle B.5 listet die Vergleichswerte auf. Wie aus den Werten zu erkennen ist, stimmen die Werte mit einer maximalen Abweichung von etwa 0,04 % mit den Ergebnissen der analytischen Lösung überein. Als weiteren Vergleichswert wurde im Detailmodell zusätzlich der übertragene Wärmestrom anhand der Energiebilanz des Luftmassenstroms berechnet und über die

Simulationszeit integriert. Die so berechnete kumulierte Energiemenge muss bei korrekter Berechnung mit der gespeicherten Energiemenge übereinstimmen. Die sich hier ergebenden Abweichungen liegen bei etwa 0,5 %.

Tabelle B.5: Vergleich der berechneten kumulierten Energiemengen mit den verschiedenen Modellen

	U (2,5)	Δ (%)	U (2,10)	Δ (%)	Q (2,5)	Δ (%)	Q (2,10)	Δ (%)
Analytisch	54,023	0	58,098	0				
Willmott	53,996	-0,050	58,095	-0,005				
Auslegung	54,027	+0,008	58,101	+0,006				
Kugel	53,972	-0,095	58,093	-0,009	53,733	-0,537	57,829	-0,464
Platte	54,006	-0,032	58,093	-0,009	53,767	-0,475	57,829	-0,464
Kanal	54,001	-0,041	58,093	-0,009	53,767	-0,474	57,834	-0,454

B.2 Netzstudie des Detailmodells

Zur Ermittlung einer ausreichenden Netzqualität werden weitere Beispielrechnungen aus [12] nachgerechnet, um jeweils das Kugelmodell, das Plattenmodell und das Kanalmodell zu verifizieren. Es werden die Anzahl der Knoten in Strömungsrichtung (n_{flowdir}) und die Anzahl der Knoten des Speichermaterials variiert ($n_{\text{perpflowdir}}$). Folgende Tabelle zeigt die Eingabeparameter für die Modelle für den Regenerator und die zugehörigen, konstanten Stoffdaten.

Tabelle B.6: Eingabeparameter des Detailmodells für die Netzstudie

	Kugel	Platte	Kanal		Kugel	Platte	Kanal	
d_{ref}	0,025	0,08	0,05	m	ρ_g	1,106	1095	1,106 kg/m ³
ε	0,37	0,1919	0,04	-	$c_{p,g}$	1007	1011	1007 J/kgK
H_{Reg}	0,4	1,188	-	m	λ_g	0,0278		W/mK
B_{Reg}	0,2	0,5	-	m	ρ_s	7801	3900	2100 kg/m ³
D_{Reg}	-	-	0,25	m	c_s	473	920	878 J/kgK
L_{Reg}	1,0	5,8	10	m	λ_s	43,0	2,1	1,17 W/mK
\dot{m}_g	0,065	1,872	0,01086	kg/s	α_g	70,3	50,23	23,4 W/m ² K
t_e	1740 s	3 h	20 h					

Mit den Literaturdaten werden zwei Größen verglichen. Zum einen ist dies die Änderung der inneren Energie des Besatzmaterials zwischen Beginn und Ende des Beladevorgangs. Zum anderen wird der Wärmestrom in das Besatzmaterial berechnet und über die Zeit integriert.

Für das Kugelmodell zeigt sich aufgrund des geringen Kugeldurchmessers und der hohen Wärmeleitfähigkeit nur ein sehr geringer Einfluss der Knotenanzahl des Besatzmaterials.

Tabelle B.7: Prozentuale Abweichung der berechneten Energiemengen im Vergleich zu den Literaturdaten beim Kugelmodell

n_flowdir/n_perpflowdir	6	9	12	18	24
15 EcumQ	2,42	2,42	2,42	2,42	2,42
EcumU	2,62	2,62	2,62	2,62	2,62
30 EcumQ	1,15	1,15	1,16	1,16	1,16
EcumU	1,33	1,32	1,32	1,32	1,32
60 EcumQ	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
EcumU	1,00	0,99	0,99	0,99	0,99
100 EcumQ	0,49	0,49	0,50	0,50	0,50
EcumU	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66
200 EcumQ	0,24	0,24	0,22	0,25	0,25
EcumU	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39

Beim Plattenmodell ist der Referenzdurchmesser, die Plattendicke, ebenfalls noch relativ gering. Aufgrund der geringeren Wärmeleitfähigkeit ist hierbei jedoch bereits ein Einfluss der Knotenzahl erkennbar.

Tabelle B.8: Prozentuale Abweichung der berechneten Energiemengen im Vergleich zu den Literaturdaten beim Plattenmodell

n_flowdir/n_perpflowdir	6	9	12	18	24
15 EcumQ	-0,44	-0,38	-0,32	-0,25	-0,30
EcumU	0,66	0,77	0,79	0,80	0,80
30 EcumQ	-0,99	-0,89	-0,87	-0,84	-0,92
EcumU	0,10	0,21	0,23	0,24	0,25
60 EcumQ	-1,10	-1,12	-1,13	-1,12	-0,99
EcumU	-0,04	0,07	0,09	0,10	0,11
100 EcumQ	-1,41	-1,24	-1,28	-1,27	-1,11
EcumU	-0,18	-0,07	-0,05	-0,04	-0,03
200 EcumQ	-1,53	-1,42	-1,27	-1,21	-1,38
EcumU	-0,29	-0,18	-0,16	-0,15	-0,15

Bei der Vergleichsrechnung für das Hohlzylindermodell handelt es sich um einen zylindrischen Betonkörper von 10 m Länge, der im Inneren mit Luft durchströmt wird. Die Außenseite wird als adiabatisch betrachtet. Hierbei zeigt sich aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Betons und der langen Wärmeleitwege ein sehr starker Einfluss der Knotenzahl. Erst ab 18 Knoten sind die Abweichungen von den Literaturdaten als zufriedenstellend anzusehen.

Tabelle B.9: Prozentuale Abweichung der berechneten Energiemengen im Vergleich zu den Literaturdaten beim Hohlzylindermodell

n_flowdir/n_perpflowdir	6	9	12	18	24	48
15 Qdt	-19,64	-3,63	-0,85	0,55	0,93	0,27
ΔU	33,70	7,92	4,13	2,30	1,81	1,41
30 Qdt	-20,99	-4,72	-1,89	-0,47	-0,08	0,24
ΔU	32,96	6,95	3,14	0,44	0,81	0,41
40 Qdt	-21,33	-5,00	-2,16	-0,72	-0,33	-0,02
ΔU	32,77	6,70	2,89	1,05	0,55	0,15
60 Qdt	-21,67	-5,28	-2,43	-0,98	-0,59	-0,28
ΔU	32,58	6,45	2,63	0,79	0,30	-0,10
100 Qdt	-21,95	-5,51	-2,64	-1,20	-0,83	-0,48
ΔU	32,43	6,25	2,43	0,58	0,09	-0,31

B.3 Vergleich der Modelle

Da für die Auslegungsmodelle nicht vorgesehen ist, experimentelle Daten als Eingangsgrößen zu verwenden, erfolgt ein Vergleich mit den validierten Detailmodellen. Hieraus lässt sich auch ein Vergleich der Modellannahmen ziehen.

Abb. B.5 zeigt den Vergleich zwischen den Regeneratormodellen für eine Basalt-Schüttung und Abb. B.6 für Klinker-Formsteine. Der Regenerator hat die äußeren Abmessungen der Pilotanlage. Die Anzahl der Knoten in Strömungsrichtung wird auf 50 festgelegt, das Besatzmaterial wird mit 20 Knoten diskretisiert. Der Regenerator hat eine anfängliche Temperatur von 280 °C und wird mit 380 °C heißem Gas durchströmt, bis die Austrittstemperatur um 80 Kelvin auf 360 °C angestiegen ist. Im Vergleich stimmen die Kurvenverläufe für die Schüttung sehr gut überein. Da die Modelle bei der Verifizierungssimulation nahezu perfekt übereinstimmen und beiden Modellen die gleichen Wärmeübergangsbeziehungen zugrunde liegen, müssen die Unterschiede aus der unterschiedlichen Modellierung des Wärmeeintrags in das Besatzmaterial herrühren.

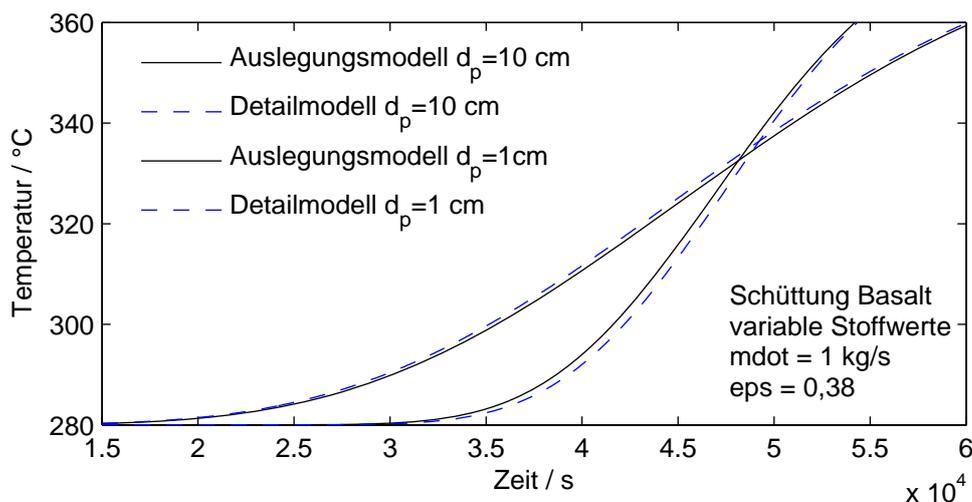


Abb. B.5: Vergleich von Auslegungs- und Detailmodell für eine Basaltschüttung

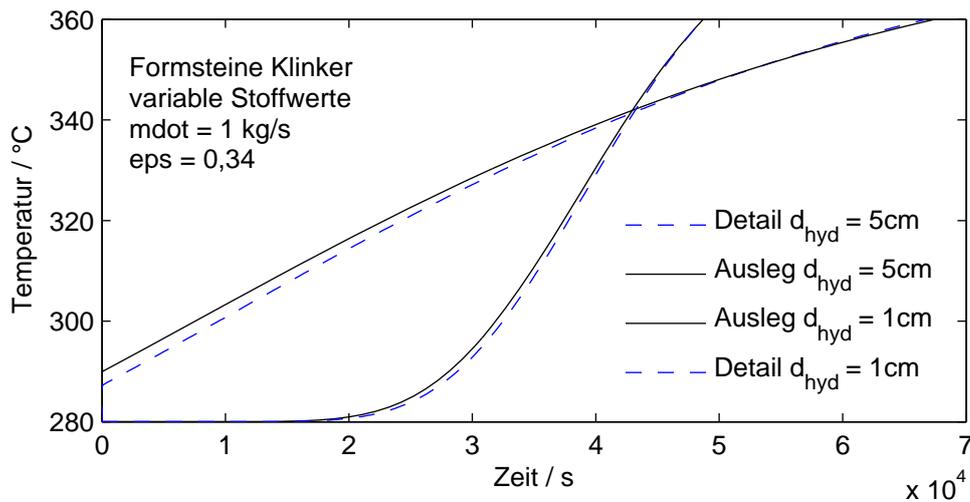


Abb. B.6: Vergleich von Auslegungs- und Detailmodell für Formsteine

In Anbetracht der geringen Unterschiede wäre für die Weiterentwicklung der Detailmodelle eine Vereinfachung des Regeneratormodells möglich. Damit könnten die Simulationszeiten signifikant beschleunigt werden, da die das Speichermaterial diskretisierenden Knoten wegfallen würden.

B.4 Einfluss der Stoffwerte

In der Literatur werden häufig nur konstante Stoffwerte für Gesteine angegeben. Insbesondere die Wärmekapazität ist jedoch deutlich temperaturabhängig. Im Folgenden werden gemittelte Stoffwerte mit variablen Stoffwerten verglichen. Eine Voruntersuchung, bei der die Geometrie des Speicherinventars, Querschnittsfläche des Regenerators sowie Temperaturänderung variiert wurden, hat gezeigt, dass die letzten beiden Größen den signifikantesten Einfluss haben. Hohe Temperaturänderung und geringer Querschnitt führen zu den größten Abweichungen zwischen den zeitlichen Verläufen der Austrittstemperatur, wenn variable oder konstante Stoffwerte verwendet werden. Zur Veranschaulichung wird ein Regenerator, der den äußeren Abmessungen der Pilotanlage entspricht, herangezogen. Die Anzahl der Knoten wird auf 60 festgelegt. Der Regenerator hat eine anfängliche Temperatur von 280 °C und wird mit 380 °C heißem Gas durchströmt, bis die Austrittstemperatur um 80 Kelvin auf 360 °C angestiegen ist.

Zunächst werden räumlich und zeitlich entweder konstante oder veränderliche Stoffwerte miteinander verglichen. Die konstanten Stoffwerte werden bei der Temperatur im Bereichsmittel sowie bei der minimalen und bei der maximalen Temperatur berechnet. Das Ergebnis zeigt Abb. B.7. Bei geeigneter Mittelung sind die Unterschiede zu den variablen Stoffwerten kaum noch wahrnehmbar. Weichen die Mittelwerte jedoch stärker (hier bei 280 °C bzw. 380 °C) von der tatsächlichen mittleren Temperatur ab, ergeben sich sichtbare Unterschiede. So können Unterschiede von einigen Prozentpunkten entstehen.

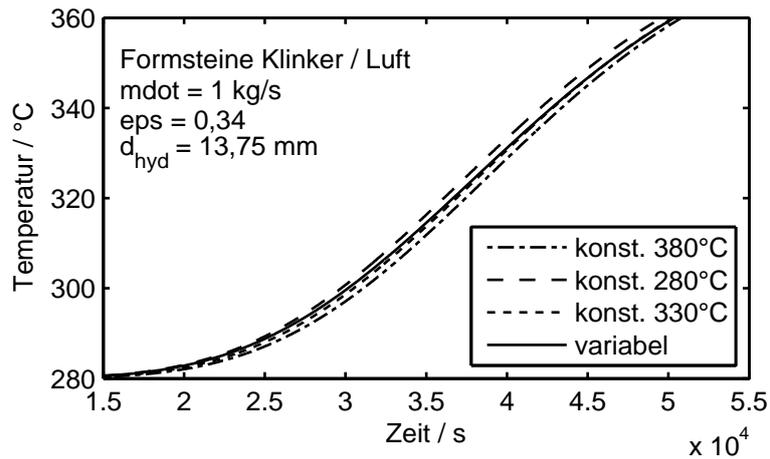


Abb. B.7: Einfluss mittlerer Stoffwerte auf den Verlauf der Austrittstemperatur für das System Klinker/Luft

Der Effekt ungünstig gewählter Mittelwerte kann unter bestimmten Voraussetzungen abgemildert sein. Wenn die Wärmekapazität des Gases und des Feststoffs in ungefähr gleichem Maße mit der Temperatur zunehmen, so ist auch deren Einfluss auf die dimensionslosen Kennzahlen Π und Λ ähnlich. Wenn mit der Temperatur auch der Wärmeübergang in gleichem Maße steigt, bleiben die dimensionslosen Kennzahlen konstant und damit auch das Verhalten des Regenerators. Dies führt zu der falschen Annahme, dass der Einfluss der Stoffwerte vernachlässigbar ist. Ein besonders ausgeprägtes Verhalten zeigt z.B. das System CO_2 / Klinker. Wie Abb. B.8 zeigt, ist der Unterschied zwischen variablen Stoffwerten und konstanten Stoffwerten bei 380°C im Gegensatz zum System Klinker / Luft kaum sichtbar, obwohl CO_2 im betrachteten Bereich eine ausgeprägtere Temperaturabhängigkeit als Luft aufweist. Wird allerdings nur für den Klinker ein konstanter Stoffwert angenommen, zeigt sich sofort eine deutliche Abweichung, die bereits einen zweistelligen Prozentwert erreicht.

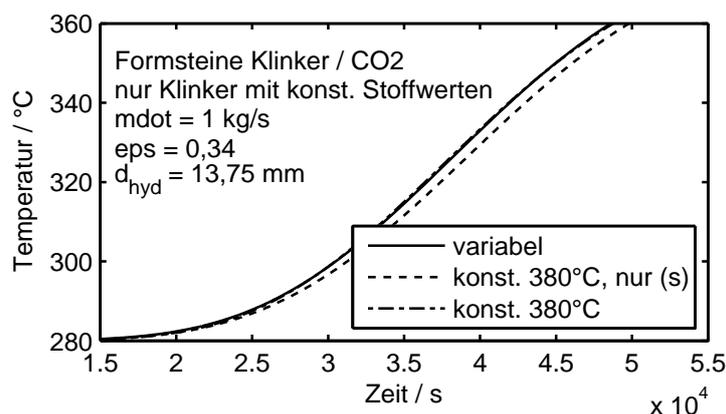


Abb. B.8: Einfluss mittlerer Stoffwerte auf den Verlauf der Austrittstemperatur für das System Klinker/ CO_2

Die beiden vorhergegangenen Beispiele zeigen, dass nur geringe Unterschiede zwischen variablen und gemittelten Stoffwerten auftreten. Um zu überprüfen, ob dies auch uneingeschränkt für einen großen Parameterbereich gilt, wird für die Schüttung eine Parametervariation durchgeführt. Es werden der Anteil der zurückgewonnenen Energie sowie die Gesamtmasse berechnet. Abb. B.9 stellt die Histogramme der absoluten prozentualen Abweichungen zwischen den Berechnungsmethoden mit konstanten bzw. variablen Stoffwerten dar. Die berechnete Gesamtmasse der Regeneratoren unterscheidet sich im Mittel zu etwa 0,4 %. Sie überschreitet zu keiner Zeit das Maximum von 0,7 %. Deutlich geringer ist

der Unterschied bei der zu erwartenden Energierückgewinnung, da hier der zeitliche Verlauf der Austrittstemperatur ausschlaggebend ist. Dessen Dauer sowie die Anfangs- und Endwerte sind hier stets gleich, der exakte Kurvenverlauf unterscheidet sich lediglich geringfügig. Die Unterschiede beeinflussen die Energieausbeute jedoch nur sehr wenig.

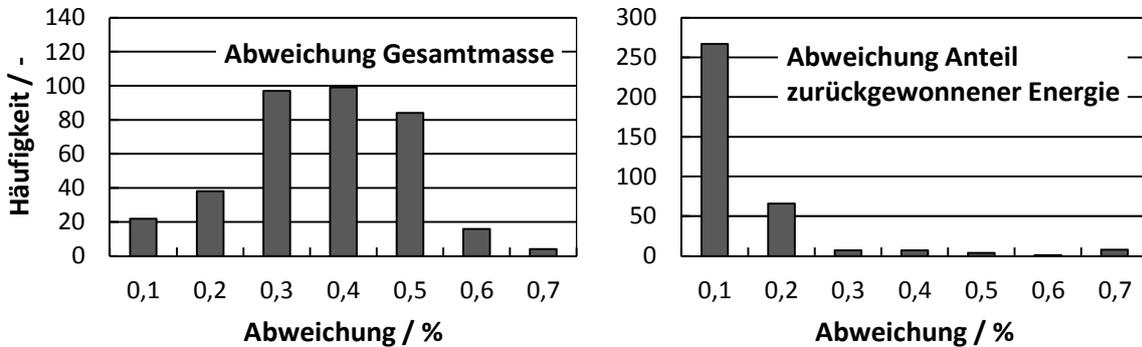


Abb. B.9: Häufigkeitsverteilung der absoluten Abweichung zwischen den Berechnungsmethoden mit variablen und konstanten Stoffwerten.

Für die Auslegungsrechnungen können die Stoffwerte als konstant angenommen werden. Es sollten jedoch unbedingt temperaturabhängige Stoffwerte herangezogen und bei den tatsächlichen Mitteltemperaturen berechnet werden. Die Annahme von völlig temperaturunabhängigen Stoffwerten führt zu deutlich sichtbaren Abweichungen im zweistelligen Prozentbereich.

C Ergebnisse der Auslegung des Wärmeübertragers

C.1 Rohrdurchmesservariation

In folgenden Tabellen werden die Ergebnisse der Wärmeübertragerauslegung detailliert zusammengefasst. Tabelle C.10 und Tabelle C.11 enthalten die Ergebnisse unter Berücksichtigung der Rohrdurchmesservariationen. In Tabelle C.12 sind schließlich die Ergebnisse basieren auf den zuvor festgelegten optimalen Rohrdurchmessern enthalten.

Tabelle C.10: Ergebnisse der Rohrdurchmesservariationen – Teil 1

P_{el}	$d_{r,i}$	η	h_f	n_{rpr}	n_r	dp_g	dp_f	m_r	m_{Ri}	L_y	L_x	n_t
MW	mm	%	mm	-	-	Pa	bar	t	t	m	m	-
VP1 / Luft - 10K ΔT_{log}												
0,5	16	90,9	7,5	176	16	133,3	1,46	37,7	32,3	0,55	6,64	2816
1	16	91,3	7,0	136	19	271,5	2,76	34,6	27,1	0,63	5,00	2584
2	16	91,4	7,0	100	22	536,8	5,60	29,4	23,1	0,73	3,69	2200
4	16	91,0	6,0	78	24	1117,2	9,73	25,4	16,5	0,76	2,73	1900
0,5	20	91,0	8,0	155	16	156,2	0,65	40,6	35,3	0,63	6,63	2480
1	20	91,4	7,5	120	19	315,7	1,23	37,3	29,9	0,72	5,02	2280
2	20	91,0	7,0	89	21	643,4	2,33	30,6	22,5	0,77	3,65	1869
4	20	91,1	6,0	72	24	1299,4	3,91	28,3	17,3	0,83	2,81	1728
0,5	24	91,1	8,5	144	16	166,9	0,32	44,6	39,7	0,70	6,89	2304
1	24	91,0	8,0	108	18	336,7	0,60	37,6	31,1	0,77	5,07	1944
2	24	91,2	8,0	80	21	661,5	1,22	32,5	26,9	0,89	3,77	1680
4	24	91,1	7,5	60	24	1357,6	2,35	27,9	21,3	0,99	2,78	1440
0,5	28	91,2	9,0	138	16	169,3	0,17	49,3	45,3	0,77	7,30	2208
1	28	91,0	9,0	99	18	339,6	0,35	39,8	36,5	0,86	5,25	1782
2	28	90,9	8,0	77	20	687,0	0,61	34,4	27,4	0,92	3,94	1540
4	28	91,0	7,5	59	23	1367,5	1,13	30,3	22,3	1,03	2,97	1357
Hitec / Luft - 10K ΔT_{log}												
0,5	16	91,2	7,5	182	17	132,2	2,32	41,4	35,5	0,58	6,86	3094
1	16	90,9	7,0	136	19	269,1	4,34	34,6	27,1	0,63	5,00	2584
2	16	91,0	7,0	100	22	532,1	8,66	29,4	23,1	0,73	3,69	2200
4	16	91,0	6,0	79	25	1125,1	15,11	26,8	17,3	0,79	2,76	2000
0,5	20	91,1	8,0	159	17	157,1	1,04	44,2	38,4	0,66	6,80	2703
1	20	90,9	7,5	119	19	317,5	1,94	37,0	29,7	0,72	4,98	2261
2	20	91,1	7,0	91	22	642,4	3,61	32,8	24,1	0,81	3,73	2002
4	20	91,0	6,5	69	25	1300,6	6,70	28,2	19,0	0,89	2,77	1725
0,5	24	91,2	8,5	148	17	167,4	0,50	48,7	43,4	0,74	7,08	2516
1	24	91,1	8,0	111	19	335,6	0,94	40,8	33,7	0,81	5,21	2109
2	24	91,2	8,0	81	22	671,8	1,90	34,5	28,5	0,93	3,81	1782
4	24	91,1	7,5	61	25	1361,3	3,57	29,5	22,6	1,02	2,82	1525
0,5	28	91,2	9,0	140	17	173,7	0,27	53,2	48,8	0,82	7,40	2380
1	28	91,2	8,0	110	19	347,7	0,46	46,7	37,2	0,87	5,61	2090
2	28	90,9	8,0	79	21	683,3	0,92	37,1	29,5	0,96	4,04	1659
4	28	91,0	7,5	60	24	1373,0	1,72	32,2	23,7	1,07	3,02	1440
VP1 / Luft - 15K ΔT_{log}												
0,5	16	86,9	7,0	156	12	134,6	2,16	25,0	19,7	0,41	5,73	1872
1	16	87,2	6,5	119	14	277,0	4,06	22,3	15,9	0,46	4,26	1666
2	16	87,1	6,0	90	16	570,0	7,60	19,3	12,5	0,51	3,14	1440
4	16	87,5	5,5	70	19	1167,7	14,09	17,8	10,4	0,58	2,38	1330
0,5	20	86,9	8,0	131	12	156,4	1,04	25,7	22,4	0,48	5,61	1572
1	20	87,2	7,5	100	14	318,2	1,95	22,9	18,4	0,54	4,19	1400
2	20	87,3	6,5	79	16	661,6	3,38	20,7	13,9	0,58	3,16	1264
4	20	87,0	6,0	60	18	1329,5	6,20	17,7	10,8	0,63	2,35	1080
0,5	24	87,0	8,5	121	12	168,9	0,51	28,1	25,0	0,53	5,80	1452
1	24	87,3	8,0	92	14	344,4	0,97	24,9	20,6	0,60	4,32	1288
2	24	87,4	7,5	70	16	689,8	1,80	21,7	16,6	0,67	3,23	1120
4	24	86,9	5,5	61	17	1401,1	2,42	20,1	10,6	0,65	2,57	1037
0,5	28	87,2	8,5	121	12	172,1	0,25	32,4	27,8	0,58	6,28	1452
1	28	86,7	7,5	93	13	350,0	0,43	27,0	19,9	0,60	4,65	1209
2	28	86,9	7,5	68	15	694,6	0,87	22,8	16,8	0,69	3,42	1020
4	28	87,4	5,5	62	17	1394,1	1,14	23,5	12,1	0,71	2,87	1054

Tabelle C.11: Ergebnisse der Rohrdurchmesservariationen – Teil 2

P_{el}	$d_{r,i}$	η	h_f	n_{rpr}	n_r	dp_g	dp_f	m_r	m_{Ri}	L_y	L_x	n_t
MW	mm	%	mm	-	-	Pa	bar	t	t	m	m	-
Hitec / Luft - 20K ΔT_{log}												
0,5	16	83,9	7,0	136	10	142,6	2,30	18,2	14,3	0,35	5,00	1360
1	16	83,2	7,0	99	11	272,5	4,44	14,6	11,4	0,38	3,65	1089
2	16	83,7	6,0	79	13	580,9	7,81	13,7	8,9	0,42	2,76	1027
4	16	82,7	5,5	60	14	1125,0	13,72	11,2	6,5	0,44	2,04	840
0,5	20	82,5	7,5	119	9	151,7	0,93	17,5	14,1	0,36	4,98	1071
1	20	83,4	7,0	90	11	329,6	1,85	16,2	11,9	0,42	3,69	990
2	20	82,7	6,5	68	12	644,5	3,33	13,3	9,0	0,44	2,73	816
4	20	82,9	6,5	50	14	1276,4	6,72	11,5	7,7	0,51	2,01	700
0,5	24	82,6	8,0	110	9	162,9	0,46	19,2	15,8	0,40	5,16	990
1	24	83,5	8,0	80	11	345,3	0,98	17,0	14,1	0,48	3,77	880
2	24	82,8	7,5	60	12	676,4	1,78	13,9	10,7	0,51	2,78	720
4	24	83,4	6,0	50	14	1452,6	2,86	13,5	7,9	0,55	2,17	700
0,5	28	82,6	9,0	100	9	166,5	0,26	20,1	18,5	0,45	5,30	900
1	28	83,9	8,0	80	11	352,1	0,48	19,7	15,6	0,52	4,09	880
2	28	83,2	7,0	60	12	758,2	0,87	16,1	10,9	0,55	2,96	720
4	28	83,0	6,0	50	13	1381,3	1,29	14,5	8,2	0,56	2,37	650
VP1 / Wasserdampf - 15K ΔT_{log}												
0,5	16	87,1	6,5	124	16	122,2	2,67	26,5	16,5	0,52	4,44	1984
1	16	86,8	6,0	94	18	247,0	4,97	22,6	12,8	0,57	3,28	1692
2	16	87,0	6,0	69	21	492,2	10,19	19,4	10,9	0,66	2,42	1449
4	16	86,8	5,5	52	24	1025,3	19,53	16,7	8,5	0,73	1,78	1248
0,5	20	86,9	7,5	97	16	158,7	1,48	25,4	17,7	0,61	4,07	1552
1	20	87,2	7,0	73	19	338,4	2,95	22,7	14,5	0,70	3,00	1387
2	20	86,9	6,5	56	21	653,0	5,28	19,2	11,3	0,75	2,25	1176
4	20	86,8	6,0	43	24	1306,1	9,78	16,9	9,0	0,83	1,69	1032
0,5	24	86,9	8,0	86	16	183,1	0,79	26,6	19,1	0,68	4,05	1376
1	24	86,7	7,5	65	18	365,4	1,48	22,6	15,0	0,75	3,00	1170
2	24	86,9	7,0	49	21	762,0	2,89	19,9	12,2	0,85	2,23	1029
4	24	87,0	6,5	38	24	1487,9	5,26	17,6	9,9	0,94	1,70	912
0,5	28	87,0	8,5	79	16	198,9	0,45	28,2	21,0	0,76	4,12	1264
1	28	86,9	8,0	60	18	391,9	0,84	24,1	16,7	0,83	3,08	1080
2	28	87,1	7,5	45	21	820,0	1,66	21,1	13,5	0,94	2,28	945
4	28	87,2	7,0	35	24	1583,4	3,00	18,8	11,1	1,05	1,75	840
Hitec / Luft - 10K ΔT_{log} Temperaturänderung von 538 °C auf 290 °C												
0,5	16	96,1	7,0	79	40	322,4	4,71	42,3	33,2	1,30	2,92	3160
1	16	96,0	6,5	59	45	662,2	8,87	35,5	25,4	1,41	2,13	2655
2	16	96,0	7,5	40	52	1238,4	20,51	27,8	23,8	1,72	1,54	2080
4	16	96,0	7,0	30	60	2556,1	39,49	24,1	18,9	1,93	1,13	1800
0,5	20	96,1	7,5	70	40	371,7	2,06	45,8	36,8	1,47	2,95	2800
1	20	96,0	7,5	50	45	747,8	4,20	36,8	29,5	1,65	2,12	2250
2	20	96,0	6,5	40	51	1502,7	7,06	33,4	22,5	1,78	1,62	2040
4	20	95,9	6,0	30	57	3046,3	13,15	28,0	17,1	1,93	1,19	1710
0,5	24	96,1	9,0	60	40	386,8	1,16	46,5	44,4	1,72	2,96	2400
1	24	96,0	7,0	50	44	820,0	1,75	42,6	29,9	1,73	2,27	2200
2	24	96,1	6,5	39	50	1575,4	3,09	37,7	24,3	1,92	1,74	1950
4	24	96,1	6,0	30	57	3121,3	5,60	33,1	19,4	2,13	1,32	1710
0,5	28	96,0	9,0	59	39	395,5	0,57	51,4	47,2	1,82	3,15	2301
1	28	96,0	10,0	39	45	803,0	1,37	39,2	41,0	2,17	2,18	1755
2	28	96,0	9,0	31	51	1560,0	2,33	35,3	32,4	2,36	1,68	1581
4	28	95,9	6,0	29	54	3205,5	2,74	35,0	19,8	2,21	1,40	1566

C.2 Einfluss der logarithmischen Temperaturdifferenz

Tabelle C.12: Gesamtübersicht der Wärmeübertragerauslegung

	$d_{r,i}$	dp_g	dp_f	n_t	n_{rpr}	n_r	X_l	L_x	L_y	m_r	m_{Ri}	m_{Per}	m_{ges}	m_f
	mm	Pa	bar	-	-	-	mm	m	m	t	t	t	t	t
01:VPIL-H390-L290-LTD10-P0.5	24	168,10	0,39	2484	138	18	42,00	6,74	0,80	48,07	39,96	1,20	89,24	18,23
02:VPIL-H390-L290-LTD10-P1.0	24	325,50	0,71	2100	105	20	41,00	5,04	0,86	40,64	31,48	0,97	73,09	15,40
03:VPIL-H390-L290-LTD10-P2.0	24	675,69	1,33	1840	80	23	39,60	3,73	0,96	35,60	24,82	0,80	61,23	13,48
04:VPIL-H390-L290-LTD10-P4.0	24	1.326,11	2,55	1560	60	26	39,00	2,78	1,06	30,18	20,07	0,67	50,92	11,43
05:VPIL-H390-L290-LTD15-P0.5	24	165,15	0,35	1573	121	13	41,00	5,80	0,58	30,44	23,58	0,73	54,75	11,53
06:VPIL-H390-L290-LTD15-P1.0	24	333,46	0,66	1380	92	15	40,00	4,32	0,64	26,70	19,20	0,62	46,52	10,11
07:VPIL-H390-L290-LTD15-P2.0	24	662,96	1,23	1190	70	17	39,00	3,23	0,71	23,02	15,31	0,51	38,84	8,72
08:VPIL-H390-L290-LTD15-P4.0	24	1.315,70	2,29	1007	53	19	38,00	2,40	0,77	19,48	11,92	0,41	31,81	7,37
09:VPIL-H390-L290-LTD20-P0.5	24	159,97	0,34	1060	106	10	41,00	5,08	0,45	20,51	15,89	0,50	36,89	7,77
10:VPIL-H390-L290-LTD20-P1.0	24	339,65	0,69	960	80	12	40,00	3,77	0,52	18,57	13,36	0,43	32,36	7,03
11:VPIL-H390-L290-LTD20-P2.0	24	691,35	1,31	854	61	14	39,00	2,82	0,59	16,52	10,99	0,37	27,87	6,25
12:VPIL-H390-L290-LTD20-P4.0	24	1.410,23	2,50	736	46	16	38,00	2,09	0,66	14,24	8,71	0,30	23,25	5,39
13:VPID-H390-L290-LTD10-P0.5	24	178,19	0,77	2163	103	21	40,00	4,84	0,89	41,85	30,10	0,96	72,91	15,85
14:VPID-H390-L290-LTD10-P1.0	24	360,53	1,45	1872	78	24	39,00	3,59	0,99	36,22	24,08	0,79	61,09	13,71
15:VPID-H390-L290-LTD10-P2.0	24	748,73	2,82	1652	59	28	38,00	2,67	1,12	31,96	19,55	0,67	52,19	12,10
16:VPID-H390-L290-LTD10-P4.0	24	1.507,50	5,29	1440	45	32	37,00	2,00	1,24	27,86	15,60	0,56	44,02	10,54
17:VPID-H390-L290-LTD15-P0.5	24	183,10	0,79	1376	86	16	40,00	4,05	0,68	26,62	19,15	0,61	46,38	10,08
18:VPID-H390-L290-LTD15-P1.0	24	365,45	1,48	1170	65	18	39,00	3,00	0,75	22,64	15,05	0,50	38,19	8,57
19:VPID-H390-L290-LTD15-P2.0	24	762,01	2,89	1029	49	21	38,00	2,23	0,85	19,91	12,18	0,42	32,51	7,53
20:VPID-H390-L290-LTD15-P4.0	24	1.487,88	5,26	912	38	24	37,00	1,70	0,94	17,64	9,88	0,36	27,88	6,67
21:VPID-H390-L290-LTD20-P0.5	24	191,93	0,77	1014	78	13	39,00	3,59	0,55	19,62	13,04	0,43	33,09	7,42
22:VPID-H390-L290-LTD20-P1.0	24	393,92	1,47	885	59	15	38,00	2,67	0,62	17,12	10,48	0,36	27,96	6,48
23:VPID-H390-L290-LTD20-P2.0	24	786,02	2,73	765	45	17	37,00	2,00	0,68	14,80	8,29	0,30	23,39	5,60
24:VPID-H390-L290-LTD20-P4.0	24	1.492,66	5,41	627	33	19	37,00	1,48	0,75	12,13	6,79	0,25	19,17	4,59
25:HTSL-H390-L290-LTD10-P0.5	20	156,74	1,03	2720	160	17	36,81	6,84	0,66	44,51	38,69	1,03	84,23	25,55
26:HTSL-H390-L290-LTD10-P1.0	20	310,99	1,88	2299	121	19	35,94	5,06	0,72	37,62	30,18	0,83	68,62	21,58
27:HTSL-H390-L290-LTD10-P2.0	20	626,47	3,84	1936	88	22	35,94	3,69	0,83	31,68	25,41	0,70	57,79	18,18
28:HTSL-H390-L290-LTD10-P4.0	20	1.279,40	6,53	1750	70	25	34,21	2,80	0,89	28,63	19,28	0,57	48,48	16,41
29:HTSL-H390-L290-LTD15-P0.5	20	156,44	1,04	1572	131	12	36,81	5,61	0,48	25,72	22,36	0,60	48,68	14,76
30:HTSL-H390-L290-LTD15-P1.0	20	318,19	1,95	1400	100	14	35,94	4,19	0,54	22,91	18,38	0,51	41,79	13,14
31:HTSL-H390-L290-LTD15-P2.0	20	661,56	3,38	1264	79	16	34,21	3,16	0,58	20,68	13,92	0,41	35,02	11,85
32:HTSL-H390-L290-LTD15-P4.0	20	1.329,50	6,20	1080	60	18	33,34	2,35	0,63	17,67	10,80	0,34	28,81	10,12
33:HTSL-H390-L290-LTD20-P0.5	20	151,70	0,93	1071	119	9	35,94	4,98	0,36	17,52	14,06	0,39	31,97	10,05
34:HTSL-H390-L290-LTD20-P1.0	20	329,58	1,85	990	90	11	35,07	3,69	0,42	16,20	11,94	0,34	28,48	9,28
35:HTSL-H390-L290-LTD20-P2.0	20	644,47	3,33	816	68	12	34,21	2,73	0,44	13,35	8,99	0,27	22,61	7,65
36:HTSL-H390-L290-LTD20-P4.0	20	1.276,40	6,72	700	50	14	34,21	2,01	0,51	11,45	7,71	0,23	19,39	6,56
37:HTSL-H490-L290-LTD10-P0.5	20	298,41	18,46	2480	80	31	36,81	3,44	1,18	40,59	35,27	0,94	76,80	23,31
38:HTSL-H490-L290-LTD10-P1.0	20	621,63	35,66	2160	60	36	35,94	2,53	1,33	35,35	28,35	0,78	64,48	20,29
39:HTSL-H490-L290-LTD10-P2.0	20	1.256,90	60,18	1968	48	41	34,21	1,94	1,44	32,20	21,68	0,64	54,52	18,46
40:HTSL-H490-L290-LTD10-P4.0	20	2.475,80	12,12	1645	35	47	34,21	1,42	1,64	26,92	18,12	0,54	45,58	15,43
41:HTSL-H490-L290-LTD15-P0.5	20	304,82	17,37	1610	70	23	35,94	2,95	0,86	26,35	21,13	0,58	48,06	15,12
42:HTSL-H490-L290-LTD15-P1.0	20	607,32	38,49	1400	50	28	36,81	2,17	1,07	22,91	19,91	0,53	43,36	13,16
43:HTSL-H490-L290-LTD15-P2.0	20	1.231,60	66,16	1209	39	31	35,07	1,62	1,12	19,78	14,58	0,42	34,78	11,35
44:HTSL-H490-L290-LTD15-P4.0	20	2.465,40	12,25	1080	30	36	34,21	1,22	1,27	17,67	11,90	0,36	29,93	10,13
45:HTSL-H490-L290-LTD20-P0.5	20	301,50	18,94	1140	60	19	36,81	2,59	0,74	18,66	16,21	0,44	35,31	10,71
46:HTSL-H490-L290-LTD20-P1.0	20	629,57	30,16	1100	50	22	34,21	2,01	0,79	18,00	12,12	0,36	30,48	10,32
47:HTSL-H490-L290-LTD20-P2.0	20	1.270,90	55,77	950	38	25	33,34	1,50	0,87	15,54	9,50	0,30	25,34	8,90
48:HTSL-H490-L290-LTD20-P4.0	20	2.686,30	94,84	840	30	28	31,61	1,13	0,92	13,74	6,77	0,24	20,75	7,86
49:HTSL-H490-L190-LTD10-P0.5	20	486,05	3,64	3363	57	59	35,94	2,41	2,16	55,04	44,14	1,21	100,40	31,60
50:HTSL-H490-L190-LTD10-P1.0	20	1.000,40	7,59	2640	40	66	35,94	1,70	2,41	43,21	34,65	0,96	78,82	24,81
51:HTSL-H490-L190-LTD10-P2.0	20	1.967,80	15,21	2175	29	75	35,94	1,25	2,73	35,60	28,55	0,80	64,95	20,44
52:HTSL-H490-L190-LTD10-P4.0	20	3.813,50	33,10	1932	21	92	36,81	0,94	3,42	31,63	27,48	0,76	59,86	18,17
53:HTSL-H490-L190-LTD15-P0.5	20	483,27	4,72	1521	39	39	38,54	1,78	1,54	24,90	25,10	0,64	50,64	14,32
54:HTSL-H490-L190-LTD15-P1.0	20	976,41	8,98	1276	29	44	37,67	1,31	1,70	20,89	19,58	0,52	40,99	12,01
55:HTSL-H490-L190-LTD15-P2.0	20	2.049,40	10,54	1372	28	49	32,48	1,09	1,62	22,45	12,37	0,41	35,22	12,86
56:HTSL-H490-L190-LTD15-P4.0	20	4.126,00	21,85	1120	20	56	32,48	0,79	1,85	18,32	10,10	0,34	28,76	10,50
57:HTSL-H490-L190-LTD20-P0.5	20	500,12	3,81	1320	40	33	35,94	1,70	1,22	21,60	17,33	0,48	39,41	12,40
58:HTSL-H490-L190-LTD20-P1.0	20	1.003,90	7,09	1110	30	37	35,07	1,26	1,33	18,16	13,38	0,39	31,94	10,42
59:HTSL-H490-L190-LTD20-P2.0	20	1.974,60	17,34	880	20	44	36,81	0,89	1,66	14,40	12,52	0,35	27,27	8,28
60:HTSL-H490-L190-LTD20-P4.0	20	4.158,10	19,65	874	19	46	31,61	0,73	1,49	14,30	7,04	0,25	21,59	8,19

C.3 Auslegungsdaten des Wärmeübertragers der Versuchsanlage

Tabelle C.13: Auslegungsdaten des Wärmeübertragers in der Versuchsanlage

Gewählte Vorgaben			
Stahlsorte Rippe	-	St35.8	-
Stahlsorte Rohr	-	Stahl	-
Wärmeleitfähigkeit Stahl Rohre	λ_r	76	W/mK
Wärmeleitfähigkeit Stahl Rippen	λ_{Ri}	50	W/mK
Dichte Stahl	ρ	7850	kg/m ³
Höhe des Wärmeübertragers	L_x	1500	mm
Breite des Wärmeübertragers	L_y	1000	mm
Zulässiger Druckverlust Ölseite	$\Delta p_{f,zul}$	1	bar
Außendurchmesser Rohr	$d_{r,a}$	20	mm
Innendurchmesser Rohr	$d_{r,i}$	16	mm
Rippenhöhe	h_{Ri}	9	mm
Rippendicke	s_{Ri}	0,3	mm
Rippenteilung	p_{Ri}	2,3	mm
Längs-Rohrteilung	L_{xl}	40	mm
Quer-Rohrteilung	L_{xt}	40	mm
Berechnete Größen			
Anzahl Rohre pro Reihe	n_{rpr}	24	-
Anzahl parallel geschaltete Rohre	-	8	-
Anzahl Reihen	n_r	25	-
Gesamtzahl Rohre	n_t	600	-
Innere Oberfläche	A_f	45,24	m ²
Äußere Oberfläche	A_g	705,22	m ²
Gesamtmasse Rippenrohre	$m_{Wü,ges}$	1592	kg
Länge Wärmeübertrager	L_z	1040	mm
Luftgeschw. im engsten Querschnitt	$v_{g,x}$	2,47	m/s
Ölgeschwindigkeit im Rohr	$v_{f,z}$	0,46	m/s
Re-Zahl Luft	Re_g	930	-
Re-Zahl Öl	Re_f	11966	-
Pr-Zahl Luft	Pr_g	0,703	-
Pr-Zahl Öl	Pr_f	11,01	-
Nu-Zahl Luft	Nu_g	11,54	-
Wärmeübergangskoeffizient Luft	α_g	26,6	W/m ² K
Wärmeübergangskoeffizient Öl	α_f	542,5	W/m ² K
Log. Temperaturdifferenz	ΔT_{log}	9,90	K
Druckverlust Luft	Δp_g	96,9	Pa
Druckverlust Öl	Δp_f	0,16	bar
Austrittstemperatur Luft	$T_{g,out}$	379,7	°C
Austrittstemperatur Öl	$T_{f,out}$	289,5	°C
Leistung	\dot{Q}_{th}	99,6	kW
Wirkungsgrad	P_g	91,4	%

D Voruntersuchungen

D.1 Teststand für Druckverlustmessungen

Im Vorfeld wurde ein Teststand zur Bestimmung von Druckverlusten des Besatzmaterials und des Abkühlverhaltens des Besatzmaterials aufgebaut. Luft wird durch einen gerundeten Einlauf aus der Umgebung angesaugt und durchströmt einen drei Meter langen Rohrabschnitt. An dieser Stelle befindet sich ein Massenstrommesser, welcher später auch in der Pilotanlage eingesetzt wurde. Nach einer einen Meter langen Beruhigungsstecke folgt ein elektrischer Heizer mit einer Leistung von 9 kW. Die Luft strömt von hier in einen rechteckigen Strömungskanal mit 500 mm Breite und 300 mm Höhe und wird mit einem Strömungsgleichrichter beruhigt. Nach einer weiteren Einlaufstrecke von 650 mm folgt die Testkammer mit einer Länge von einem Meter. Mit Thermoelementen Typ K und einer Differenzdruckmessung werden Temperatur sowie Druckabfall über die Testkammer gemessen. Eine genauere Beschreibung findet sich in [114].

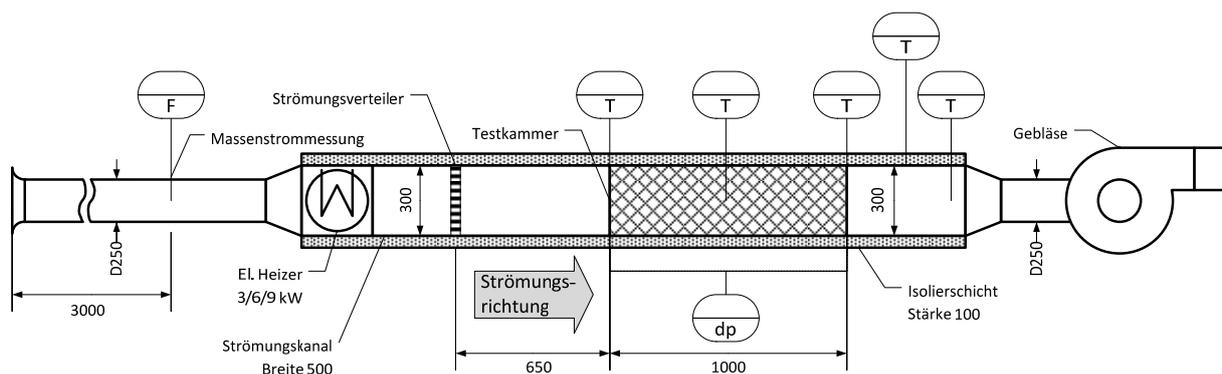


Abb. D.10: Skizze des Teststands zur Voruntersuchung von Besatzmaterialien [114]

D.2 Untersuchte Materialien

In einer Voruntersuchung wurden Granit, Basalt und Formsteine mit unterschiedlichen hydraulischen Durchmessern untersucht. Der verwendete Granit hat gegenüber Basalt eine deutlich rauere Oberfläche, so dass sich hier eine Vergleichsmöglichkeit ergibt.



Abb. D.11: Übersicht der untersuchten Speichermaterialien. Von links nach rechts: Granit (PB.1), Basalt (PB.2), Formstein mit großem (C.1) und mit kleinem hydraulischen Durchmesser (C.2)

Die Formsteine wurden exakt vermessen, um den hydraulische Durchmesser bestimmen zu können. Abb. D.12 zeigt die Abmessungen der untersuchten Formsteine.

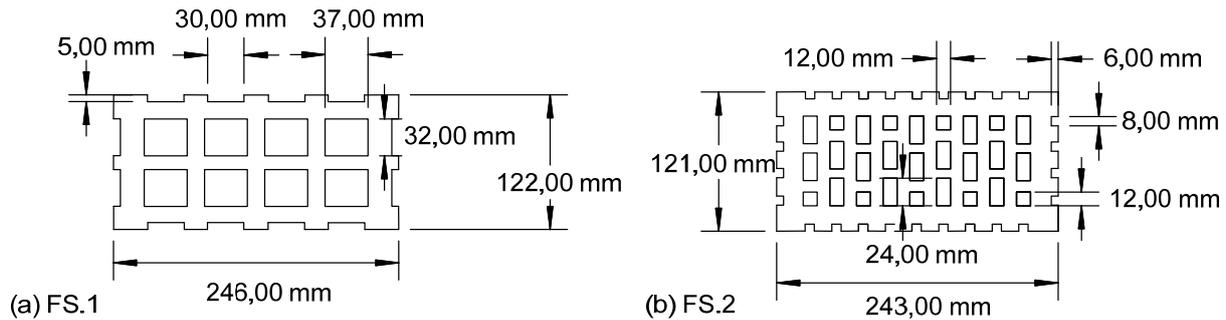


Abb. D.12: Abmessungen der untersuchten Formsteine

Die aus den in Abb. D.12 gezeigten Abmessungen berechneten Größen und die mittleren Stoffwerte fasst folgende Tabelle zusammen. Die Dichte der Materialien wurde mit Hilfe einer Überlaufwanne bestimmt. Hierzu wurde das Volumen einer Stichprobe von jeweils zehn Steinen durch Auffangen des verdrängten Wassers gemessen. Das Gewicht der Steine wurde mit einer Laborwaage bestimmt. Um die Einflüsse möglicher Porosität zu eliminieren wurden die Materialien zuvor einen Tag lang in Wasser gelagert.

Die Gesamtmasse der Steine wurde durch Abwiegen sämtlicher Steine in der Testkammer ermittelt. Zusammen mit der Dichte ergibt sich daraus das Steinvolumen. Dieses, bezogen auf die Testkammergröße, ergibt den Volumenanteil der Steine.

Tabelle D.14: Stoffdaten und geometrische Größen der untersuchten Materialien

Material	PB.1	PB.2	C.1	C.2	
Abmessungen (B x H x L)	-	-	246 x 122 x 112	245 x 121 x 113	mm
Mittlerer Durchmesser d_p	47,56	45,56	-	-	mm
Hydr. Durchmesser d_{hyd}	20,62	19,33	35,00	12,00	mm
Anzahl (Form-)Steine	1398	1604	40	40	-
Masse pro Stein m_s	143,8	147,8	4530,0	5095,0	g
Gesamtmasse $m_{s,ges}$	201,0	237,7	181,2	203,8	kg
Dichte ρ_s	2552	2992	2473	2313	kg/m ³
Leerraumanteil ε	0,394	0,389	0,410	0,338	-

D.3 Ergebnisse der Druckverlustmessungen

Druckverluste und Druckverlustbeiwerte

Zur Validierung der Messtechnik wurden zuerst die Druckverluste an einer Schüttung gemessen, da hier eine gute Datenbasis an Literaturdaten vorhanden ist.

Abb. D.13 zeigt die gemessenen Druckverluste für die beiden Schüttungsmaterialien. In Abb. D.13a sind die Ergebnisse als Druckverlust pro Meter Strömungsweg über der Massenflussdichte dargestellt. Abb. D.13b zeigt die gleichen Daten in Form des inversen Druckverlustkoeffizienten bezogen auf die Reynolds-Zahl. Die Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung mit den erwarteten Werten nach Ergun [52]. In der dimensionslosen Darstellung lässt sich der Umschlagpunkt zur turbulenten Strömung ab einer Reynolds-Zahl von etwa 1000 ausmachen. Die höhere Rauigkeit von Granit hat offenbar nur einen sehr geringen Einfluss.

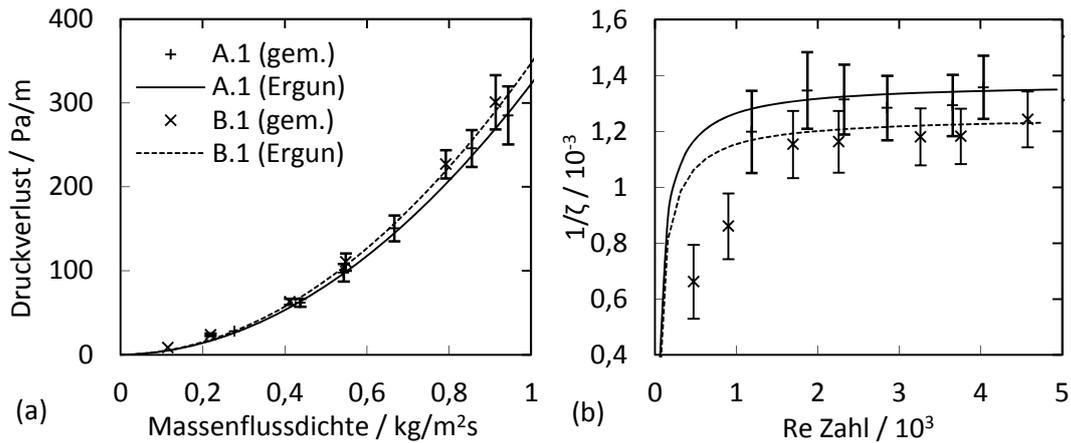


Abb. D.13: Absolute Druckverluste der Schüttmaterialien (a) und Darstellung über den reziproken Druckverlustbeiwert (b)

Verglichen mit der Schüttung weisen die Formsteine einen signifikant geringeren Druckverlust auf. Tendenziell sind die Druckverluste der Formsteine jedoch deutlich höher als dies bei einer Kanalströmung und unter Berücksichtigung der Ein- und Austrittsverluste zu erwarten gewesen wäre. Aus diesem Grund wird für die Formsteine ein zusätzlicher Druckverlustkoeffizient hinzugezogen. Dieser lässt sich für die Formsteine C.1 zu 0,2 / Stein und für C.2 zu 0,9 / Stein ermitteln. Unter der Annahme, dass bei einem unendlich großen hydraulischen Durchmesser der Druckverlustbeiwert gleich Null sein muss, lässt sich aus diesen drei Stützstellen folgende einfache Korrelation aufstellen:

$$\zeta_{\text{Grat}} = 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot d_{\text{hyd}}^{-2,07}. \quad (\text{D.24})$$

Die folgenden Diagramme zeigen die so ermittelten Ergebnisse für die untersuchten Formsteine. Eine vollständig turbulente Strömung hat sich bei den Formsteinen mit großem hydraulischen Durchmesser (C.1) erst ab einer Reynolds-Zahl von über 4000 ausgebildet, während bei den Formsteinen mit geringem hydraulischen Durchmesser (C.2) der Umschlag bereits bei einer Reynolds-Zahl von etwa 1000 stattgefunden hat.

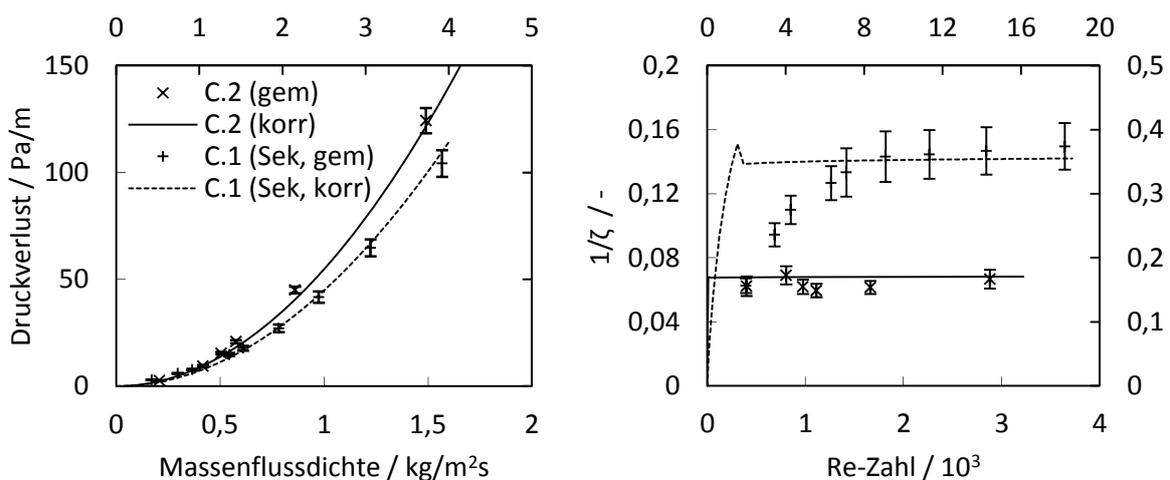


Abb. D.14: Druckverluste der Formsteine nach eigener Korrelation

Einfluss unterschiedlicher hydraulischer Durchmesser

Die Korrelationen wurden unter der Annahme eines mittleren hydraulischen Durchmesser aufgestellt. In einer weiteren Untersuchung wurde der Einfluss verschieden großer Strömungskanäle untersucht. Vereinfachend wurden die vorhandenen Strömungskanäle in zwei Größen unterteilt. Abb. D.15 verdeutlicht die gewählte Unterteilung.

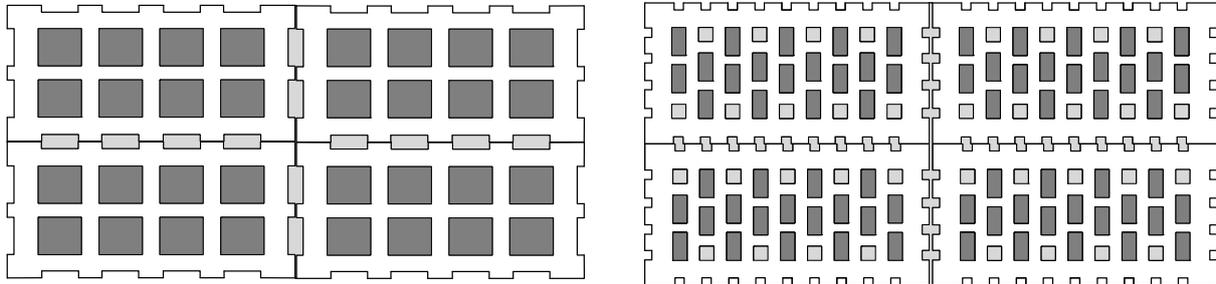


Abb. D.15: Unterteilung der Strömungskanäle in zwei Größen

Durch ein iteratives Verfahren wurden die Massenstromverteilung durch die Kanäle und der daraus zu erwartende Druckverlust ermittelt. Wie aus Abb. D.16 zu erkennen ist, ist dieser Einfluss sehr gering und kann daher vernachlässigt werden. Die Graphiken zeigen auch den berechneten Anteil des Massenstroms durch die größeren Kanäle.

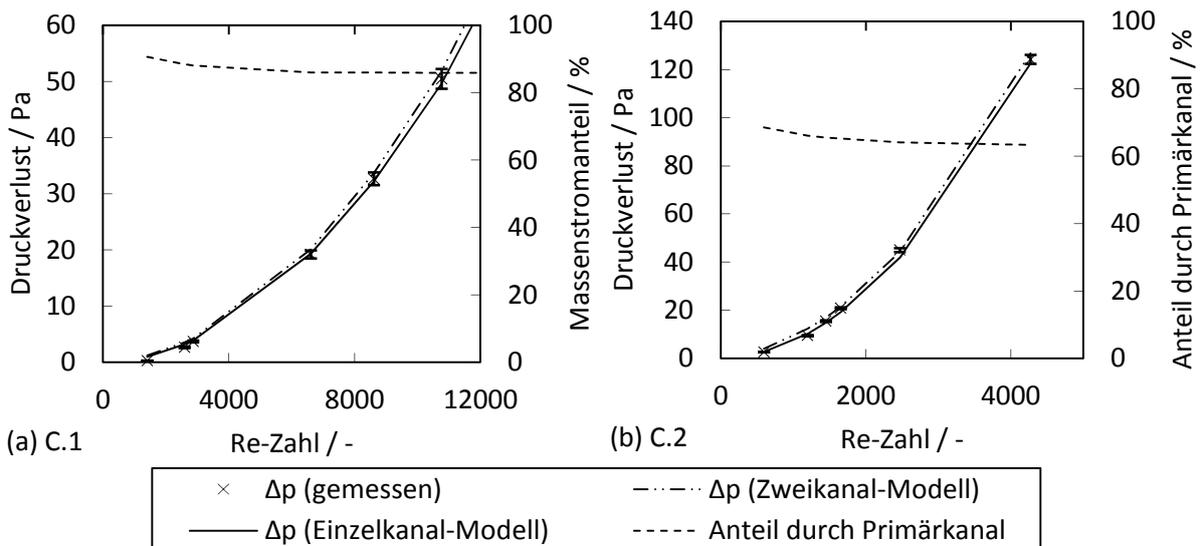


Abb. D.16: Vergleich der gemessenen und der berechneten Druckverluste für die Annahme eines mittleren hydraulischen Durchmessers und einer Unterteilung in zwei hydraulische Durchmesser

Einfluss des Abstands der Klinkersteinreihen

In einer letzten Untersuchung wurde der Einfluss von Abständen zwischen den Formsteinreihen untersucht. Aufgrund von Fertigungsungenauigkeiten ist davon auszugehen, dass die Strömungskanäle nicht perfekt koinzident zueinander ausgerichtet sind. Dadurch verursachen die betroffenen Kanäle einen höheren Strömungswiderstand und die Gesamtdruckverluste steigen. Bei sehr langen Besätzen steigt die Wahrscheinlichkeit für jeden Kanal an, so dass letztendlich sehr viele Kanäle ganz oder teilweise blockiert sind. Durch geringen Abstand zwischen den Formsteinreihen sinken die Druckverluste leicht, da die Strömung nach einer ungünstigen Ausrichtung der Formsteine die Möglichkeit hat, neu einzulaufen. Abb. D.17a verdeutlicht diesen Zusammenhang. Sind die Steine koinzident zueinander ausgerichtet, wird die austretende Strömung aus der vorherigen Reihe leicht eingeschnürt. So kann sie ungehindert in die nachfolgende Reihe einströmen, ohne einen signifikanten Druckverlust zu induzieren. Eine weitere Vergrößerung der Abstände führt hingegen zum Abbau des

dynamischen Drucks und damit zu einem Anstieg der Druckverluste. Auch dies lässt sich in Abb. D.17a erkennen. Dieser Einfluss wurde in [115] korreliert (Abb. D.17b).

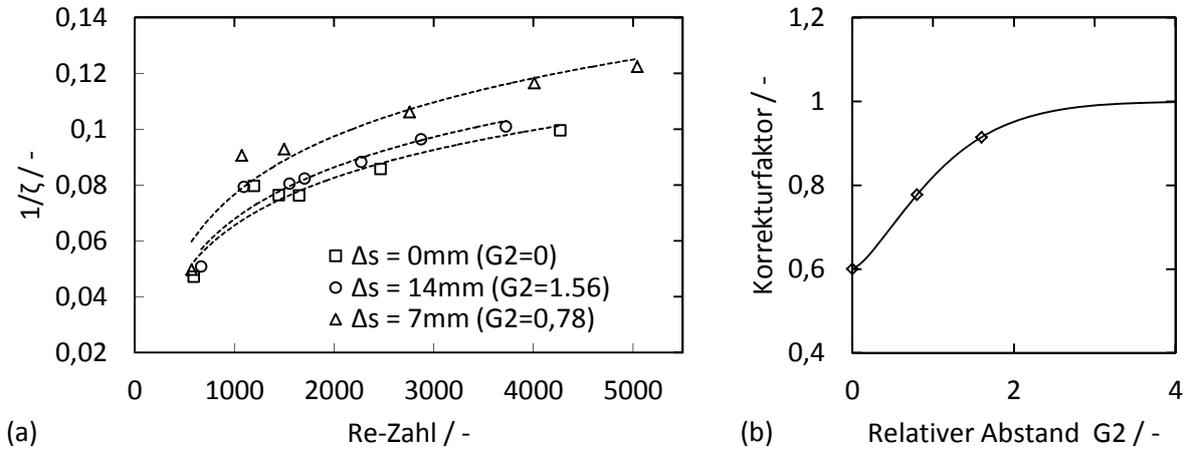


Abb. D.17: (a) Einfluss von Abständen zwischen den Formsteinreihen C.2 auf den Gesamtdruckverlust und (b) zugehörige Korrelation nach [115].

Die Ergebnisse zeigen, dass trotz unterschiedlich großer Strömungskanäle vereinfachend mit einem mittleren hydraulischen Durchmesser gerechnet werden kann. Beim Aufbau eines größeren Regenerators kann durch die einfache Maßnahme, einen kleinen Abstand zwischen den Formsteinreihen zu lassen, ein geringerer Druckverlust erzielt werden.

D.4 Ergebnisse der Stoffdatenbestimmung

Spezifische Wärmekapazität des Klinkermaterials

Die temperaturabhängigen Stoffwerte des Klinkermaterials wurden mit einer dynamischen Differenzkalorimetrie bestimmt. Um Unterschiede zwischen den beiden Formen C.1 und C.2 auszuschließen, wurden von beiden Proben untersucht. Abb. D.18 zeigt die Messergebnisse.

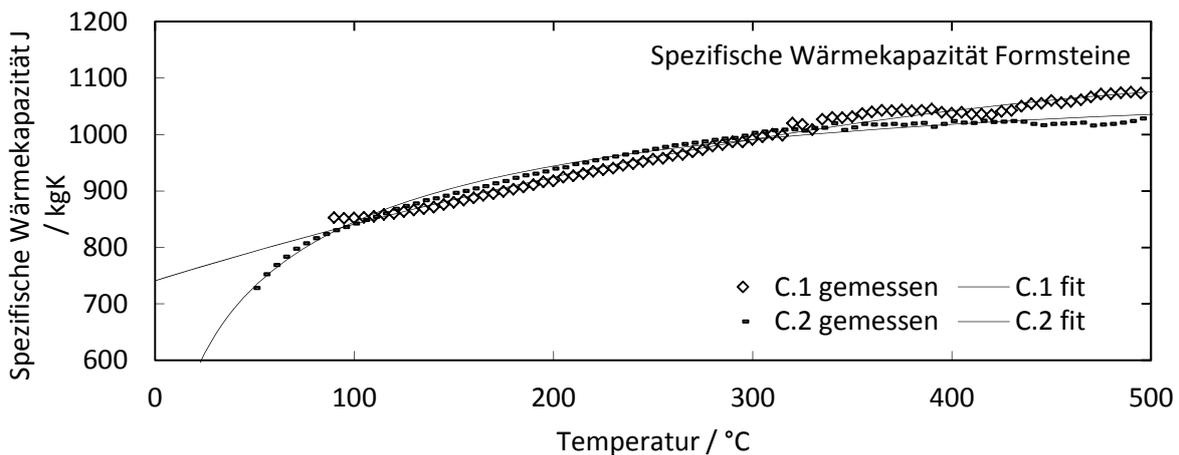


Abb. D.18: Ermittelte spezifische Wärmekapazität aus den untersuchten Formsteinproben C.1 und C.2

Aus den Messergebnissen wird folgende Korrelation für die spezifische Wärmekapazität hergeleitet:

$$c_{s,FS} = -8,2612 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 1,0824 \cdot T + 741,15. \quad (\text{D.25})$$

Diese entspricht in obiger Abbildung der Ausgleichskurve des Besatzmaterials C.1, da hier die Ergebnisse im unteren Temperaturbereich plausibler erscheinen.

Wärmeleitfähigkeit des Klinkermaterials

Die Wärmeleitfähigkeit des Klinkermaterials wurde mit Hilfe einer Hitzdrahtapparatur bestimmt. Hierfür wurden Platten aus den Klinkersteinen gesägt, wobei keine völlig glatte Kontaktfläche mit der Apparatur hergestellt werden konnte. Daher wurden verschiedene Messreihen jeweils mit und ohne applizierter Wärmeleitpaste durchgeführt. Hierbei schwanken die Ergebnisse ca. 10 % um den Mittelwert. Für die Modellierung werden die Ergebnisse mit der applizierten Wärmeleitpaste verwendet. Folgende Potenzfunktion gibt die Wärmeleitfähigkeit des Klinkermaterials C.1 / C.2 wieder:

$$\lambda_{s,FS} = 1,1353 + 1,3081 \cdot 10^{-6} \cdot T^{1,8}. \quad (\text{D.26})$$

Dichte des Klinkermaterials

Die Dichte des Klinkermaterials wurde durch die Verdrängung von zehn Klinkersteinen in einer mit Wasser gefüllten Wanne bestimmt. Das Gewicht der Klinkersteine wurde gemessen, nachdem diese 24 Stunden im Ofen bei einer Temperatur von 200 °C getrocknet wurden. Der Wert der Dichte wurde zu 2312,76 kg/m³ bestimmt.

D.5 Stoffdaten aus der Literatur

Die in dieser Arbeit verwendeten Stoffdaten stellen sich wie folgt dar: für die Bewertung des Zwischenwärmeträgermediums wurden stellenweise weitere Stoffdaten verwendet, deren Korrelationen hier nicht dargestellt sind. Diese wurden aus dem *Chemistry-Webbook* des NIST (*National Institute of Standards and Technology, nist.gov*) entnommen.

Tabelle D.15: Als Polynom hinterlegte Stoffdaten der Isolierung

Stoff		c*T ²	d*T	e
Silcamin ¹ (Mineralwolle)	λ	1,4558e-7	6,6560e-5	3,6579e-2
	c _p			1030
	ρ			200
Prorox WM950 ²	λ	3,0e-7	8,0e-5	3,41e-2
Foamglass, T4+ ³	λ	2,8809e-7	1,4145e-4	3,9957e-2
	c _p			1000
	ρ			115
Silcal 900 ¹ Ca-Silikat	λ		1,5e-4	6,0e-2
	c _p			1000
	ρ			260

¹ Fa Silka, ² Fa. Rockwool,

³ Fa. Foamglass, jeweils Produktdatenblatt

Tabelle D.16: Als Polynom hinterlegte Stoffdaten der Besatzmaterialien

Stoff		$a \cdot T^4$	$b \cdot T^3$	$c \cdot T^2$	$d \cdot T$	e
Beton ¹	λ				-6,667e-4	1,47
	c				0,875	700
	ρ					2250
Basalt ²	c		-1,5e-3		1,1853	756,99
	ρ					2992
Resistal M 80 ³ (Strömungsverteilung Pilotanl.)	λ					1,6
	c	-6,155e-10	2,414e-6	-3,315e-3	2,02	719,37
	ρ					2400
Stahl ¹	λ					48,0
	c					473
	ρ					7800

¹ Interne Stoffdatenbank DLR, ² Vosteen et al. [116], ³ Taut [20]

Tabelle D.17: Als Polynom hinterlegte Stoffdaten der Wärmeträgermedien

Stoff		$a \cdot T^4$	$b \cdot T^3$	$c \cdot T^2$	$d \cdot T$	e
Luft ¹	λ			-1,722e-8	7,139e-5	0,0246
	c_p		-3,943e-7	5,305e-4	6,936e-3	1005,9
	μ		1,253e-14	-2,708e-11	4,895e-8	1,725e-5
	ρ	6,929e-12	-1,333e-8	1,014e-5	-4,235e-3	1,269
	s		2,336e-6	-3,758e-3	3,425	-79,248
VP1 ²	λ	-7,297e-15	2,503e-11	-1,923e-7	-8,195e-5	0,1377
	c	4,417e-8	-2,988e-5	5,959e-3	2,414	1498
	ρ		-2,367e-6	7,812e-4	-0,908	1083,25
Syltherm 800 ³	λ				-1,881e-4	0,1388
	c				1,7073	1574,3
	ρ		-1,671e-6	4,211e-4	-9,166e-1	953,16
Hitec HTS ⁴	λ			-1,54e-6	4,36e-4	0,411
	c					1568
	ρ				-7,4e-1	2084

¹ Eigene Korrelation, Quelle: VDI [117], ² Fa. Solutia, Produktdatenblatt, ³ Fa. Dow Chemical, Produktdatenblatt, ⁴ Fa Coastal Chemical Co., Produktdatenblatt

Einige der Stoffdaten lassen sich in anderer Form als ein Polynom korrelieren. Diese fasst Tabelle D.18 zusammen.

Tabelle D.18: Stoffdaten die nicht als Polynom berechnet werden

Stoff	Korrelation
Basalt ¹	$\lambda \frac{474,0}{350,0 + T} + 1,1$
VP1 ²	$s \quad 1,0985 \cdot 10^{-8} \cdot \check{T}^4 + 2,58877 \cdot 10^{-5} \cdot \check{T}^3 + 2,4931 \cdot 10^{-2} \cdot \check{T}^2 + 11,017 \cdot \check{T} + 2125 \cdot \ln(\check{T}) - 10439,6$ $\mu \quad \exp\left(\frac{544,149}{T + 114,43} - 2,59578\right) \cdot \rho$
Syltherm 800 ³	$s \quad 1,7073 \cdot \check{T} + 2125 \cdot \ln(\check{T}) - 6821,69$ $\mu \quad \exp\left(\frac{1887,3}{\check{T}}\right) \cdot 0,017528$ $\quad - (2,3794 \cdot 10^{-3} - 5,620 \cdot \check{T}^{-1} + 5,0678 \cdot 10^3 \cdot \check{T}^{-2} - 1,9929 \cdot 10^6 \cdot \check{T}^{-3} + 2,7936 \cdot 10^8 \cdot \check{T}^{-4})$
Hitec HTS ⁴	$s \quad 1568 \cdot (\ln(\check{T}) - \ln(298,15))$ $\mu \quad 639,418 \cdot T^{-2,135}$

¹ Vosteen et al. [116], ² Fa. Solutia, Produktdatenblatt, ³ Fa. Dow Chemical, Produktdatenblatt, ⁴ Fa Coastal Chemical Co., Produktdatenblatt

E Fehlerbetrachtung der Versuchsanlage

E.1 Allgemeine Annahmen für Fehler

Neben den Fehlern der Messinstrumente gehen weitere Fehler der Stoffdaten und fehlerbehaftete Geometriegrößen in die Betrachtung mit ein. Tabelle E.19 fasst diese zusammen.

Der Rohrdurchmesser weist durch Fertigungsungenauigkeiten eine geringe Abweichung von einem Millimeter auf. Diese führt zu einer Abweichung der Querschnittsfläche von 0,8 %. Dieser Fehler wirkt sich auf das Messergebnis der Massenstrommessung aus.

Eine weitere Fehlerquelle ist das Durchschnittsgewicht eines trockenen Klinkersteines. Dieses wurde durch Wiegen von zehn Steinen, die zuvor 24h im Ofen bei 300 °C getrocknet wurden, ermittelt. Eine Ursache für mögliche Fehler sind hier die an die Innencontainerabmessungen angepassten Steine. Diese weisen aufgrund leichter Verzerrungen des Speicherbehälters unterschiedliche Maße auf, so dass deren Gewicht um maximal 150 g vom Durchschnitt abweicht. Auf die Gesamtzahl aller Steine bezogen ergibt sich hier somit eine Unsicherheit von maximal 250 kg oder 0,62 % der Gesamtmasse. Die übrigen Fehlerannahmen erfolgen willkürlich. Für den Fehler der Stoffwerte wird 0 % angenommen.

Tabelle E.19: Annahmen für weitere Fehlereinflüsse

Art des Fehlers	Wert	Einheit
Rohrdurchmesser	0,8	%
Wärmeleitfähigkeit Isolierung	2,0	%
Fläche für Wärmeverluste	1,5	%
Fehler Isolierschichtdicke	1,5	%
Masse Klinkersteine	0,6	%
Wärmekapazität Klinker / Luft	0	%

E.2 Messgenauigkeit der Messinstrumente

Herstellerseitige Angaben zur Messgenauigkeit

Für die eingesetzten Messinstrumente werden herstellerseitig bestimmte Messgenauigkeiten angegeben. Tabelle E.20 fasst die Messgenauigkeit aller Instrumente zusammen.

Tabelle E.20: Herstellerangaben zur Messgenauigkeit der Messinstrumente

Instrument	Genauigkeit	Bewertung
Thermischer Massenstrommesser Luft (FCI ST 100)	0,75 % $\pm 0,00100 < 0.2 \text{ kg/s}$ $\pm 0,00595 > 0.2 \text{ kg/s}$	Mittel, wurde kalibriert für Luft, Einlaufstrecke ausreichend
Differenzdruckmessung (Endress + Hauser PMD75)	$\pm 0,33 \%$	Gering, hohe Genauigkeit
U-Rohr	$\pm 10 \text{ Pa}$	Skaleneinteilung in 10 Pascal-Schritten
Pt100 Thermometer (Electronic Sensor 1/10 DINB)	$\pm (0,03 + 0,005 TC) \text{ K}$	Gering, hohe Genauigkeit
Thermoelement Typ K (Electronic Sensor)	$\pm \max(0,004 TC ; 1,5) \text{ K}$	Hoch, Differenzwerte sind jedoch genauer

Die Genauigkeitsangaben der Messinstrumente gelten für die gemessenen Absolutwerte. Allerdings ergeben sich noch weitere mögliche Abweichungen.

Einfluss der Luftfeuchte auf die Messungen

Der thermische Luftmassenstrommesser wurde für die Massenstrommessung von Umgebungsluft kalibriert. Es soll nun der Einfluss der Luftfeuchte auf das Ergebnis untersucht werden.

Davon ausgehend, dass durch Leckagen in der Anlage ein permanenter Austausch mit Umgebungsluft stattfindet, ist anzunehmen, dass im Inneren des Luftkreislaufs ein Gemisch aus Wasserdampf und trockener Luft vorhanden ist. Der Wasseranteil in der Umgebungsluft schwankt im Jahresverlauf um etwa $\pm 1 \%$. Ausgehend von einem vereinfachten Mischungsmodell, das den Wasseranteil linear in die Stoffdaten einfließen lässt, lassen sich folgende Abweichungen aus Tabelle E.21 abschätzen.

Tabelle E.21: Schwankung der Stoffdaten der Luft nach einem vereinfachten Mischungsmodell

Wärmekapazität	$\pm 1,0$	%
Dynamische Viskosität	$\pm 0,5$	%
Wärmeleitfähigkeit	$\pm 0,3$	%

Das Messprinzip des thermischen Massenstrommessers beruht auf der Abkühlung eines beheizten Widerstandsthermometers. Um den möglichen Fehler abzuschätzen, wird der Einfluss der Stoffdaten auf den Wärmeübergang an dem Widerstandsthermometer berechnet. Hierzu wird das Widerstandsthermometer durch einen quer angeströmten Zylinder angenähert. Nach Whitaker berechnet sich die mittlere Nusselt-Zahl \overline{Nu} für diesen Fall wie folgt:

$$\overline{Nu} = [0,4 Re_d^{1/2} + 0,06 Re_d^{2/3}] Pr^{0,4} \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{1/2}. \quad (E.27)$$

Für den Korrekturterm $\frac{\eta}{\eta_w}$ der Wand wird angenommen, dass dieser sich näherungsweise nicht ändert. Unter Berücksichtigung sämtlicher möglicher Temperaturen und Durchflussraten lässt sich eine maximal mögliche Abweichung des Luftmassenstroms von $\pm 2\%$ identifizieren.

Thermoelemente

Für die eingesetzten Thermoelemente vom Typ K ergibt sich im verwendeten Messbereich eine absolute Ungenauigkeit von 1,5 Kelvin. Dies gilt jedoch nur für den gemessenen absoluten Temperaturwert. Da in den meisten Fällen Temperaturdifferenzen von Interesse sind, ist die *absolute* Genauigkeit von untergeordneter Bedeutung. Eine Kalibrierung in Eiswasser hat gezeigt, dass die *relativen* Unterschiede der gemessenen Temperaturen der Thermoelemente nicht mehr als 0,5 Kelvin betragen. Auch wenn über einen längeren Zeitraum eine konstante Temperatur von 300 °C in der Anlage eingestellt wird, sind keine größeren Abweichungen als 0,5 Kelvin zu beobachten. Daher wird von einer Ungenauigkeit der Temperaturmessung bei *Temperaturdifferenzen* von $\pm 0,5$ Kelvin ausgegangen. Die ölseitigen Ein- und Austrittstemperaturen werden mit Pt100 Thermometern der Genauigkeitsklasse 1/10 DIN B gemessen.

Differenzdruckmessung

Zur Messung des statischen Drucks ist auf einen sauberen Einbau der Entnahmeanschlüsse zu achten. Hervorstehende Kanten können einen Staudruck erzeugen, der das Ergebnis verfälscht. Dieser kann maximal dem dynamischen Druck entsprechen. Da der dynamische Druck im Regenerator und Wärmeübertrager sehr gering ist (< 1 Pa), kann der Einfluss hier vernachlässigt werden. In den Rohrleitungen beträgt der dynamische Druck hingegen mehrere Hundert Pascal. Hier wurde die Einbaustelle des Entnahmeanschlusses sauber entgratet und geschliffen.

Volumenstrommessung Ölseite

Auf eine genauere Betrachtung der ölseitigen Messgenauigkeit wird an dieser Stelle bewusst verzichtet, da die eingesetzte Differenzdruck-Volumenstrommessung deutlich außerhalb ihres spezifizierten Betriebsbereichs betrieben wird.

Zusammenfassend lassen sich folgende, von den Herstellerangaben abweichende Messunsicherheiten festlegen. Der Fehler im Rohrdurchmesser führt zu einem weiteren Messfehler von etwa $\pm 0,8\%$ bei der Massenstrommessung.

Tabelle E.22: Tatsächliche Fehler der Messinstrumente

Instrument	Genauigkeit
Thermischer Massenstrommesser Luft (FCI ST 100)	3,5 % ± 0,00595
Differenztemperatur Thermoelement Typ K (Electronic Sensor)	± 0,5 Kelvin

E.3 Wärmebilanzierung des Wärmeübertragers

In einem ersten Versuch zur Bilanzierung des Wärmeübertragers wurden keine zufriedenstellenden Ergebnisse erzielt. Grund hierfür ist die große Ungenauigkeit der ölseitigen Volumenstrommessung, da der auftretende Durchsatz von maximal 4 m³/h bei 400 °C unterhalb der Mindestdurchflussmenge des Messinstruments liegt. Bei niedrigen Temperaturen unterhalb von 120 °C konnte mit Hilfe eines Ultraschallvolumenstrommessgeräts die ölseitige Durchflussmessung als Ursache für die Abweichung bestätigt werden und eine entsprechende Korrekturfunktion hergeleitet werden [73]. Diese kann jedoch nicht mögliche Temperatureinflüsse berücksichtigen, da die maximale Einsatztemperatur nur 60 °C beträgt. Abb. E.19 zeigt die absolute Abweichung einer Energiebilanz um den Wärmeübertrager. Dabei werden auch Wärmeverluste berücksichtigt. Ohne die Korrekturfunktion ergeben sich durch eine Fehlerbetrachtung nicht mehr erklärbare Abweichungen. Die Energiebilanz mit dem korrigierten Ölmassenstrom bleibt hingegen innerhalb der Fehlergrenzen.

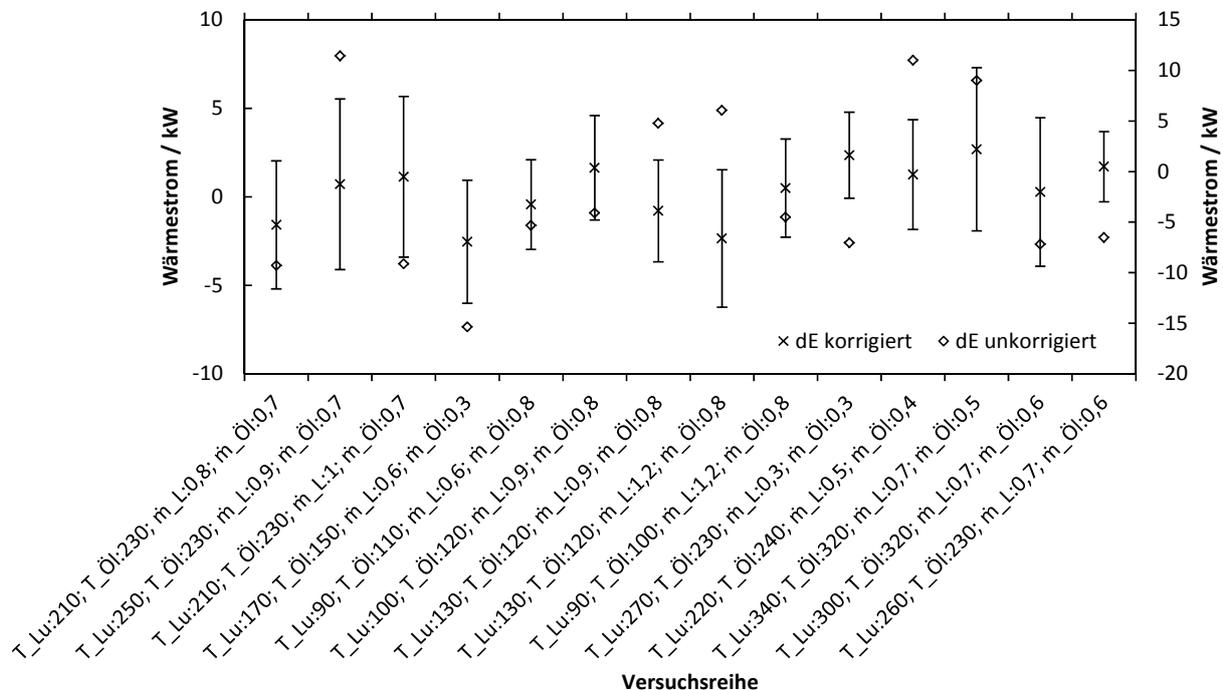


Abb. E.19: Absolute Abweichung der Energiebilanz (dE) des Wärmeübertragers für verschiedene Betriebsparameter. Vergleich zwischen unkorrigierten und korrigiertem Ölmassenstrom

Die angewandte Korrekturfunktion für den Ölmassenstrom lautet:

$$\dot{m}_{\text{öl,corr}} = -0,3774 \cdot \dot{m}_{\text{öl}}^3 + 0,9574 \cdot \dot{m}_{\text{öl}}^2 - 0,0422 \cdot \dot{m}_{\text{öl}} + 0,3035 \quad (\text{E.28})$$

E.4 Untersuchung der Anlage auf mögliche Leckagen

Weiterhin wird die Möglichkeit von Undichtigkeiten innerhalb der Anlage untersucht. Wenn z. B. Luft zwischen Regenerator und Wärmeübertrager austritt, ist der tatsächliche Luftmassenstrom dort ein anderer als der gemessene – mit entsprechenden Auswirkungen auf die berechneten Wärmeströme. An den Klappkästen sind Verfärbungen sichtbar, die auf einen Austritt von Luft hindeuten. Diese Verfärbungen sind kondensierte Harze aus dem Isoliermaterial, die zuvor von ausgetretener Luft aufgenommen wurden. Leichte Undichtigkeiten ließen sich an dieser Stelle bereits im Vorfeld absehen und waren nicht zu vermeiden. Sämtliche Verbindungen wurden sorgfältig mit „Lecksuchspray“ überprüft. Schraubverbindungen wurden bei einer Temperatur von etwa 200 °C nachgezogen und nochmal überprüft. Höhere Temperaturen als 200 °C ließen sich durch die fehlende Isolierung nicht erreichen. Ob und in welchem Bereich der Anlage weitere Leckagen vorhanden sind, lässt sich anhand der Lufttemperaturen in stationären Betriebszuständen der Anlage bestimmen. Hierzu muss in dem entsprechenden Anlagenabschnitt ein Unterdruck herrschen, so dass kalte Umgebungsluft eingesaugt wird. Dies führt zu einem Temperaturabfall, der durch Wärmeverluste nicht mehr zu erklären ist. Darüber hinaus muss dieser zusätzliche Wärmeverlust in einem Zusammenhang mit dem Unterdruckniveau in dem entsprechenden Anlagenteil stehen.

Es wird angenommen, dass ein möglicher Leckage-Massenstrom \dot{m}_{Le} durch ein Loch einen Druckverlust verursacht. Dieser Druckverlust muss der Druckdifferenz Δp_{a-e} zwischen der Luft in dem Anlagenteil und der Umgebung entsprechen. Weiterhin ist davon auszugehen, dass die Reynolds-Zahl des Lecks aufgrund des geringen Durchmessers sehr klein ist ($Re < 1$). Aus diesem Grund kann näherungsweise von einer laminaren Strömung ausgegangen werden. Das bedeutet, dass der Druckverlustbeiwert proportional zur reziproken Reynolds-Zahl ist. Damit lässt sich mit Hilfe der von Bernoullis Gesetz die Beziehung

$$\Delta p_{a-e} = \frac{\rho_{Le}}{2} \left(\frac{\dot{m}_{Le}}{A_{Le} \cdot \rho_{Le}} \right)^2 \cdot \frac{C}{Re_{Le}} \quad (E.29)$$

formulieren. Unter der Annahme, dass die Stoffwerte der Luft durch die Leckage etwa denen der Luft im Anlagenteil entsprechen, ist ein proportionaler Zusammenhang nach

$$\dot{m}_{Le} \propto \frac{\rho_{Le} \cdot \Delta p_{a-e}}{\mu_{Le}} = \Delta p_{a-e}^* \quad (E.30)$$

gegeben. Der Term in Gleichung (E.30) wird im Folgenden angepasster Druckverlust Δp_{a-e}^* genannt. Weiterhin ist davon auszugehen, dass ein proportionaler Zusammenhang zwischen Druckunterschieden in den Anlagenteilen und dem Gesamtdruckverlust der Anlage besteht. Abb. E.20a zeigt den Zusammenhang zwischen Luftmassenstrom und Gesamtdruckverlust in der Anlage. Der Einfluss der Strömungsrichtung (Laden/Entladen) ist vernachlässigbar. Der rechte Graph (Abb. E.20b) zeigt den Zusammenhang zwischen Druckverlustbeiwert und Reynolds-Zahl. Dieser wird auf den inneren Rohrdurchmesser und die Temperatur an der Durchflussmessstelle bezogen.

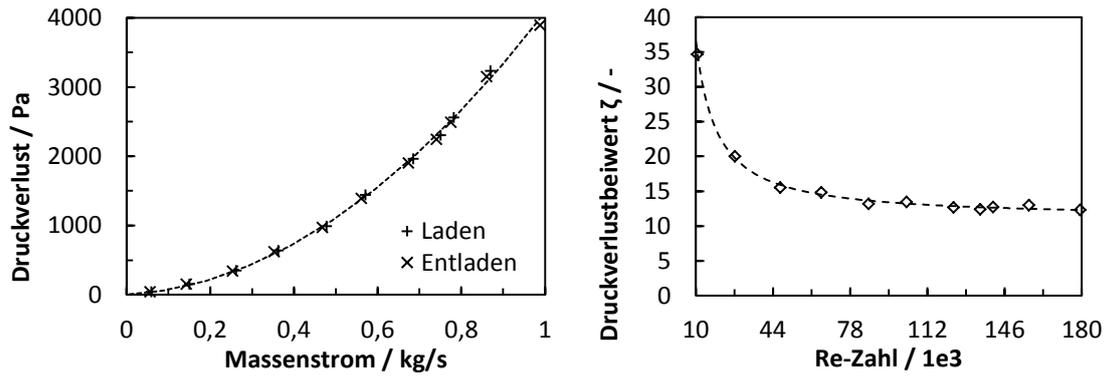


Abb. E.20: Gesamtdruckverlust der Anlage in Abhängigkeit vom Massenstrom und Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl

Mit der Annahme des proportionalen Zusammenhangs zwischen Gesamtdruckverlust und lokalem Druckunterschied gegenüber der Umgebung lautet der Zusammenhang zwischen dem Gesamtdruckverlust und dem Luftmassenstrom \dot{m}_L

$$\Delta p_{a-e} \propto \Delta p_{ges} = \frac{\rho_L}{2} \left(\frac{\dot{m}_L}{A_R \cdot \rho_L} \right)^2 \cdot \zeta_{ges} \quad (E.31)$$

Der mathematische Zusammenhang zwischen Druckverlustbeiwert ζ_{ges} und der Reynolds-Zahl lässt sich zu

$$\zeta_{ges} = 5,436 \cdot 10^5 \cdot Re_{ges}^{-1,083} + 11,2 \quad (E.32)$$

korrelieren. Für die Identifizierung möglicher Leckagen wird die Anlage in mehrere Abschnitte unterteilt. Abb. E.21 zeigt eine Übersicht der Anlage mit der gewählten Unterteilung in Abschnitte und für die Leckagebestimmung relevante Messstellen.

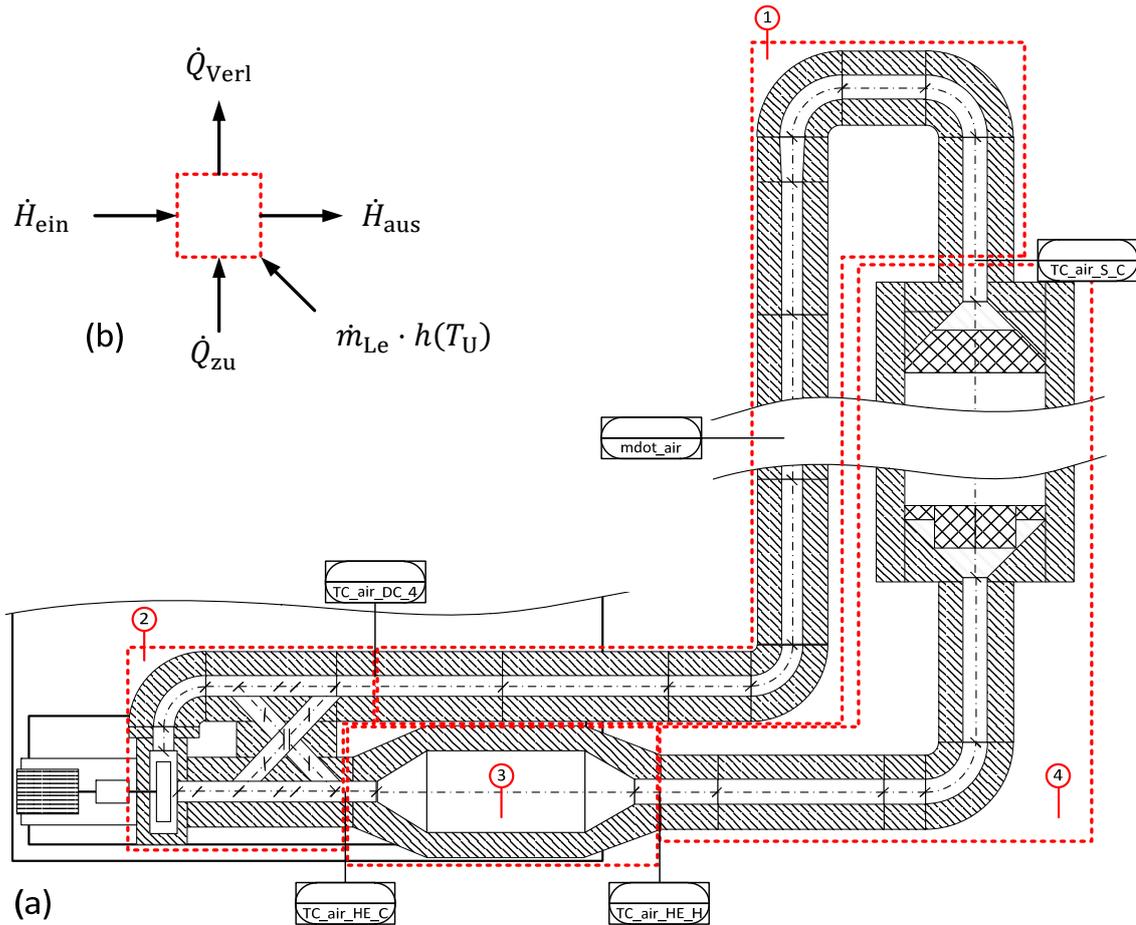


Abb. E.21: (a) Unterteilung der Anlage in Abschnitte zur Leckageuntersuchung und relevante Messstellen, (b) Bilanzraum

Um Leckagen zu erkennen, muss im entsprechenden Anlagenabschnitt ein Unterdruck herrschen. Deshalb können nur bei entsprechenden Betriebsmodi der Anlage die Versuche durchgeführt werden. Weiterhin ergeben sich Einschränkungen des Wärmeübertrager-Betriebsmodus. Dabei ist zwischen vier Modi zu unterscheiden: Im Modus Heizen (H) wird mehr Wärme zugeführt als in der Anlage verloren geht. Im Modus Kühlen (K) wird Wärme aus dem Luftmassenstrom abgeführt. Im Modus Erhalten (E) wird nur so viel Wärme zugeführt wie Verluste in der Anlage entstehen und im Modus Inaktiv (I) wird keine Wärme übertragen. Zur Bestimmung von Leckagen in den Abschnitten Nr. 1 und Nr. 2 sind sämtliche Wärmeübertrager-Betriebsmodi geeignet, solange sich zwischen den Temperaturmessstellen ein stationärer Betriebszustand einstellt. Die Wärmeverluste des Wärmeübertragers lassen sich nur bestimmen wenn der Wärmeübertrager inaktiv (I) ist. Die Verluste des Regenerators und des heißen äußeren Rohrabschnitts können nur im Erhaltungsmodus (E) bestimmt werden. Eine Übersicht gibt Tabelle E.23. Die Temperaturerhöhung des Ventilators ΔT_{1-2} wird nach

$$\Delta T_{1-2} = \tilde{T}_1 \left[\left(\frac{p_0 + \Delta p_{\text{ges}}}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (\text{E.33})$$

berechnet. Dabei ist κ der Isentropenexponent der Luft und p_0 der Umgebungsluftdruck und \tilde{T}_1 die Eintrittstemperatur in den Ventilator in Kelvin.

Tabelle E.23: Angegebene und angenommene Fehler der Hauptfehlerquellen

Nr	Abschnitt	Anlagen-Modus	Temperaturmessstelle	Wärmeübertrager-Modus
1	Regenerator (kalt) Klappkästen	L	TC_S_C TC_DC_4	H/K/E/I
2	Klappkästen Wärmeübertrager (kalt)	E/L	TC_HE_C TC_DC_4	H/K/E/I
3	Wärmeübertrager (kalt) Wärmeübertrager (heiß)	E	TC_HE_H TC_HE_C	I
4	Wärmeübertrager (heiß) Regenerator (kalt)	E	TC_S_C TC_HE_H	E

Entsprechend den Vorgaben wurden stationäre Mittelwerte aus verschiedenen Versuchen herangezogen. Die Ergebnisse für Abschnitt 1 sind in Abb. E.22a dargestellt. Wie dem Diagramm zu entnehmen ist, sind die berechneten Leckagen sehr gering (<1 g/s) und zeigen zudem keinerlei Abhängigkeit vom angepassten Druckverlust Δp_{a-e}^* . Eine andere Situation zeigt sich im Abschnitt 2 (Abb. E.22b). Dort ergibt sich ein sichtbares Defizit in der Energiebilanz. Darüber hinaus ist hier ein leichter Zusammenhang zwischen dem angepassten Druckverlust und dem berechneten Leckagemassenstrom zu erkennen. Der Grund für den tendenziell höheren Verlust beim Entladen ist vielschichtig. Denkbar wären lokale Temperaturschichtungen an den Temperaturmessstellen aufgrund der geänderten Stromführung oder dass je nach Klappenstellung eine bessere Dichtigkeit erreicht wird.

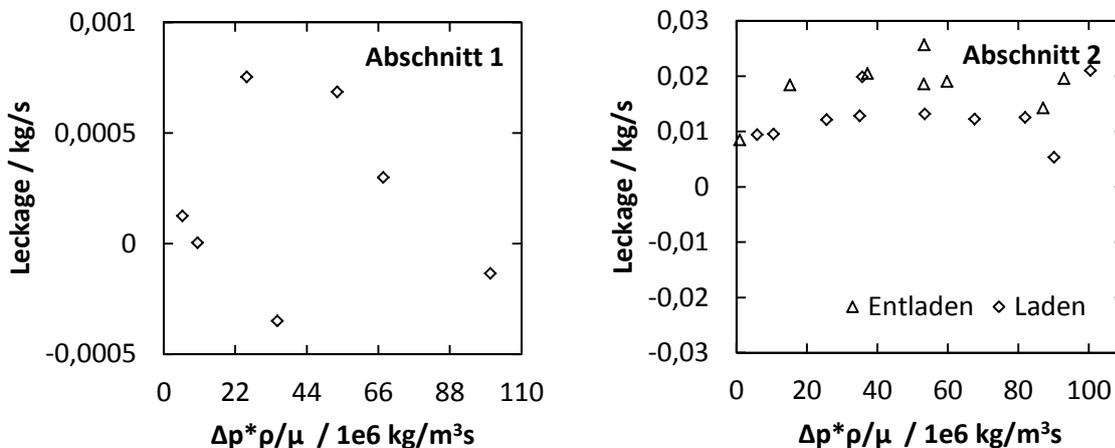


Abb. E.22: Berechnete Leckagemassenströme für die Abschnitte 1 (a) und 2 (b) in Abhängigkeit des angepassten Druckverlusts

Abb. E.23 zeigt den berechneten Leckagemassenstrom des Wärmeübertragers (Abschnitt 3). Es ergibt sich eine Leckage von etwa 1g/s. Allerdings ist hier zu erwähnen, dass die Isolierung des Wärmeübertragers nicht völlig homogen verteilt ist und lokale Wärmebrücken vorhanden sind. Deshalb ist auch hier eher von keiner Leckage auszugehen. Für den Abschnitt 4 lässt sich eine Bilanz nur sehr schwer erstellen, da aufgrund von Temperaturschwankungen der Umgebungsluft die Eintrittstemperatur in den Regenerator um einige Kelvin schwankt. Somit kann kein ausreichend stationärer Zustand erreicht werden. In einer Messung, bei der aufgrund der Wetterlage über einen längeren Zeitraum von etwa sechs Stunden eine konstante Umgebungstemperatur erreicht wurde, zeigen sich ebenfalls keine Verluste.

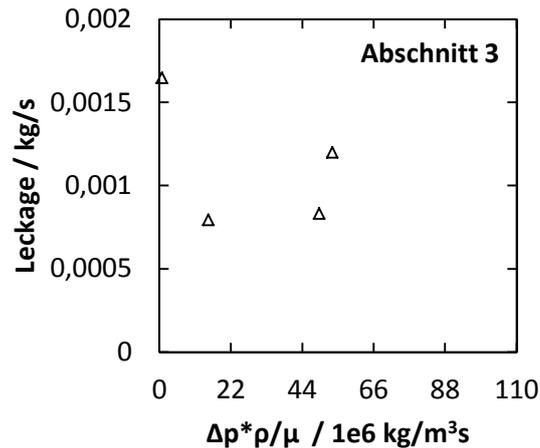


Abb. E.23: Berechneter Leckagemassenstrom des Wärmeübertragers

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass – außer an den Klappkästen – keine relevanten Leckagen zu beobachten sind. Die Leckagen an den Klappkästen werden durch die Temperaturerhöhung im Ventilator nahezu wieder ausgeglichen.

E.5 Konsistenztest der Wärmeverluste im Regenerator

Die Wärmeverluste des Regenerators sind von besonderer Bedeutung, weil über die betrachteten Zeiträume von mehreren Stunden große Wärmemengen an die Umgebung abgegeben werden. Die Wärmeverluste werden über den gemessenen Temperaturabfall über einen definierten Abschnitt in der Isolierung mit dem Gesetz von Fourier bestimmt. Die nichtlinear verlaufenden Wärmeleitfähigkeiten der eingesetzten Isolationsmaterialien werden durch Integration über den betrachteten Temperaturbereich gemittelt. Zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Wärmeverluste über die Seitenwände und Kanten des Speicherbehälters wird das Verfahren von Heiligenstädt [40] angewendet. Als Austrittstemperaturen werden nicht die unmittelbaren Messstellen am Speicheraustritt herangezogen, sondern jeweils eine Messstelle weiter stromabwärts. Beim Beladen ist dies die Messstelle TC_DC_C1 und beim Entladen die Mitteltemperatur am Wärmeübertragereintritt TC_HE_H1-4. Die Wärmeverluste in den zugehörigen Rohrabschnitten werden mitberücksichtigt.

Stationärer Zustand

Die Messdaten sind über einen längeren Zeitraum von mindestens 30 Minuten in den frühen Morgenstunden gemittelt, da nachts die Umgebungstemperatur relativ konstant bleibt. Zuvor wurde bei jeder Messreihe für mindestens 24 Stunden keine Veränderung an den Anlagenparametern vorgenommen, da Störungen je nach eingestelltem Massenstrom diese Zeit im Bilanzraum verweilen. Abb. E.24 zeigt die ermittelten Wärmeverluste im stationären Zustand des Regenerators. Es zeigt sich eine deutliche Zunahme der Verluste mit der Temperatur und eine schwache Abhängigkeit vom eingestellten Massenstrom. Während die nach Fourier bestimmten Wärmeverluste relativ homogen verteilt sind, schwanken die über die Enthalpiedifferenz bestimmten Wärmeverluste stark. Bei hohen Massenströmen werden die gemessenen Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Austritt des Regenerators sehr klein. Dadurch wird der Fehler in der Enthalpiebilanz sehr groß. In zwei Messreihen ergeben sich größere Abweichungen. Bei der ersten Messreihe ist wegen des geringen Massenstroms eine starke Temperaturschichtung am Speicheraustritt bemerkbar, da sich die Strömung wenig durchmischt (vgl. Abb. 4.5b). Die unmittelbar am Austritt gemessenen Temperaturen weisen eine hohe Standardabweichung von 2,5 Kelvin auf, während der gemessene Temperaturabfall über den Regenerator 12,5 Kelvin beträgt. Bei der letzten Messreihe beträgt der Temperaturabfall über den Regenerator lediglich 2,5 Kelvin. Zuvor strömt die temperierte

Luft durch den langen Rohrabschnitt zur Speicherrückseite. Geringe Schwankungen der Umgebungstemperatur haben so einen signifikanten Einfluss auf das Messergebnis.

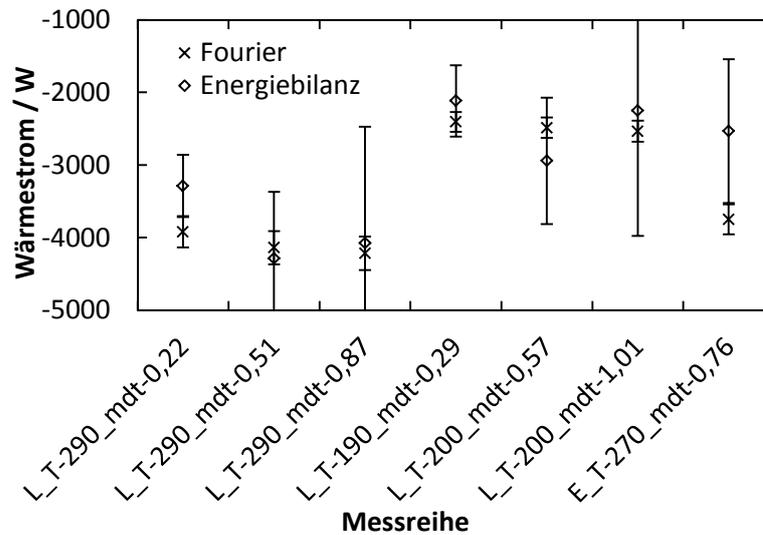


Abb. E.24: Vergleich der Wärmeverluste des Regenerators nach Fourier und über die Enthalpiebilanz. Variation der mittleren Temperatur und des Massenstroms.

Zyklische Betriebsweise

In einer weiteren Messreihe wird die gleiche Bilanz bei zyklischer Betriebsweise des Regenerators aufgestellt. Nach Erreichen eines eingeschwungenen Zustands sind keine signifikanten Schwankungen der kumulierten Energiemengen zu erwarten. Abb. E.25 zeigt den Verlauf der Inneren Energie des Regenerators ausgehend vom ersten Entladezyklus. Während der ersten Zyklen wird noch mehr Energie dem Regenerator zugeführt, da die Periodenzeiten länger sind. Nach acht Zyklen sind die Unterschiede der inneren Energie über einen Zyklus gesehen nur noch sehr gering. Über die Zeit betrachtet ergibt sich eine mittlere Abweichung in der Wärmebilanz von deutlich unter 500 Watt. Durch den Abfall der Außentemperatur verkürzen sich die Periodenzeiten der letzten Zyklen. Da aufgrund höherer Wärmeverluste die Umschaltbedingung schneller erreicht wird, verringert sich die Änderung der inneren Energie pro Zyklus.

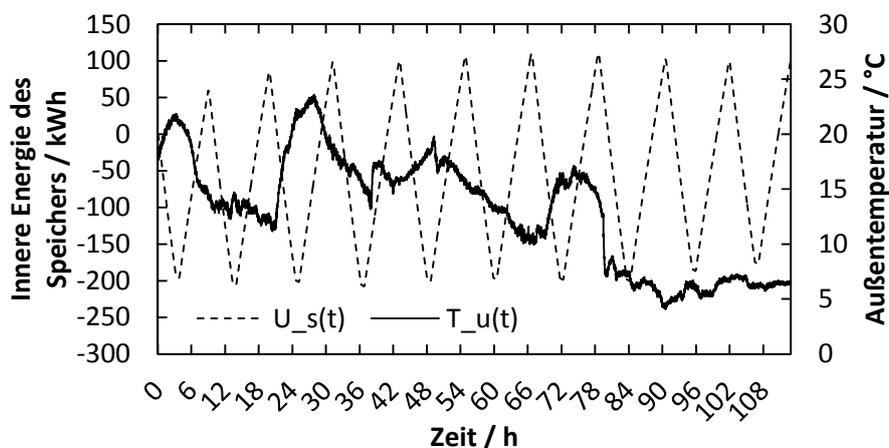


Abb. E.25: Zeitlicher Verlauf der inneren Energie des Regenerators über die Enthalpie- und Wärmestrombilanz berechnet

E.6 Berechnung der kumulierten Energiemengen

Im folgenden Experiment wird die über einen längeren Zeitraum durch die ein- und austretenden Enthalpieströme sowie Wärmeverluste im Regenerator kumulierte Energie berechnet. Anschließend wird diese mit der Änderung der Inneren Energie des Besatzmaterials verglichen. Aufgrund lokaler Wärmeverluste und der Temperaturschichtung im Inneren des Regenerators muss zuvor die dreidimensionale Temperaturverteilung des Besatzmaterials bestimmt werden. Hierzu werden die gemessenen Temperaturen in den Messebenen des Regenerators herangezogen. Dies ist gerechtfertigt, da die Lufttemperatur innerhalb weniger Sekunden die Besatztemperatur annimmt. Zusätzlich werden die gemessenen Oberflächentemperaturen der Wand des Innencontainers hinzugezogen. Für die Temperaturen an den Stirnseiten der Strömungsverteilung wird die gleiche Temperatur wie an der Grenzfläche zwischen Besatzmaterial und der Strömungsverteilung angenommen.

Das Temperaturfeld wird auf eine Auflösung von 7cm linear interpoliert und zur Berechnung der inneren Energie herangezogen. Unter Berücksichtigung der Wärmeverluste wird die Abweichung ΔU_ϵ nach folgender Gleichung berechnet.

$$\Delta U_\epsilon = \int_{t_0}^{t_e} (\dot{m}_L (h_{L,\text{ein}} - h_{L,\text{aus}}) - \dot{Q}_V) dt - \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^o m_{s,i,j,k} (u_{s,i,j,k}(t_e) - u_{s,i,j,k}(t_0)) \quad (\text{E.34})$$

Wegen der hohen Dichte von Stahl beträgt die Masse des Innencontainers trotz der geringen Wandstärke von nur 2 mm insgesamt 1250 kg. Dieser Einfluss wird in den Randzellen durch Bildung von Effektivwerten berücksichtigt. Abb. E.26 zeigt die berechneten Abweichungen ΔU_ϵ . Um diese besser bewerten zu können, sind die Ergebnisse als relative Abweichung bezogen auf die Änderung der inneren Energie dargestellt. Bis auf einen Wert liegen die Ergebnisse im Rahmen der Messungengenauigkeit. Es zeigt sich auch keine Temperaturabhängigkeit der Abweichungen. Demnach kann davon ausgegangen werden, dass die Anhand von 125 mg schweren Proben in Labormessungen bestimmte Wärmekapazität des Besatzmaterials auf die Gesamtmenge von etwa 40 t im Speicherbehälter übertragbar ist. Insgesamt liegt die Abweichung – mit einer Ausnahme – bei allen Werten innerhalb von 10 %. Bei der Fehlerrechnung wurden die Abweichungen zwischen den interpolierten Werten und den tatsächlichen Temperaturwerten nicht berücksichtigt. Die Annahme von einigen Prozentpunkten wäre sicher gerechtfertigt. Die dritte Messreihe wurde bei einem geringen Massenstrom von 0,2 kg/s durchgeführt und zudem – wie die vorletzte Messreihe – über einen kurzen Zeitraum von sieben Stunden. Hier entstehen stärkere Temperaturgradienten, die zu größeren Fehlern bei der Interpolation führen.

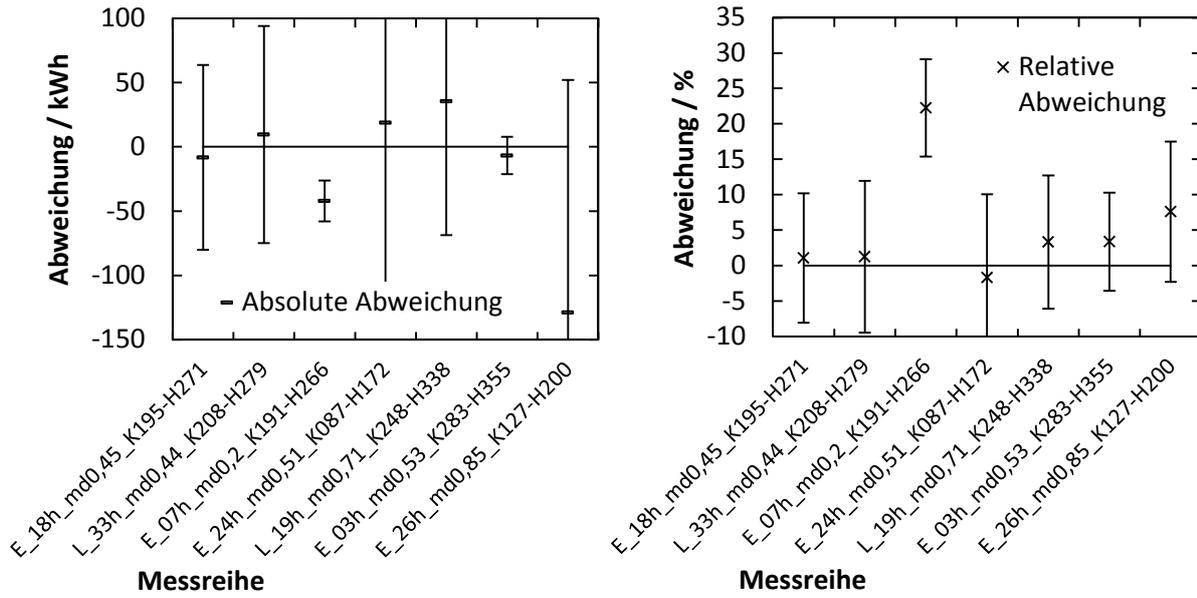


Abb. E.26: Absolute (links) und relative (rechts) Abweichung zwischen der über die Steintemperaturen berechneten und der über die zu- und abgeführten Wärme- und Enthalpieströme berechneten Änderung der inneren Energie des Besatzmaterials

Abbildungsverzeichnis

ABB. 1.1: ARBEITSPRINZIP DES CELLFLUX KONZEPTS: (A) BELADUNG DES SPEICHERS, (B) ENTLADUNG DES SPEICHERS	5
ABB. 2.1: PARABOLRINNENKRAFTWERK MIT ZWEI-TANK FLÜSSIGSALZSPEICHER	9
ABB. 2.2: KLASSIFIZIERUNG MÖGLICHER WÄRMEÜBERTRAGER-BAUARTEN	12
ABB. 2.3: QUERSCHNITT DES OSF-WÄRMEÜBERTRAGERS (LINKS) UND AUFTRETENDE KRAFT AUF DIE RIPPEN.....	13
ABB. 2.4: KLASSIFIZIERUNG VON WÄRMEÜBERTRAGERN MIT VERBESSERTER OBERFLÄCHE NACH TEMPERATURBEREICH UND MINIMALEM WÄRMEKAPAZITÄTSSTROMVERHÄLTNIS	14
ABB. 2.5: MODULARES SPEICHERKONZEPT MIT SEHR GROßER QUERSCHNITTSFLÄCHE [44]	15
ABB. 2.6: GEOMETRIE DES REGENERATORS: (A) AXIAL DURCHSTRÖMTER REGENERATOR, (B) RADIAL DURCHSTRÖMTER REGENERATOR	15
ABB. 3.1: GEOMETRISCHE GRÖßEN DES WÄRMEÜBERTRAGERS. (A) GEOMETRIE DES RIPPENROHRS; (B) GEOMETRIE DES WÄRMEÜBERTRAGERS UND DER ROHRANORDNUNG	22
ABB. 3.2: MODELLVORSTELLUNG EINES VOLUMENELEMENTS AM WÄRMEÜBERTRAGER: (A) ZWEIDIMENSIONALE DISKRETISIERUNG, (B) SEITENANSICHT EINES KNOTENELEMENTS, (C) FRONTALANSICHT EINES KNOTENELEMENTS	24
ABB. 3.3: DISKRETISIERUNGSSCHEMA DES RIPPENROHR-WÄRMEÜBERTRAGERS.....	26
ABB. 3.4: GEOMETRIE DES FORMSTEINS (A) UND DER SCHÜTTUNG (B).....	28
ABB. 3.5: MODELLVORSTELLUNG EINES VOLUMENELEMENTS AM REGENERATOR. KUGELSCHÜTTUNG (A), INNENDURCHSTRÖMTER ZYLINDER (B) UND UMSTRÖMTE PLATTEN (C).....	31
ABB. 3.6: (A) DISKRETISIERUNGSSCHEMA DES DETAILMODELLS UND (B) DES AUSLEGUNGSMODELLS	35
ABB. 3.7: TEILLASTVERHALTEN DES ÖLBASIEREN UND DES SALZBASIEREN KRAFTWERKSBLOCKS	37
ABB. 4.1: GRUNDRISS DER ZUR VERFÜGUNG STEHENDEN HÜTTE UND DES ANSCHLIEßENDEN GELÄNDES VOR DEM AUFBAU DER PILOTANLAGE, LÄNGENANGABEN IN METER.....	39
ABB. 4.2: DETAILANSICHT DER HÜTTE MIT VENTILATOR, ROHRLEITUNGEN UND WÄRMEÜBERTRAGER. ZUSÄTZLICH IST DER PLATZBEDARF DURCH ISOLIERUNG DARGESTELLT	40
ABB. 4.3: STRÖMUNGSFÜHRUNG UND MODELLBILDUNG DES WÄRMEÜBERTRAGERS IN DER PILOTANLAGE. (A) TATSÄCHLICHE STRÖMUNGSFÜHRUNG, (B) VEREINFACHTE MODELLVORSTELLUNG, (C) IM 2D-MODELL BETRACHTETE EBENE.....	41
ABB. 4.4: ABMESSUNGEN DES SPEICHERBEHÄLTERS UND POSITION DER MESSPUNKTE	42
ABB. 4.5: STRÖMUNGSVERTEILUNG (A) IM WÄRMEÜBERTRAGER UND (B) IM REGENERATOR, LÄNGENANGABEN IN MILLIMETER.....	43
ABB. 4.6: OBEN: AUßENANSICHT DER VERSUCHSANLAGE MIT DER BEHAUSUNG (LINKS) UND DEM REGENERATOR (RECHTS). UNTEN: INNENANSICHT DER VERSUCHSANLAGE, RECHTS DER RADIALVENTILATOR UND IM LINKEN TEIL DIE KLAPPKASTENGRUPPE SOWIE DER WÄRMEÜBERTRAGER IM HINTERGRUND	44
ABB. 4.7: GEMITTELTE STATIONÄRE TEMPERATURVERLÄUFE IM REGENERATOR. OBEN: ENTLADEN BEI 0,75 KG/S, MITTE: LADEN BEI 0,6 KG/S UNTEN: LADEN BEI 0,3 KG/S	46
ABB. 4.8: AUS EINER ENERGIEBILANZ VERSCHIEDENER STROMRÖHREN IM REGENERATOR BERECHNETE ABWEICHUNG VOM MITTLEREN MASSENSTROM DURCH DEN REGENERATOR IN ABHÄNGIGKEIT VON DER EULER-ZAHL	48
ABB. 4.9: AUS EINER ENERGIEBILANZ BERECHNETE MITTLERE MASSENSTROMVERTEILUNG ÜBER DEN REGENERATORQUERSCHNITT. (A) BELADEN, STRÖMUNGSRICHTUNG IN ZEICHENEBENE, (B) ENTLADEN, STRÖMUNGSRICHTUNG AUS DER ZEICHENEBENE.....	49
ABB. 4.10: NUSSELTZAHL FÜR DEN INNEREN WÄRMEÜBERGANG DES REGENERATORS [73].....	50
ABB. 4.11: RELEVANTE TEMPERATURMESSSTELLEN UND MODELLANNAHMEN	51
ABB. 4.12: ABKÜHLVERHALTEN DES REGENERATORS WÄHREND EINES EINWÖCHIGEN STILLSTANDS. ZEITLICHER VERLAUF DER INNEREN ENERGIE (LINKS), WÄRMESTROM DURCH DIE BEHÄLTERWAND UND UMGEBUNGSTEMPERATUR (RECHTS)	52
ABB. 4.13: KONTURLINIEN DER TEMPERATURVERTEILUNG IM REGENERATOR WÄHREND DES STILLSTANDS ÜBER EINEN ZEITRAUM VON EINER WOCHEN, VERTIKALER LÄNGSSCHNITT AUS MESSDATEN LINEAR INTERPOLIERT	53
ABB. 4.14: ENTWICKLUNG DES TEMPERATURPROFILS IM REGENERATOR WÄHREND DES STILLSTANDS ÜBER EINEN ZEITRAUM VON SECHS TAGEN, MESSWERTE IN RADIALER RICHTUNG LINEAR INTERPOLIERT UND GEMITTELT. (A) SIMULATION MIT THEORETISCHER EFFEKTIVER WÄRMELEITFÄHIGKEIT, (B) MIT 150-FACHER EFFEKTIVER WÄRMELEITFÄHIGKEIT.....	54
ABB. 4.15: VERGLEICH ZWISCHEN SIMULATION UND MESSUNG DER TEMPERATURVERTEILUNG IM INNEREN DES REGENERATORS.....	55
ABB. 4.16: VERGLEICH ZWISCHEN MESSUNG UND SIMULATION EINES VOLLSTÄNDIGEN ZYKLUS BEI NOMINELLEN BETRIEBSPARAMETERN. (A) KORRIGIERTER MASSENSTROM, (B) KORRIGIERTER MASSENSTROM UND 50 % GERINGERER WÄRMEÜBERGANG	56
ABB. 4.17: VERGLEICH ZWISCHEN SIMULATION UND MESSUNG DER AUSTRITTSTEMPERATUR DES REGENERATORS.....	57
ABB. 4.18: VERGLEICH DES DETAILMODELLS EINER SCHÜTTUNG MIT DEN EXPERIMENTELLEN ERGEBNISSEN AUS ALLEN [68]	58
ABB. 4.19: INSTATIONÄRE TEMPERATURVERLÄUFE IM WÄRMEÜBERTRAGER. OBEN: BEGINNENDER HEIZVORGANG, UNTEN: ABKÜHLVORGANG	59
ABB. 4.20: DRUCKVERLUSTBEIWERT DES BESATZMATERIALS BEI VERSCHIEDENEN TEMPERATUREN UND UNTERSCHIEDLICHER DURCHSTRÖMUNGSRICHTUNG DES REGENERATORS.....	60
ABB. 4.21: BERECHNETER REIBUNGSBEIWERT IN ABHÄNGIGKEIT DER MESSEBENE	61

ABB. 5.1: AUSLEGUNGSMETHODIK FÜR DAS CELLFLUX SPEICHERSYSTEM	63
ABB. 5.2: EINFLUSS DER LOGARITHMISCHEN TEMPERATURDIFFERENZ IM WÄRMEÜBERTRAGER DES 2-TANK-FLÜSSIGSALZSPEICHERS AUF DESSEN WÄRMEÜBERTRAGENDE OBERFLÄCHE UND DIE STROMGESTEHUNGSKOSTEN [30].....	65
ABB. 5.3: EINFLÜSSE DER RIPPENGEOMETRIE AUF DRUCKVERLUST UND NOTWENDIGE GESAMTMASSE DES WÄRMEÜBERTRAGERS [84]	67
ABB. 5.4: GESAMTMASSE DES WÄRMEÜBERTRAGERS MIT 10MW_{TH} LEISTUNG BEI VARIATION DER INNENDURCHMESSER DES RIPPENROHRES UND DER PARASITÄREN VERLUSTE. TEMPERATURÄNDERUNG VON $390\text{ }^{\circ}\text{C}$ AUF $290\text{ }^{\circ}\text{C}$ UND LOGARITHMISCHE TEMPERATURDIFFERENZ VON 10 KELVIN. DAS SYSTEM IST VP1 / LUFT (LINKS), BZW. HITEC HTS / LUFT (RECHTS).....	69
ABB. 5.5: GESAMTMASSE DES WÄRMEÜBERTRAGERS MIT 10MW_{TH} LEISTUNG BEI VARIATION DER INNENDURCHMESSER DES RIPPENROHRES UND DER PARASITÄREN VERLUSTE. TEMPERATURÄNDERUNG VON $390\text{ }^{\circ}\text{C}$ AUF $290\text{ }^{\circ}\text{C}$ UND DEM SYSTEM HITEC HTS / LUFT. DIE LOGARITHMISCHE TEMPERATURDIFFERENZ BETRÄGT 15 KELVIN (LINKS), BZW. 20 KELVIN (RECHTS).....	70
ABB. 5.6: GESAMTMASSE DES WÄRMEÜBERTRAGERS MIT 10MW_{TH} LEISTUNG BEI VARIATION DER INNENDURCHMESSER DES RIPPENROHRES UND DER PARASITÄREN VERLUSTE. TEMPERATURÄNDERUNG VON $390\text{ }^{\circ}\text{C}$ AUF $290\text{ }^{\circ}\text{C}$ UND DAS SYSTEM VP1/DAMPF (LINKS) BZW. TEMPERATURÄNDERUNG VON $538\text{ }^{\circ}\text{C}$ AUF $290\text{ }^{\circ}\text{C}$ UND DAS SYSTEM HITEC HTS/LUFT (RECHTS) 71	71
ABB. 5.7: NOTWENDIGE GESAMTMASSE EINES WÄRMEÜBERTRAGERS FÜR EIN CELLFLUX-MODUL BASIEREND AUF DEM HTF VP1 MIT 10MW_{TH} LEISTUNG FÜR LUFT UND WASSERDAMPF ALS ZWT. VARIATION DER LOGARITHMISCHEN TEMPERATURDIFFERENZ UND DER PARASITÄREN VERLUSTE	72
ABB. 5.8: NOTWENDIGE GESAMTMASSE EINES WÄRMEÜBERTRAGERS FÜR EIN CELLFLUX-MODUL BASIEREND AUF DEM HTF HITEC HTS MIT 10MW_{TH} LEISTUNG BEI UNTERSCHIEDLICHEN TEMPERATURÄNDERUNGEN UND LUFT ALS ZWT. VARIATION DER LOGARITHMISCHEN TEMPERATURDIFFERENZ UND DER PARASITÄREN VERLUSTE	72
ABB. 5.9: RÄUMLICHE TEMPERATURVERTEILUNG DER LUFT- UND SPEICHERMATERIALTEMPERATUR ZU VERSCHIEDENEN ZEITPUNKTEN	75
ABB. 5.10: UMSCHALTVORGANG DES REGENERATORS. (A) ERREICHEN DER ZULÄSSIGEN ÄNDERUNG DER AUSTRITTSTEMPERATUR, (B) DEFORMATION DES TEMPERATURPROFILS DURCH HOHE TREIBENDE TEMPERATURDIFFERENZ UNMITTELBAR NACH BEGINN DER NÄCHSTEN PERIODE	75
ABB. 5.11: ZEITLICHER VERLAUF DER AUSTRITTSTEMPERATUR DES REGENERATORS IN DEN VORHERGEGANGENEN BEISPIELEN	76
ABB. 5.12: EINFLUSS DER ÄNDERUNG DER AUSTRITTSTEMPERATUR AUF DEN AUSNUTZUNGSGRAD DES REGENERATORS. (A) 10 K, (B) 20 K, (C) 50 K UND (D) 90 K	76
ABB. 5.13: DIMENSIONSLOSE DARSTELLUNG DES ZEITLICHEN VERLAUFS DER AUSTRITTSTEMPERATUR. (A) 70 % ÄNDERUNG, (B) 30 % ÄNDERUNG MIT FORTFÜHRUNG DER SIMULATION UM DAS BEREICHSMITTEL T_{BM} ZU ERREICHEN.....	78
ABB. 5.14: DIMENSIONSLOSE DARSTELLUNG DES ZEITLICHEN VERLAUFS DER AUSTRITTSTEMPERATUR BEI ANFÄNGLICHER TEMPERATUR UNTERHALB DER MAXIMALTEMPERATUR	78
ABB. 5.15: ZEITLICHE ENTWICKLUNG DER STEIGUNG DER TEMPERATURSCHICHTUNGSZONE FÜR VERSCHIEDENE ZULÄSSIGE ÄNDERUNGEN DER AUSTRITTSTEMPERATUR.....	81
ABB. 5.16: HISTOGRAMM DER PROZENTUALEN ABWEICHUNG DES MITTLEREN TEMPERATURVERLAUFS VOM TATSÄCHLICHEN VERLAUF FÜR VERSCHIEDENE BERECHNUNGSMETHODEN DES ZEITLICHEN VERLAUFS DER AUSTRITTSTEMPERATUR AUS DEM SSF	83
ABB. 5.17: MITTLERE ABWEICHUNG DES ZEITLICHEN VERLAUFS DER AUSTRITTSTEMPERATUR ZWISCHEN NUMERISCHEM UND DURCH ANGLEICHUNG DER FEHLERFUNKTION BERECHNETEM VERFAHREN. LINKS: WENDEPUNKT ALS STÜTZSTELLE. RECHTS: ENDZEITPUNKT ALS STÜTZSTELLE	83
ABB. 5.18: EXEMPLARISCHER VERGLEICH DER WIEDERGABEGENAUIGKEIT DES ZEITLICHEN VERLAUFS DER AUSTRITTSTEMPERATUR FÜR VERSCHIEDENE BERECHNUNGSMETHODEN. (A) WENDEPUNKT LIEGT WEIT HINTER ENDZEITPUNKT, (B) WENDEPUNKT LIEGT VOR ENDZEITPUNKT	84
ABB. 5.19: DRUCKVERLUSTE, STEINMASSE UND SSF EINER BASALTSCHÜTTUNG MIT 200 m^2 QUERSCHNITTSFLÄCHE (LINKS) UND 1000 m^2 QUERSCHNITTSFLÄCHE (RECHTS).....	88
ABB. 5.20: ZEITLICHER VERLAUF DER AUSTRITTSTEMPERATUR FÜR EINEN REGENERATOR MIT 1000 m^2 QUERSCHNITTSFLÄCHE UND VERSCHIEDENEN PARTIKELDURCHMESSERN. (A) 10 % ZULÄSSIGE ÄNDERUNG DER AUSTRITTSTEMPERATUR, (B) 90 % ZULÄSSIGE ÄNDERUNG DER AUSTRITTSTEMPERATUR	89
ABB. 5.21: DRUCKVERLUSTE, STEINMASSE UND SSF EINES REGENERATORS MIT KLINKER-FORMSTEINEN MIT 100 m^2 QUERSCHNITTSFLÄCHE (LINKS) UND 500 m^2 QUERSCHNITTSFLÄCHE (RECHTS) UND 40 % POROSITÄT	90
ABB. 5.22: DRUCKVERLUSTE, STEINMASSE UND SSF EINES REGENERATORS MIT BETONPLATTEN MIT 50 m^2 QUERSCHNITTSFLÄCHE (LINKS) UND 150 m^2 QUERSCHNITTSFLÄCHE (RECHTS) UND 30 % POROSITÄT	91
ABB. 6.1: VERANSCHAULICHUNG DER PARETO-FRONT	96
ABB. 6.2: DIFFERENZ DER BERECHNETEN MENSSEN DES SCHÜTTSPICHERS (PB) ZWISCHEN DEM TEMPERATURBEREICH $375\text{-}275\text{ }^{\circ}\text{C}$ BZW. $380\text{-}280\text{ }^{\circ}\text{C}$	99
ABB. 6.3: EXERGIERÜCKGEWINNUNG IN ABHÄNGIGKEIT DER MINIMAL NOTWENDIGEN SPEICHERMASSE. VARIATION DER QUERSCHNITTSFLÄCHE DES REGENERATORS. GRUNDLAGE: SCHÜTTSPICHER FÜR ÖLBASIERTES KRAFTWERK.....	99
ABB. 6.4: CHARAKTERISTIK DES SCHÜTTSPICHERS FÜR THERMOÖLBASIERTES KRAFTWERK BEI 400 m^2 QUERSCHNITTSFLÄCHE	100
ABB. 6.5: EXERGIERÜCKGEWINNUNG IN ABHÄNGIGKEIT DER MINIMAL NOTWENDIGEN SPEICHERMASSE. VARIATION DER QUERSCHNITTSFLÄCHE DES REGENERATORS. GRUNDLAGE: REGENERATOR AUS FORMSTEINEN FÜR ÖLBASIERTES KRAFTWERK 101	101

Abb. 6.6: CHARAKTERISTIK DES REGENERATORS MIT FORMSTEINEN FÜR THERMOÖLBASIERTES KRAFTWERK BEI 200 m ² QUERSCHNITTSFLÄCHE	101
Abb. 6.7: VERGLEICH DER QUERSCHNITTSFLÄCHEN ZWISCHEN SCHÜTTUNG UND FORMSTEINEN IM THERMOÖLBASIERTEM KRAFTWERK	102
Abb. 6.8: EXERGIERÜCKGEWINNUNG IN ABHÄNGIGKEIT DER MINIMAL NOTWENDIGEN SPEICHERMASSE. VARIATION DER QUERSCHNITTSFLÄCHE DES REGENERATORS. GRUNDLAGE: SCHÜTTUNG FÜR SALZBASIERTES KRAFTWERK	102
Abb. 6.9: VERGLEICH DER QUERSCHNITTSFLÄCHEN ZWISCHEN SCHÜTTUNG UND FORMSTEINEN IM FLÜSSIGSALZBASIERTEM KRAFTWERK	103
Abb. 6.10: EINFLUSS DER LOGARITHMISCHEN TEMPERATURDIFFERENZ AUF DEN EXERGIERÜCKGEWINNUNGSGRAD. OBEN: ÖLBASIERTES KRAFTWERK, UNTEN: SALZBASIERTES KRAFTWERK.....	104
Abb. 6.11: EINFLUSS DER ASYMMETRISCHEN BETRIEBSWEISE AM BEISPIEL EINES SCHÜTTTSPEICHERS. OBEN: THERMOÖLBASIERTES KRAFTWERK, UNTEN: FLÜSSIGSALZBASIERTES KRAFTWERK	105
Abb. 6.12: EINFLUSS DER RESTENERGIENUTZUNG AM BEISPIEL EINES SCHÜTTTSPEICHERS. OBEN: THERMOÖLBASIERTES KRAFTWERK, UNTEN: FLÜSSIGSALZBASIERTES KRAFTWERK	106
Abb. 6.13: FUNKTIONSPRINZIP DER MODULARISIERUNG	107
Abb. 6.14: EXERGIERÜCKGEWINNUNG IN ABHÄNGIGKEIT DER MODULANZAHL AM BEISPIEL EINES SCHÜTTTSPEICHERS IM THERMOÖLBASIERTEM KRAFTWERK	108
Abb. 6.15: QUALITATIVE VERÄNDERUNG DER NOMINELLEN RANDBEDINGUNGEN DURCH DIE LOGARITHMISCHE TEMPERATURDIFFERENZ	109
Abb. 6.16: VERANSCHAULICHUNG DER TRANSIENTEN TEMPERATURÄNDERUNG IM WÄRMEÜBERTRAGER BEIM BE- UND ENTLADEN DES SPEICHERS AM BEISPIEL DES THERMOÖLBASIERTEM KRAFTWERKS	109
Abb. 6.17: ENERGIERÜCKGEWINNUNG BEI VARIATION DER QUERSCHNITTSFLÄCHE FÜR ÖLBASIERTES KRAFTWERK. OBEN: SCHÜTTUNG, UNTEN: FORMSTEINE	112
Abb. 6.18: ENERGIERÜCKGEWINNUNG BEI VARIATION DER QUERSCHNITTSFLÄCHE FÜR FLÜSSIGSALZBASIERTES KRAFTWERK. OBEN: SCHÜTTUNG, UNTEN: FORMSTEINE	113
Abb. 6.19: CHARAKTERISTIK DER SCHÜTTTSPEICHER FÜR THERMOÖLBASIERTES UND SALZBASIERTES KRAFTWERK BEI 600 m ² QUERSCHNITTSFLÄCHE	114
Abb. 6.20: CHARAKTERISTIK DER REGENERATOREN MIT FORMSTEINEN FÜR THERMOÖLBASIERTES UND SALZBASIERTES KRAFTWERK BEI 300 m ² QUERSCHNITTSFLÄCHE.....	114
Abb. 6.21: EINFLUSS DER LOGARITHMISCHEN TEMPERAURDIFFERENZ BEIM SCHÜTTTSPEICHER AUF DEN ENERGIERÜCKGEWINNUNGSGRAD.....	115
Abb. 6.22: VERGLEICH VON REFERENZDURCHMESSER (A) UND ELEKTRISCHEM ENERGIEBEDARF (B) FÜR ALLE SPEICHERARTEN IN ABHÄNGIGKEIT DES EXERGIE- (EX) BZW. ELEKTRISCHEN ENERGIERÜCKGEWINNUNGSGRADS (EL)	117
Abb. 6.23: ZEITLICHER VERLAUF DER EINGANGSGRÖßEN FÜR EINEN TAG DER REFERENZWOCHE	119
Abb. 6.24: ZEITLICHER VERLAUF DER TEMPERATUREN UND LEISTUNG DES CELLFLUX-WÄRMEÜBERTRAGERS, KONFIGURATION TL15P0.5_ Te20 MIT UNGEREGETEM ÖLMASSENSTROM	121
Abb. 6.25: ZEITLICHER VERLAUF DER TEMPERATUREN UND LEISTUNG DES CELLFLUX-WÄRMEÜBERTRAGERS, KONFIGURATION TL15P4.0_ Te70 MIT UNGEREGETEM ÖLMASSENSTROM	122
Abb. 6.26: ZEITLICHER VERLAUF DER TEMPERATUREN UND LEISTUNG DES CELLFLUX-WÄRMEÜBERTRAGERS, KONFIGURATION TL15P0.5_ Te20 MIT GEREGETEM ÖLMASSENSTROM	124
Abb. 6.27: (A) SCHEMATISCHER AUFBAU EINES EINZELMODULS UND (B) VON DREI IN SERIE GESCHALTETEN MODULEN	126
Abb. 6.28: ZEITLICHER VERLAUF DER DROSSELKLAPPENÖFFNUNG UND ANTEILIGE LEISTUNGS-AUFNAHME DES VENTILATORS ZUR ÜBERWINDUNG DER DRUCKVERLUSTE IM REGENERATOR	127
Abb. A.1: DRUCKVERLUSTBEIWERTE FÜR EIN- UND AUSTRITTSVERLUSTE EINES RECHTECKIGEN KANALS	134
Abb. A.2: TURBULENTER REIBUNGSKOEFFIZIENT NACH MOODY [107] (BILDQUELLE: WIKIMEDIA COMMONS).....	135
Abb. A.3: NUSSELT KORRELATION NACH WAKAO EL AL [109]	137
Abb. B.4: ZEITLICHER VERLAUF DER BERECHNETEN AUSTRITTSTEMPERATUREN DER LUFT UND DER MITTLEREN STEINTEMPERATUR AM AUSTRITT DES REGENERATORS	141
Abb. B.5: VERGLEICH VON AUSLEGUNGS- UND DETAILMODELL FÜR EINE BASALTSCHÜTTUNG	144
Abb. B.6: VERGLEICH VON AUSLEGUNGS- UND DETAILMODELL FÜR FORMSTEINE.....	145
Abb. B.7: EINFLUSS MITTLERER STOFFWERTE AUF DEN VERLAUF DER AUSTRITTSTEMPERATUR FÜR DAS SYSTEM KLINKER/LUFT	146
Abb. B.8: EINFLUSS MITTLERER STOFFWERTE AUF DEN VERLAUF DER AUSTRITTSTEMPERATUR FÜR DAS SYSTEM KLINKER/CO ₂	146
Abb. B.9: HÄUFIGKEITSVERTEILUNG DER ABSOLUTEN ABWEICHUNG ZWISCHEN DEN BERECHNUNGSMETHODEN MIT VARIABLEN UND KONSTANTEN STOFFWERTEN.	147
Abb. D.10: SKIZZE DES TESTSTANDS ZUR VORUNTERSUCHUNG VON BESATZMATERIALIEN [114].....	152
Abb. D.11: ÜBERSICHT DER UNTERSUCHTEN SPEICHERMATERIALIEN. VON LINKS NACH RECHTS: GRANIT (PB.1), BASALT (PB.2), FORMSTEIN MIT GROßEM (C.1) UND MIT KLEINEM HYDRAULISCHEN DURCHMESSER (C.2).....	152
Abb. D.12: ABMESSUNGEN DER UNTERSUCHTEN FORMSTEINE	153

ABB. D.13: ABSOLUTE DRUCKVERLUSTE DER SCHÜTTMATERIALIEN (A) UND DARSTELLUNG ÜBER DEN REZIPROKEN DRUCKVERLUSTBEIWERT (B)	154
ABB. D.14: DRUCKVERLUSTE DER FORMSTEINE NACH EIGENER KORRELATION	154
ABB. D.15: UNTERTEILUNG DER STRÖMUNGSKANÄLE IN ZWEI GRÖßEN.....	155
ABB. D.16: VERGLEICH DER GEMESSENEN UND DER BERECHNETEN DRUCKVERLUSTE FÜR DIE ANNAHME EINES MITTLEREN HYDRAULISCHEN DURCHMESSERS UND EINER UNTERTEILUNG IN ZWEI HYDRAULISCHE DURCHMESSER	155
ABB. D.17: (A) EINFLUSS VON ABSTÄNDEN ZWISCHEN DEN FORMSTEINREIHEN C.2 AUF DEN GESAMTDRUCKVERLUST UND (B) ZUGEHÖRIGE KORRELATION NACH [115].....	156
ABB. D.18: ERMITTELTE SPEZIFISCHE WÄRMEKAPAZITÄT AUS DEN UNTERSUCHTEN FORMSTEINPROBEN C.1 UND C.2.....	156
ABB. E.19: ABSOLUTE ABWEICHUNG DER ENERGIEBILANZ (dE) DES WÄRMEÜBERTRAGERS FÜR VERSCHIEDENE BETRIEBSPARAMETER. VERGLEICH ZWISCHEN UNKORRIGIERTEN UND KORRIGIERTEM ÖLMASSENSTROM	162
ABB. E.20: GESAMTDRUCKVERLUST DER ANLAGE IN ABHÄNGIGKEIT VOM MASSENSTROM UND DRUCKVERLUSTBEIWERT IN ABHÄNGIGKEIT VON DER REYNOLDS-ZAHL.....	164
ABB. E.21: (A) UNTERTEILUNG DER ANLAGE IN ABSCHNITTE ZUR LECKAGEUNTERSUCHUNG UND RELEVANTE MESSSTELLEN, (B) BILANZRAUM.....	165
ABB. E.22: BERECHNETE LECKAGEMASSENSTRÖME FÜR DIE ABSCHNITTE 1 (A) UND 2 (B) IN ABHÄNGIGKEIT DES ANGEPASSTEN DRUCKVERLUSTS	166
ABB. E.23: BERECHNETER LECKAGEMASSENSTROM DES WÄRMEÜBERTRAGERS	167
ABB. E.24: VERGLEICH DER WÄRMEVERLUSTE DES REGENERATORS NACH FOURIER UND ÜBER DIE ENTHALPIEBILANZ. VARIATION DER MITTLEREN TEMPERATUR UND DES MASSENSTROMS.	168
ABB. E.25: ZEITLICHER VERLAUF DER INNEREN ENERGIE DES REGENERATORS ÜBER DIE ENTHALPIE- UND WÄRMESTROMBILANZ BERECHNET	168
ABB. E.26: ABSOLUTE (LINKS) UND RELATIVE (RECHTS) ABWEICHUNG ZWISCHEN DER ÜBER DIE STEINTEMPERATUREN BERECHNETEN UND DER ÜBER DIE ZU- UND ABGEFÜHRTEN WÄRME- UND ENTHALPIESTRÖME BERECHNETEN ÄNDERUNG DER INNEREN ENERGIE DES BESATZMATERIALS.....	170

Tabellenverzeichnis

TABELLE 2.1: AUSLEGUNGSPARAMETER DES SPEICHERSYSTEMS DURCH DAS REFERENZKRAFTWERK.....	10
TABELLE 2.2: ÜBERSICHT DER WESENTLICHEN SYSTEMPARAMETER DES REFERENZKRAFTWERKS IM AUSLEGUNGSZUSTAND	11
TABELLE 2.3: EINGESPARTE VENTILATORLEISTUNG IN KILOWATT FÜR VERSCHIEDENE OBERE (T_H) UND UNTERE (T_K) SYSTEMTEMPERATUREN BEI 140 MW THERMISCHER LEISTUNG UND EINER SPEICHERHÖHE VON 10 METERN	16
TABELLE 2.4: ZUGRUNDE GELEGTE WÄRMEÜBERGANGS- UND WIDERSTANDSKORRELATIONEN FÜR DEN BEWERTUNGSKOEFFIZIENT..	18
TABELLE 2.5: VERGLEICH VERSCHIEDENER WÄRMETRÄGERMEDIEN ALS ZWT BEI 340 °C UND 440 °C ANHAND DES BEWERTUNGSKOEFFIZIENTEN. NOTWENDIGER MASSENSTROM UND VOLUMENSTROM BEI 340 °C.....	19
TABELLE 4.1: RANDBEDINGUNGEN DER PILOTANLAGE MIT SYLTERM 800	39
TABELLE 4.2: TECHNISCHE DATEN DES VENTILATORS.....	39
TABELLE 4.3: TECHNISCHE DATEN DES BESATZMATERIALS	43
TABELLE 5.1: RESULTIERENDE WIRKUNGSGRAD DES WÄRMEÜBERTRAGERS FÜR VERSCHIEDENE KONFIGURATIONEN	66
TABELLE 5.2: ÜBERSICHT DER ZU OPTIMIERENDEN PARAMETER DER WÄRMEÜBERTRAGER	68
TABELLE 5.3: MITTLERE PROZENTUALE ABWEICHUNG VOM TATSÄCHLICHEN TEMPERATURVERLAUF FÜR VERSCHIEDENE BERECHNUNGSMETHODEN DES ZEITLICHEN VERLAUFS DER AUSTRITTSTEMPERATUR AUS DEM SSF	82
TABELLE 5.4: ÜBERSICHT DER WESENTLICHEN PROZESSPARAMETER DES REGENERATORS	85
TABELLE 5.5: ÜBERSICHT DER WESENTLICHEN SYSTEMPARAMETER EINES SENSIBLEN FESTSTOFFSPEICHERS	87
TABELLE 6.1: BEISPIELKONFIGURATIONEN FÜR DIE EXERGETISCHE BEWERTUNG VON SPEICHERN	94
TABELLE 6.2: ÜBERSICHT DER GEÄNDERTEN WESENTLICHEN SYSTEMPARAMETER GEGENÜBER DER EXERGETISCHEN BETRACHTUNG.	110
TABELLE 6.3: PARAMETER DER DETAILUNTERSUCHUNG IM REALEN MAßSTAB	118
TABELLE 6.4: VERGLEICH ZWISCHEN AUSLEGUNGS- UND DETAILMODELL SOWIE DER REGELEUNG DES ÖLMASSENSTROMS, REFERENZWOCHE S8	125
TABELLE 6.5: VERGLEICH ZWISCHEN AUSLEGUNGS- UND DETAILMODELL REFERENZWOCHE W4.....	126
TABELLE A.1: GÜLTIGKEITSBEREICH FÜR DEN GASSEITIGEN DRUCKVERLUSTBEIWERT f_G	136
TABELLE A.2: GÜLTIGKEITSBEREICH FÜR DIE GASSEITIGE NUSSELT-ZAHL Nu_G , B&Y NACH BRIGGS & YOUNG	138
TABELLE A.3: GÜLTIGKEITSBEREICH FÜR DIE GASSEITIGE NUSSELT-ZAHL Nu_G , MON NACH MON.....	139
TABELLE B.4: EIN- UND AUSGABEPARAMETER DES VERIFIZIERUNGSMODELLS.....	141
TABELLE B.5: VERGLEICH DER BERECHNETEN KUMULIERTEN ENERGIEMENGEN MIT DEN VERSCHIEDENEN MODELLEN.....	142
TABELLE B.6: EINGABEPARAMETER DES DETAILMODELLS FÜR DIE NETZSTUDIE	142
TABELLE B.7: PROZENTUALE ABWEICHUNG DER BERECHNETEN ENERGIEMENGEN IM VERGLEICH ZU DEN LITERATURDATEN BEIM KUGELMODELL.....	143
TABELLE B.8: PROZENTUALE ABWEICHUNG DER BERECHNETEN ENERGIEMENGEN IM VERGLEICH ZU DEN LITERATURDATEN BEIM PLATTENMODELL	143
TABELLE B.9: PROZENTUALE ABWEICHUNG DER BERECHNETEN ENERGIEMENGEN IM VERGLEICH ZU DEN LITERATURDATEN BEIM HOHLZYLINDERMODELL	144
TABELLE C.10: ERGEBNISSE DER ROHRDURCHMESSERVARIATIONEN – TEIL 1	148
TABELLE C.11: ERGEBNISSE DER ROHRDURCHMESSERVARIATIONEN – TEIL 2	149
TABELLE C.12: GESAMTÜBERSICHT DER WÄRMEÜBERTRAGERAUSLEGUNG	150
TABELLE C.13: AUSLEGUNGSDATEN DES WÄRMEÜBERTRAGERS IN DER VERSUCHSANLAGE	151
TABELLE D.14: STOFFDATEN UND GEOMETRISCHE GRÖßEN DER UNTERSUCHTEN MATERIALIEN	153
TABELLE D.15: ALS POLYNOM HINTERLEGTE STOFFDATEN DER ISOLIERUNG	157
TABELLE D.16: ALS POLYNOM HINTERLEGTE STOFFDATEN DER BESATZMATERIALIEN	158
TABELLE D.17: ALS POLYNOM HINTERLEGTE STOFFDATEN DER WÄRMETRÄGERMEDIEN	158
TABELLE D.18: STOFFDATEN DIE NICHT ALS POLYNOM BERECHNET WERDEN	159
TABELLE E.19: ANNAHMEN FÜR WEITERE FEHLEREINFLÜSSE.....	160
TABELLE E.20: HERSTELLERANGABEN ZUR MESSGENAUIGKEIT DER MESSINSTRUMENTE.....	160
TABELLE E.21: SCHWANKUNG DER STOFFDATEN DER LUFT NACH EINEM VEREINFACHTEN MISCHUNGSMODELL.....	161
TABELLE E.22: TATSÄCHLICHE FEHLER DER MESSINSTRUMENTE	162
TABELLE E.23: ANGEGEBENE UND ANGENOMMENE FEHLER DER HAUPTFEHLERQUELLEN	166

Literaturverzeichnis

- [1] STERNER, M; THEMA, M; ECKERT, F; MOSER, A; SCHÄFER, A; DREES, T; REHTANZ, C; HÄGER, U; KAYS, J; U. A.: *Stromspeicher in der Energiewende*. Berlin: Agora Energiewende, 2014
- [2] GIL, A; MEDRANO, M; MARTORELL, I; LÁZARO, A; DOLADO, P; ZALBA, B; CABEZA, LF: State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1--Concepts, materials and modellization. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Bd. 14 (2009), S. 31–55
- [3] STEINMANN, W-D; LAING, D; TAMME, R: Latent Heat Storage Systems for Solar Thermal Power Plants and Process Heat Applications. In: *Journal of Solar Energy Engineering* Bd. 132 (2010), Nr. 2, S. 1–5
- [4] POINTNER, H; STEINMANN, W-D; ECK, M: Introduction of the PCM Flux Concept for Latent Heat Storage. In: *Energy Procedia* Bd. 57 (2014), S. 643–652
- [5] ABEDIN, AH; ROSEN, M A.: Closed and open thermochemical energy storage: Energy- and exergy-based comparisons. In: *Energy* Bd. 41 (2012), Nr. 1, S. 83–92
- [6] MEDRANO, M; GIL, A; MARTORELL, I; POTAU, X; CABEZA, LF: State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2 - Case studies. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Bd. 14 (2010), Nr. 1
- [7] ANZELIUS, A: Heating by means of percolating media. In: *Journal of Mechanical Design* Bd. 6 (1926), S. 291–294
- [8] NUSSELT, W: Die Theorie des Winderhitzers. In: *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure* (1927), Nr. 71, S. 85–91
- [9] FURNAS, CC: Heat Transfer From a Gas Stream to a Bed of Broken Solids. In: *Industrial and Engineering Chemistry* Bd. 22 (1930), Nr. 1, S. 26–31
- [10] SCHUMANN, TEW: Heat transfer: A liquid flowing through a porous prism. In: *Journal of the Franklin Institute* Bd. 208 (1929), Nr. 3, S. 405–416
- [11] HAUSEN, H: *Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom*. 2. Aufl. Berlin, Germany: Springer Verlag, 1976
- [12] SCHMIDT, FW; WILLMOTT, AJ: *Thermal energy storage and regeneration*. 1. Aufl. Washington, D.C., USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1981
- [13] WILLMOTT, A: *Dynamics of regenerative heat transfer*. 1. Aufl. London: Taylor & Francis, 2002
- [14] ISMAIL, K A. R; STUGINSKY JR, R: A parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage. In: *Applied Thermal Engineering* Bd. 19 (1999), Nr. 7, S. 757–788
- [15] DINCER, I; ROSEN, M: *Thermal energy storage: systems and applications*. 2. Aufl. Chichester: John Wiley & Sons, Ltd, 2011
- [16] MERKL, G; KLAIB, H; GEYER, M; TAMME, R: *Untersuchung des thermodynamischen Verhaltens eines Keramikspeichers für Solarturmkraftwerke*. Stuttgart: Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt, 1986

-
- [17] GRASSE, W: PHOEBUS: International 30 MWe Solar Tower Plant. In: *Solar Energy Materials* Bd. 24 (1991), S. 82–94
- [18] TAMME, R; FRANKENHAUSER, P; GASTLER, R; GLÜCK, A; HERMANN, M; KANWISCHER, H; KRÖNER, U; NEITZEL, U; SCHÄFER, C; U. A.: *Schlußbericht HTWS, Verbundprojekt Hochtemperaturwärmespeicher: Entwicklung und Test neuer Speichermedien*: Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt, 1994
- [19] GLÜCK, A: *Salzkeramik-Hochtemperaturspeichermaterial auf der Basis von Natriumsulfat und Siliziumdioxid - Entwicklung und Bewertung* -, Dissertation, Universität Stuttgart, 1997
- [20] TAUT, U: *Speicherung thermischer Energie im Temperaturbereich bis 1000°C mit Salz/Keramik als Speichermaterial*, Dissertation, Universität Stuttgart, 1997
- [21] ADEBIYI, GA; NSOFOR, EC; STEELE, WG; JALALZADEH-AZAR, AA: Parametric Study on the Operating Efficiencies of a Packed Bed for High-Temperature Sensible Heat Storage. In: *Journal of Solar Energy Engineering* Bd. 120 (1998), S. 2
- [22] ZANGANEH, G; PEDRETTI, A.; ZAVATTONI, S; BARBATO, M; STEINFELD, A.: Packed-bed thermal storage for concentrated solar power – Pilot-scale demonstration and industrial-scale design. In: *Solar Energy* Bd. 86 (2012), Nr. 10, S. 3084–3098
- [23] BEASLEY, DE; CLARK, JA: Transient response of a packed bed for thermal energy storage. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* Bd. 27 (1984), Nr. 9, S. 1659–1669
- [24] SINGH, H; SAINI, RP; SAINI, JS: A review on packed bed solar energy storage systems. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Bd. 14 (2010), Nr. 3, S. 1059–1069
- [25] DINTER, F: *Thermische Energiespeicher in Solarfarmkraftwerken und ihre Bewertung*, Dissertation, Universität Essen, 1992
- [26] LAING, D; LEHMANN, D; FIB, M; BAHL, C: Test results of concrete thermal energy storage for parabolic trough power plants. In: *Journal of Solar Energy Engineering* Bd. 131 (2009), Nr. 4, S. 1–6
- [27] RATZESBERGER, R: *Regeneratoren in Parabolrinnen-Solarkraftwerken*, Dissertation, Universität Stuttgart, 1995
- [28] STÜCKLE, A: *Analyse und Modellierung gekoppelter Regeneratoren zur Speicherung sensibler und latenter Wärme für den Einsatz in Dampfkraftwerken*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2013
- [29] MOSER, P; MARQUARDT, R; ZUNFT, S: ADELE-ING – Entwicklung des Adiabaten Druckluftspeichers. In: 2. *VDI-Fachkonferenz Thermische Energiespeicher in der Energieversorgung*, 2013
- [30] KELLY, B; KEARNEY, D: *Thermal Storage Commercial Plant Design Study for a 2-Tank Indirect Molten Salt System*: National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2004
- [31] DUNN, RI; HEARPS, PJ; WRIGHT, MN: Molten-salt power towers: Newly commercial concentrating solar storage. In: *Proceedings of the IEEE*. Bd. 100, 2012, S. 504–515
- [32] HERRMANN, U; KELLY, B; PRICE, H: Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants. In: *Energy* Bd. 29 (2004), Nr. 5-6, S. 883–893
- [33] PACHECO, JE; SHOWALTER, SK; KOLB, WJ: Development of a Molten-Salt Thermocline Thermal Storage System for Parabolic Trough Plants. In: *Journal of Solar Energy Engineering* Bd. 124 (2002), Nr. 2, S. 153

-
- [34] LAING, D; BAHL, C; BAUER, T; FIB, M; BREIDENBACH, N; HEMPEL, M: High-Temperature Solid-Media Thermal Energy Storage for Solar Thermal Power Plants. In: *Proceedings of the IEEE* Bd. 100 (2012), Nr. 2, S. 516–524
- [35] LAING, D; BAHL, C; TAMME, R: *Pre-kommerzielle Entwicklung der WESPE Speicher - Schlussbericht*. Stuttgart: Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, 2007
- [36] MARTIN, C; BREIDENBACH, N; ECK, M: Screening and Analysis of Potential Filler Materials for Molten Salt Thermocline Storages. In: *ASME 2014 8th International Conference on Energy Sustainability*, 2014, S. 10
- [37] WITTMANN, MK: *Untersuchungen zu vorhersagebasierten Betriebsstrategien für solarthermische Kraftwerke mit integrierter Speicherkapazität*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2012
- [38] BAHL, C: *Pre-kommerzielle Entwicklung der WESPE Speicher-Technologie für den Einsatz in ANDASOL Kraftwerken*. Stuttgart: Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Flagsol, Züblin, 2009
- [39] PADILLA, RV: *Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants*, Dissertation, University of South Florida, 2011
- [40] HEILIGENSTÄDT, W: *Wärmetechnische Rechnungen für Industrieöfen*. 4. Aufl. Düsseldorf: Verlag Stahleisen, 1966
- [41] SHEIK ISMAIL, L; VELRAJ, R; RANGANAYAKULU, C: Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfer characteristics of compact plate-fin heat exchangers-A review. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Bd. 14 (2010), Nr. 1, S. 478–485
- [42] LEHMANN, E; REINECKE, J; SUCKER, S: *Verbesserung der Energieausnutzung durch strömungstechnische Optimierung von Hochofenwinderhitzern, insbesondere im Feuerbrücken- und Kuppelbereich*. Düsseldorf: Verein Deutscher Eisenhüttenleute, 1986
- [43] DREIBIGACKER, V: *Direkt durchströmte Feststoffwärmespeicher - Thermomechanische Untersuchungen von Schüttungen für die großmaßstäbliche Speicherung von Hochtemperaturwärme*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2013
- [44] SCHNEIDER, G; MAIER, H; SCHLIPF, D: Using Parallel Packed Bed within a High Temperature Thermal Energy Storage System for CSP-Plants. In: *Journal of Energy and Power Engineering* Bd. 8 (2014), S. 876–881
- [45] FRICKER, HW: Regenerative thermal storage in atmospheric air system solar power plants. In: *Energy* Bd. 29 (2004), Nr. 5-6, S. 871–881
- [46] ZUNFT, S; HÄNEL, M; KRÜGER, M; DREIBIGACKER, V: A Design Study for Regenerator-type Heat Storage in Solar Tower Plants—Results and Conclusions of the HOTSPOT Project. In: *Energy Procedia* Bd. 49 (2014), S. 1088–1096
- [47] VERNON, J: *Introduction to engineering materials*. 3. Aufl. New York: Palgrave Macmillan, 2003
- [48] ODENTHAL, C: Wärmespeichereinrichtung (Patent DE102015100568A1). Deutschland: Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, 2015
- [49] WEBB, R: *Principles of enhanced heat transfer*. New York; London: Garland Science, 2005
- [50] BRIGGS, DE; YOUNG, EH: Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes. In: *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.* Bd. 59 (1963), Nr. 41, S. 1–10

-
- [51] ROBINSON, KK; BRIGGS, DE: Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes. In: *Chemical Engineering Progress Symposium Series*. Bd. 62, 1966, S. 177–184
- [52] ERGUN, S; ORNING, A. A.: Fluid Flow through Randomly Packed Columns and Fluidized Beds. In: *Industrial & Engineering Chemistry* Bd. 41 (1949), Nr. 6, S. 1179–1184
- [53] MCADAMS, WH: *Heat Transmission*. 2. Aufl. New York: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1942
- [54] BLASIUS, H: Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten. In: *Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*. Bd. 131, 1913, S. 1–41
- [55] LAGARIAS, J; REEDS, J; WRIGHT, M; WRIGHT, P: Convergence properties of the Nelder-Mead simplex method in low dimensions. In: *SIAM Journal on optimization* Bd. 9 (1998), Nr. 1, S. 112–147
- [56] SHAMPINE, LF; REICHEL, MW; KIERZENKA, J A.: Solving Index-1 DAEs in MATLAB and Simulink. In: *SIAM Review* Bd. 41 (1999), Nr. 3, S. 538–552
- [57] ZANGANEH, G: *High-temperature thermal energy storage for concentrated solar power with air as heat transfer fluid*, Dissertation, ETH Zürich, 2014
- [58] ATAER, Ö.; İLERI, A; GÖĞÜŞ, Y: Transient behaviour of finned-tube cross-flow heat exchangers. In: *International Journal of Refrigeration* Bd. 18 (1995), Nr. 3
- [59] SHAH, RK; PIGNOTTI, A: Thermal Analysis of Complex Crossflow Exchangers in Terms of Standard Configurations. In: *Journal of Heat Transfer* Bd. 115 (1993), Nr. 2, S. 353
- [60] HÄNCHEN, M; BRÜCKNER, S; STEINFELD, A: High-temperature thermal storage using a packed bed of rocks – Heat transfer analysis and experimental validation. In: *Applied Thermal Engineering* Bd. 31 (2011), Nr. 10, S. 1798–1806
- [61] SRAGOVICH, D: Transient analysis for designing and predicting operational performance of a high temperature sensible thermal energy storage system. In: *Solar Energy* Bd. 43 (1989), Nr. 1, S. 7–16
- [62] XU, B; LI, PW; CHAN, CL: Extending the validity of lumped capacitance method for large Biot number in thermal storage application. In: *Solar Energy* Bd. 86 (2012), Nr. 6, S. 1709–1724
- [63] PLANITZ, M; ANDERSON, E: LAPACK Users Guide. In: *The Mathematical Gazette* Bd. 79 (1995), Nr. 484, S. 210
- [64] SEITZ, M: *Thermodynamische Simulation und Optimierung von Betriebszyklen bei solarthermischen Kraftwerken mit Flüssigsalzen als Wärmeträgermedien*, Masterarbeit, Hochschule Augsburg, 2012
- [65] SULLIVAN, HF; HOLLANDS, KGT; SHEWEN, EC: Thermal destratification in rock beds. In: *Solar Energy* Bd. 33 (1984), S. 227–229
- [66] NSOFOR, EC; ADEBIYI, GA: Measurements of the gas-particle convective heat transfer coefficient in a packed bed for high-temperature energy storage. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* Bd. 24 (2001), S. 1–9
- [67] MEIER, A; WINKLER, C; WUILLEMIN, D: Experiment for modelling high temperature rock bed storage. In: *Solar Energy Materials* Bd. 24 (1991), S. 255–264
- [68] ALLEN, KG: *Rock bed thermal storage for concentrating solar power plants*, Dissertation, Stellenbosch University, 2014

-
- [69] ZUNFT, S; HAÑEL, M; KRÜGER, M; DREIBIGACKER, V; GÖHRING, F; WAHL, E: Jülich Solar Power Tower - Experimental Evaluation of the Storage Subsystem and Performance Calculation. In: *Journal of Solar Energy Engineering* Bd. 133 (2011), Nr. 3
- [70] GIRLICH, D; KÜHN, C; HACKESCHMIDT, K: *Berechnung des Druckverlustes für offenporigen Metallschäume*: m-pore GmbH Dresden; GEA GMW Bochum; ILK gem. GmbH, 2004
- [71] IDELCHIK, I: *Fluid dynamics of industrial equipment*. New York: Hemisphere Publishing, 1992
- [72] HANSEN, M: Strömungsverhältnisse in Winderhitzern auf Grund von Modellversuchen. In: *Archiv f.d. Eisenhüttenwesen* Bd. 23 (1952), Nr. 381, S. 7
- [73] PODLECKI, M: *Experimentelle und numerische Untersuchung eines Feststoffspeichers für thermische Energie*, Diplomarbeit, TU Berlin, 2016
- [74] HELLER, L; GAUCHÉ, P: Modeling of the rock bed thermal energy storage system of a combined cycle solar thermal power plant in South Africa. In: *Solar Energy* Bd. 93 (2013), S. 345–356
- [75] KIM, S-M; OH, S-D; KWON, Y-H; KWAK, H-Y: Exergoeconomic analysis of thermal systems. In: *Energy* Bd. 23 (1998), Nr. 5, S. 393–406
- [76] SHAH, RK; SEKULIC, DS: *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2003
- [77] WELLER, J: *Analyse des CellFlux Speicherkonzeptes mit Flüssigsalz als Wärmetransfermedium*, Studienarbeit, Hochschule Biberach, 2014
- [78] GRUNDMANN, R: *Grundlagen der Ventilatortechnik*. Aachen: TLT-Turbo GmbH, 2005
- [79] KELLY, B; KEARNEY, D: *Parabolic Trough Solar System Piping Model Final Report Parabolic Trough Solar System Piping Model*: National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2006
- [80] KLEIN, G: Tubetech GmbH, personal communication, 2014
- [81] KELLY, B; PRICE, H; BROSSEAU, D; KEARNEY, D: Adopting nitrate/nitrite salt mixtures as the heat transport fluid in parabolic trough power plants. In: *Proceedings of the Energy Sustainability Conference 2007*, 2007, S. 1033–1040
- [82] BELL, KJ; MUELLER, AC: *Wolverine Tube Heat Transfer Data Book*. URL http://www.wlv.com/products/databook/ch1_1.pdf. — Wolverine Engineering Data Book II
- [83] WEBB, R: *Enhancement of single-phase heat transfer*. New York: Wiley, 1987
- [84] HOFFMANN, A: *Auslegung des Wärmeübertragers für das Cell-Flux Wärmespeichersystem*, Studienarbeit, TU Berlin, 2011
- [85] BISCHOFF, KB; LEVENSPIEL, O: Fluid dispersion — generalization and comparison of mathematical models — II comparison of models. In: *Chemical Engineering Science* Bd. 17 (1962), Nr. 4
- [86] SCARICABAROZZI, R: Simple particular solutions and speed calculation of regenerators. In: *Heat Recovery Systems and CHP* Bd. 9 (1989), Nr. 5, S. 421–432
- [87] DUDUKOVIĆ, M; RAMACHANDRAN, P: Evaluation of thermal efficiency for heat regenerators in periodic operation by approximate methods. In: *Chemical engineering science* Bd. 40 (1985), Nr. 9, S. 1629–1639

- [88] MARTIN, H: The generalized L ev eque equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop. In: *Chemical Engineering Science* Bd. 57 (2002), Nr. 16, S. 3217–3223
- [89] SANDERSON, TM; CUNNINGHAM, GT: Performance and efficient design of packed bed thermal storage systems. Part 1. In: *Applied Energy* Bd. 50 (1995), Nr. 2, S. 119–132
- [90] KUZNETSOV, A V.: An investigation of a wave of temperature difference between solid and fluid phases in a porous packed bed. In: *International journal of heat and mass transfer* Bd. 37 (1994), Nr. 18, S. 3030–3033. — Nur als Kopie aus der Bib, beinhaltet direkte Lösung, die zeigt, dass Temperaturwelle sich stetig verbreitert.
- [91] BAYÓN, R; RIVAS, E; ROJAS, E: Study of thermocline tank performance in dynamic processes and stand-by periods with an analytical function. In: *Energy Procedia* Bd. 49 (2013), S. 725–734
- [92] FLUECKIGER, SM; GARIMELLA, S V: Second-law analysis of molten-salt thermal energy storage in thermoclines. In: *Solar Energy* Bd. 86 (2012), Nr. 5, S. 1621–1631
- [93] BAYÓN, R; ROJAS, E: Analytical function describing the behaviour of a thermocline storage tank: A requirement for annual simulations of solar thermal power plants. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* Bd. 68 (2014), S. 641–648
- [94] BIENCINTO, M; BAYÓN, R; ROJAS, E; GONZÁLEZ, L: Simulation and assessment of operation strategies for solar thermal power plants with a thermocline storage tank. In: *Solar Energy* Bd. 103 (2014), S. 456–472
- [95] LI, P; VAN LEW, J; KARAKI, W; CHAN, C; STEPHENS, J; WANG, Q: Generalized charts of energy storage effectiveness for thermocline heat storage tank design and calibration. In: *Solar Energy* Bd. 85 (2011), Nr. 9, S. 2130–2143
- [96] LIZARRAGA-GARCIA, E; MITSOS, A: Effect of heat transfer structures on thermoeconomic performance of solid thermal storage. In: *Energy* Bd. 68 (2014), S. 896–909
- [97] GAMISCH, S: *Untersuchung von Regeneratorspeichern im Verbund mit Phasenwechselspeichern zur Verbesserung des exergetischen Wirkungsgrades*, Studienarbeit, Universität Stuttgart, 2014
- [98] MCTIGUE, JD; WHITE, AJ; MARKIDES, CN: Parametric studies and optimisation of pumped thermal electricity storage. In: *Applied Energy* Bd. 137 (2015), S. 800–811
- [99] SCHACK, A: *Der industrielle Wärmeübergang*. 4. Aufl. Düsseldorf: Verlag Stahleisen, 1953
- [100] KRANE, RJ: A Second Law analysis of the optimum design and operation of thermal energy storage systems. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* Bd. 30 (1987)
- [101] BEJIAN, A: Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow. In: *Journal of Applied Mechanics* Bd. 50 (1982), Nr. 2, S. 475. — Viel zitiertes Paper, hat Standardformel für Entropiegeneration durch Leitung hergeleitet
- [102] WHITE, AJ: Loss analysis of thermal reservoirs for electrical energy storage schemes. In: *Applied Energy* Bd. 88 (2011), Nr. 11, S. 4150–4159
- [103] HIRSCH, T; FABIAN FELDHOFF, J; SCHENK, H: Start-Up Modeling for Annual CSP Yield Calculations. In: *Journal of Solar Energy Engineering* Bd. 134 (2012), Nr. August, S. 031004
- [104] CRANDALL, DM; THACHER, EF: Segmented thermal storage. In: *Solar Energy* Bd. 77 (2004), S. 435–440

-
- [105] HIRSCH, T; SCHENK, H: Dynamics of oil-based Parabolic Trough plants - a detailed transient simulation model. In: *Proceedings of the SolarPACES 2010 conference*, 2010
- [106] KAYS, WM; LONDON, AL: *Compact heat exchangers*. 3. Aufl. Malabar, Florida: Krieger Publishing Company, 1998
- [107] MOODY, LF: Friction factors for pipe flow. In: *Transactions of the ASME* Bd. 8 (1944), Nr. 66, S. 671–684
- [108] SCHLÜNDER, E-U; TSOTSAS, E: *Wärmeübertragung in Festbetten, durchmischten Schüttgütern und Wirbelschichten*. Stuttgart: Thieme, 1988
- [109] WAKAO, N; KAGEI, S: *Heat and mass transfer in packed beds*. New York: Gordon and Breach Science Publishers Inc., 1982
- [110] SHAH, RK; LONDON, AL: *Laminar Flow Forced Convection in Ducts: A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data*. New York: Academic Press, 1978
- [111] GNIELINSKI, V: Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung. In: *Forschung im Ingenieurwesen* Bd. 61 (1995), Nr. 9, S. 240–248
- [112] MON, MS: *Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers*, Dissertation, TU Bergakademie Freiberg, 2003
- [113] GNIELINSKI, V: Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mit Hilfe einer einheitlichen Gleichung. In: *Forschung im Ingenieurwesen A* Bd. 41 (1975), Nr. 5, S. 145–153
- [114] ODENTHAL, C; STEINMANN, W-D; ECK, M: Simulation and experimental results of the CellFlux storage concept. In: *Eurotherm Seminar #99* (2014), Nr. 99, S. 1–12
- [115] VOGT, S; BECKMANN, M: Druckverlust und Strömungsverteilung an Ziegelbesätzen. In: *Zeitschrift Ziegelindustrie International* Bd. 60 (2008), Nr. 8, S. 20–31
- [116] VOSTEEN, H; SCHELLSCHMIDT, R: Influence of temperature on thermal conductivity, thermal capacity and thermal diffusivity for different types of rock. In: *Physics and Chemistry of the Earth* Bd. 28 (2003), Nr. 9-11, S. 499–509
- [117] SPAN, R: Stoffwerte von Luft. In: *VDI-Wärmeatlas*. 10. Aufl. Paderborn : Verein Deutscher Ingenieure, 2010