

Innovative Wärmespeicherkonzepte mit Adsorptionskreisläufen in der Gebäudetechnik

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
genehmigte

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Matthias Simon Treier
aus Oberkirch

Tag der mündlichen Prüfung: 27.07.2022

Hauptreferent: Prof. Dr. rer. nat. Hans-Martin Henning
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Robert Stieglitz
Korreferent: Dr. rer. nat. Ferdinand Schmidt



Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz (CC BY 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.de>

Matthias Simon Treier

Innovative Wärmespeicherkonzepte mit Adsorptionskreisläufen in der Gebäudetechnik

Dissertation

Karlsruhe 2023

Danksagung

Diese Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit in der Forschungsgruppe Energie- und Gebäudetechnologie am Institut für angewandte Thermofluidik (IATF) (ehemals Fachgebiet Strömungsmaschinen) des Karlsruher Instituts für Technologie.

Zunächst möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hans-Martin Henning für die Übernahme des Hauptreferates für meine Arbeit sowie die konstruktiven Anmerkungen und Diskussionen in Doktorandenseminaren und in der Endphase meiner Arbeit bedanken.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Robert Stieglitz danke ich für die Übernahme des Korreferats und die sehr ausführlichen, konstruktiven Kommentare zu meiner Arbeit.

Ganz besonders möchte ich mich bei dem Korreferenten Dr. rer. nat. Ferdinand Schmidt bedanken, der mich in vielen Diskussionen und Gesprächen bei der Anfertigung meiner Arbeit unterstützt hat, manchmal auch mehrmals täglich oder am Wochenende. Gerade auch in der Endphase meiner Arbeit waren seine konstruktiven Anmerkungen sehr hilfreich.

Den Kollegen des Fachgebiets Strömungsmaschinen danke ich für die herzliche Aufnahme am Institut und die tolle Zusammenarbeit. Auch neben der Arbeit hatten wir viel Spaß bei gemeinsamen Unternehmungen, Exkursionen, Segeltörns und natürlich beim Kickern. Einen wesentlichen Anteil hatte dabei auch Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi, der die gute Gemeinschaft am Institut mitgeprägt hat.

Ich danke auch allen Studenten, die durch studentische Arbeiten oder Praktika zum Gelingen meiner Arbeit beigetragen haben.

Meiner Familie möchte ich für die große Unterstützung während meines Studiums und der Anfertigung meiner Doktorarbeit danken. Am meisten natürlich meiner Frau Claudia, die mir sowohl mit konstruktiven Vorschlägen als auch mit motivierenden und unterstützenden Gesprächen geholfen hat.

Kurzfassung

Speicherung von Wärme spielt eine wichtige Rolle, um die Diskrepanz zwischen Verfügbarkeit und Bedarf von Energie zu verringern, die insbesondere durch den zunehmenden Einsatz von fluktuierenden Energieformen auftritt. Zusätzlich wird bei vielen industriellen Prozessen Abwärme erzeugt, die mit Hilfe geeigneter Speicher nutzbar gemacht werden kann. Auch eine Anwendung bei Kraft-Wärme-Kopplung-Systemen mit BHKW, bei der die Speicher die in Blockheizkraftwerken überschüssig produzierte Wärme speichern können, ist vielversprechend.

Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei Konzepte von Wärmespeichern vorgestellt und numerisch untersucht, ein kaskadierender Adsorptionsspeicher und ein sorptionsunterstützter Wasserspeicher. Bei beiden betrachteten Speichersystemen wird eine Adsorptionswärmepumpe eingesetzt mit dem Ziel, die Energiespeicherdichte und die Effizienz der Systeme zu erhöhen. Beim kaskadierenden Speicher wird die Adsorptionswärme aus einem Zeolithspeicher genutzt, um die Adsorptionswärmepumpe zu desorbieren. Wenn die Temperatur der Adsorptionswärme dazu nicht mehr ausreicht, wird diese direkt genutzt. Beim sorptionsunterstützten Wasserspeicher wird die Wärme aus dem oberen Teil eines temperaturgeschichteten Wasserspeichers zur Desorption der Adsorptionswärmepumpe eingesetzt. Auch hier wird nach dem Ende des Wärmepumpenbetriebes die restliche Wärme direkt genutzt.

Als technische Zielgrößen für die Untersuchungen werden die volumetrische Speicherdichte und die Speichereffizienz herangezogen. Zusätzlich wird die Entnahmeleistung aus den Speichersystemen simuliert. Für die Untersuchungen wird ein Temperaturhub von 30 K zwischen Verdampfer- und Nutzerniveau angenommen, der passend für einen Einsatz im Gebäudebereich ist, allerdings eine große Herausforderung für die Systeme darstellt. Eine Variation des Temperaturhubes zeigt, dass der Temperaturhub einen großen Einfluss auf die Zielgrößen hat. Auch das Systemvolumen trägt wesentlich zur Berechnung der Speicherdichte bei.

Durch den Einsatz des kaskadierenden Speichers kann eine Erhöhung von Speicherdichte und Speichereffizienz gegenüber einem unkaskadierten Speicher erzielt werden. Mit einem Adsorber- und Speichervolumen von 1 m^3 wird eine Speicherdichte von 60 kWh/m^3 auf Systemebene erreicht. Durch eine Skalierung des Adsorbers auf 4 m^3 kann die Speicherdichte auf 88 kWh/m^3 erhöht werden, da die übrigen Systemkomponenten weniger stark skaliert werden müssen.

Mit dem sorptionsunterstützten Wasserspeicher wird eine Speicherdichte von 53 kWh/m^3 bei einer Effizienz von 1,09 erreicht. Die erreichbare Speicherdichte ist gegenüber einem direkt entla-

denen sensiblen Wasserspeicher mit den gleichen Randbedingungen nur leicht erhöht, da für das SAWS-System die zusätzlichen Komponenten mit einbezogen werden müssen.

Zusätzlich zu den numerischen Untersuchungen wird in einem experimentellen Teil die Einströmung von warmem Wasser in einen Plexiglastank betrachtet. Dabei wird ein Vergleich zwischen einer Einströmung durch einen Freistrahler und zwei Einströmgeometrien gezogen. Bei den Einströmgeometrien handelt es sich um einen waagrecht eingesetzten Ring mit Bohrungen an der Innenseite, durch die das Wasser in den Tank eintreten kann, und ein Beladerohr, bei dem auf der gesamten Mantelfläche Löcher für die Ausströmung angebracht sind. Sowohl beim Ring als auch beim Rohr ist eine poröse Struktur auf die Oberfläche aufgebracht, um die Einströmung zu homogenisieren. Die Auswertung der MIX-Zahl und der Temperaturverteilungen innerhalb des Speichers zeigen, dass mit beiden Geometrien die Einströmverluste reduziert werden können.

Abschließend wird die Einbindung der beiden Speicher in ein BHKW-System als mögliches Einsatzszenario untersucht und eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung sowie eine Auswertung der Kohlenstoffdioxid-Emissionen durchgeführt. Aus dem Anwendungsfall lässt sich erkennen, dass durch die Integration der Speicher die Verbrauchskosten und die CO₂-Emissionen gegenüber einem Referenzsystem mit Gasbrennwertkessel gesenkt werden können. Den größten Einfluss hat dabei allerdings das BHKW, die zusätzlichen Speicher bringen aufgrund der größeren Kapitalkosten nur noch geringe Mehreinsparungen.

Symbolverzeichnis

Abkürzungen

ASUE	Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V.
AWP	Adsorptionswärmepumpe
BHKW	Blockheizkraftwerk
BOS	Background Oriented Schlieren
CAD	Computer-aided design
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
COP	Coefficient of Performance
EU	Europäische Union
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam
ISE	Institut für solare Energiesysteme
KM	Kältemaschine
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LDF	Linear Driving Force
MIX	Mix Zahl
MobS	mobiler Sorptionsspeicher
MOF	Metal Organic Frameworks
MVA	Müllverbrennungsanlage
Re	Reynolds-Zahl
Ri	Richardson-Zahl
RMSE	mittlere quadratische Abweichung
PHV	Plateau Höhe Verhältnis
PLA	Polyactid
SAWS	Sorption Assisted Water Storage
SLK	Spitzenlastkessel
VDI	Verein deutscher Ingenieure e.V.
WP	Wärmepumpe
ZAE Bayern	Bayerisches Zentrum für angewandte Energieforschung e.V.

Lateinische Buchstaben

A	differentielle Arbeit der Adsorption	J/mol
A	Fläche	m ²
A_{cross}	Querschnittsfläche des Speichers	m ²
A_K	jährliche Annuität der kapitalgebundenen Kosten	€/a
af	Annuitätenfaktor	-
a	Seitenlänge Plexiglastank	m
bf	Barwertfaktor	-
C	Wärmekapazität	J/K
c	spezifische Wärmekapazität, falls $c_v = c_p$	J/(kg K)
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/(kg K)
c_v	Wärmekapazität bei konstanter Temperatur	J/(kg K)
D	Durchmesser	m
D_{ZM}	Durchmesser innerer Zylindermantel	m
d	Materialstärke	m
d_h	hydraulischer Durchmesser am Einlass	m
d_{Ri}	Außendurchmesser Einströmrings	m
E_{ist}	Energieinhalt des betrachteten Speichers	J
E_{mix}	Energieinhalt des vollständig durchmischten Speichers	J
E_S	Energieinhalt eines perfekt geschichteten Speichers	J
f	Verteilungsfunktion	-
f	Brennweite der Linse	m
g	molare Gibbs-Energie	J/mol
H	Enthalpie	J
h	spezifische Enthalpie	J/kg
h_a	Wärmeübergangskoeffizient außen	W/(m ² K)
h_c	Wärmeübergangskoeffizient Kammer	W/(m ² K)
h_i	Wärmeübergangskoeffizient innen	W/(m ² K)
h_P	Höhe des Speichers	m
h_S	Höhe des Temperaturplateaus	m
\hat{h}	aktuelle Höhe im Tank	m
\hat{h}_{AB}	Abstand zwischen den Temperatursensoren	m
\hat{h}_{ML}	Abstand unterster und oberster Sensor	m
\hat{h}_1	Höhe erster Einlass	m
\hat{h}_{12}	Abstand erster und zweiter Einlass	m
\hat{h}_{23}	Abstand zweiter und dritter Einlass	m

h^*	entdimensionierte Höhe	-
h_{TC}	Höhe der Thermokline	m
\tilde{h}	Enthalpie des Gases, das zwischen Dampfkammer und Komponenten strömt	J/kg
K_B	betriebsgebundene Kosten	€
K_K	kapitalgebundene Kosten	€
K_V	verbrauchsgebundene Kosten	€
$k(r)$	Kovarianz-Funktion	-
l	Hyperparameter der Kovarianzfunktion	-
l	Länge	m
M_S	Energiemoment des perfekt geschichteten Speichers	Jm
M_{mix}	Energiemoment des vollständig durchmischten Speichers	Jm
M_{ist}	Energiemoment des betrachteten Speichers	Jm
m	Masse	kg
\dot{m}_{ads}	Massenstrom zwischen Verdampfer und Dampfraum	kg/s
\dot{m}_{des}	Massenstrom zwischen Dampfraum und Kondensator	kg/s
\dot{m}_{drv}	Massenstrom zwischen Verdampfer und Kondensator	kg/s
N	Anzahl der Einzelvolumen	-
n	Brechungsindex	-
n_{hx}	Anzahl der Adsorberknoten	-
n_R	Anzahl der Rohrknöten	-
P	Leistung	W
p	Druck	Pa
pf	Preisänderungsfaktor	-
p_{ads}	Gleichgewichtsdruck des Adsorbats	Pa
p_c	Kammerdruck	Pa
p_{kd}	Kondensatordruck	Pa
p_{sat}	Sättigungsdampfdruck	Pa
p_v	Verdampferdruck	Pa
Q_{ads}	Adsorptionswärme	J
Q_{kd}	Kondensationswärme	J
Q_v	Verdampfungswärme	J
Q_{des}	Desorptionswärme	J
\dot{Q}	Wärmestrom	J/s
$\dot{Q}_{i,h}$	Wärmestrom über das Gehäuse	J/s
q	spezifische Wärme	J/kg
q_{st}	spezifische isostere Adsorptionenthalpie	J/(kg K)

Symbolverzeichnis

R	spezifische Gaskonstante	J/(gK)
r	Radius	m
r_{mix}	Parameter, der das Verhältnis des Vermischungsmassenstroms zum realen Massenstrom angibt	-
S	Quellterm	K/s
T	Temperatur	K
T_{ads}	Adsorptionstemperatur	K
T_c	Kammertemperatur	K
T_{des}	Desorptionstemperatur	K
$T_{E,soll}$	Soll-Einströmtemperatur	K
T_{ist}	Temperaturprofil aus den experimentellen Temperaturmessdaten	K
T_{kd}	Kondensationstemperatur	K
T_{min}	gemittelte Wassertemperatur zu Versuchsstart	K
T_{Nutz}	Nutztemperatur	K
T_S	Perfekt geschichtetes Temperaturprofil	K
T_v	Verdampfungstemperatur	K
$T_{ex,wt,f}(t)$	Temperatur des Wärmefluids, das zum Zeitpunkt t in den Adsorber einströmt	K
T^*	entdimensionierte Temperatur	-
t	Zeit	s
t_B	Betrachtungszeitraum	a
t^*	entdimensionierte Zeit	-
U	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(m ² K)
U_{cross}	Wärmedurchgangskoeffizient des Speichers	W/(m ² K)
UA	Wärmetransportkoeffizient	W/K
$(UA)_h$	Wärmetransportkoeffizient des Gehäuses	W/K
U	innere Energie	J
u	spezifische innere Energie des Wärmeübertragers	J/kg
u_0	Strömungsgeschwindigkeit am Einlass	m/s
V	Volumen	m ³
V_0	Tankvolumen	m ³
V_M	Materialvolumen	m ³
V_S	Systemvolumen	m ³
\dot{V}	Einströmvolumenstrom	m ³ /h
w	Speicherichte	kWh/m ³
W	spezifisches adsorbiertes Volumen	m ³ /kg
W	Arbeit	J

X	Konstante für Boden- und Deckelverluste	1/s
x	Beladung	kg/kg
Y	Wärmeleitungsterm in der Temperaturgleichung	1/s
Z	Wandverluste in der Temperaturgleichung	1/s
z_f	Zinsfaktor	-
z_A	Abstand der Linse zum Dichtegradient	m
z_B	Abstand der Linse zur Hintergrundebene	m
z_{BS}	Abstand der Linse zur Bildebene	m
z_D	Abstand des Dichtefeldes zum Hintergrund	m
z_{ein}	reale Einschichthöhe	m
z_{id}	ideale Einschichthöhe	m
Δz	Höhe einer Zelle im Vermischungsmodell	m
δz_D	Breite des Dichtefeldes	m

Griechische Buchstaben

α	isobarer thermischer Ausdehnungskoeffizient	1/K
β_{eff}	effektiver spezifischer Stofftransportkoeffizient	m/(sPa)
β	isobarer Kompressibilitätskoeffizient	1/Pa
δz	Parameter, der die Breite des Vermischungsbereichs relativ zur Speicherhöhe angibt	m
ε	Effektivität eines Wärmeübertragers	-
$\varepsilon_{i,R}$	Effektivität des Wärmeübergangs	-
ε_y	Ablenkungswinkel	°
η	Speichereffizienz	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W K/m
$\lambda_{eff,akn}$	effektive Wärmeleitfähigkeit	W K/m
λ_{res}	resultierende Wärmeleitfähigkeit	W K/m
$\Delta\lambda$	additive Wärmeleitfähigkeit	W K/m
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
ρ	Dichte	kg/m ³
ρ_{ads}	Dichte des Adsorbats	kg/m ³
σ_0	Hyperparameter der Kovarianzfunktion	-
σ_f	Hyperparameter der Kovarianzfunktion	-

Indizes

<i>a</i>	Adsorbat
<i>ab</i>	abgeführt
<i>ads</i>	Adsorption
<i>af</i>	Arbeitsfluid
<i>AHZ</i>	Adsorptionshalbzyklus
<i>amb</i>	Umgebung
<i>aus</i>	ausströmend
<i>AWP</i>	Adsorptionswärmepumpe
<i>buo</i>	Auftrieb
<i>c</i>	Kammer
<i>cd</i>	Kondensator
<i>cu</i>	Kupfer
<i>Daemm</i>	Dämmung
<i>des</i>	Desorption
<i>DHZ</i>	Desorptionshalbzyklus
<i>direkt</i>	direkt genutzt
<i>ein</i>	einströmend
<i>eff</i>	effektiv
<i>el</i>	elektrisch
<i>ev</i>	Verdampfer
<i>exp</i>	Experiment
<i>ext</i>	externer Zeitschritt
<i>g</i>	Gas
<i>HS</i>	Brennwert
<i>h</i>	heiß
<i>ht f</i>	Wärmeträgerfluid
<i>hx</i>	Wärmeübertrager
<i>i</i>	Standardindex der Adsorberknoten
<i>i</i>	bezüglich eines Einzelvolumens (bei Berechnung der MIX-Zahl)
<i>j</i>	Index der Rohrknoten
<i>k</i>	kalt
<i>kask</i>	kaskadierend genutzt
<i>kd</i>	Kondensator
<i>KM</i>	Kältemaschine
<i>lq</i>	Flüssigkeit

<i>ly</i>	bezüglich einer Schicht
<i>max</i>	maximal
<i>min</i>	minimal
<i>mix</i>	Vermischung
<i>n_R</i>	Anzahl der Rohrknoten
<i>Nutz</i>	Nutz
<i>pool</i>	Verdampferpool
<i>PUR</i>	Polyurethan
<i>R</i>	Rohr
<i>rück</i>	rückgewinnbar
<i>s</i>	Sorbensmaterial
<i>sat</i>	Sättigungsgleichgewicht
<i>sens</i>	sensibel
<i>sim</i>	Simulation
<i>St</i>	Stahl
<i>SW</i>	Steinwolle
<i>Tank</i>	Tank
<i>th</i>	thermisch
<i>tot</i>	Gesamt
<i>v</i>	Verdampfer
<i>W</i>	Wasser
<i>W</i>	Wand
<i>WP</i>	Wärmepumpe
<i>wtf</i>	Wärmeträgerfluid
<i>x</i>	Beladung
<i>zu</i>	zugeführt

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	i
Kurzfassung	iii
Symbolverzeichnis	v
1 Stand der Forschung und Fragestellung	1
1.1 Motivation und Stand der Technik	1
1.2 Funktionsweise der betrachteten Systeme	2
1.3 Forschungsfragestellung und Struktur der Arbeit	4
2 Modellbeschreibung von Wärmespeichern mit Adsorptionssystemen	7
2.1 Grundlagen für die Modellierung von Adsorptionssystemen	7
2.1.1 Einführung der Adsorption	7
2.1.2 Idealer Adsorptionszyklus im Clapeyron-Diagramm	8
2.1.3 Modellierung von Adsorptionsgleichgewichten durch charakteristische Kurve nach Dubinin und Polanyi	9
2.1.4 Anpassung durch Gauß-Prozesse	11
2.2 Beschreibung der Adsorptionskinetik	11
2.3 Funktionsbeschreibung verschiedener Adsorptions-Systeme	13
2.4 Adsorptionssysteme und -komponenten	15
2.4.1 Adsorptions-Wärmepumpe	16
Stratisorp	21
2.4.2 Adsorptionsspeicher	23
2.4.3 Statische Modellierung des Adsorptionsspeichers	24
2.4.4 Dynamische Modellierung der Adsorptionswärmepumpe	29
Massenbilanzen des Arbeitsfluids	32
Bilanzen für Energie im Adsorptionsmodul	33
Bestimmung der Wärme- und Stofftransportkoeffizienten für die Adsorptionswärmepumpe	40
2.4.5 Dynamische Modellierung des Adsorptionsspeichers	41

	Bestimmung der Wärme- und Stofftransportkoeffizienten für den Adsorptionsspeicher	41
2.4.6	Thermischer Schichtspeicher und Modellbeschreibung	42
2.5	Vergleichssysteme in der Gebäudetechnik	49
2.5.1	Zielparameter für die technische Bewertung der Wärmespeicherkonzepte	50
3	Analyse kaskadierender Adsorptionsspeicher	53
3.1	Technisches Konzept des kaskadierenden Adsorptionsspeichers	53
3.1.1	Erste Abschätzung zum Potenzial des Speichers	57
3.2	Komponenten und technische Einflussgrößen	58
3.2.1	Beschichteter Wärmeübertrager als Adsorber	59
3.2.2	Sorbensmaterialien	61
3.2.3	Für die Kaskadierung verwendete Wärmepumpen	63
	Fasermodule	63
	Stratisorp	64
3.2.4	Komponentendimensionierung	66
3.2.5	Systemtemperaturen und Temperaturhub für die Analyse	69
3.2.6	Wärmeverluste	70
3.3	Sensitivität des Systems bezüglich technischer Einflussgrößen	72
3.3.1	Bilanzkreise für die Systembetrachtung	72
3.3.2	Betrachtung des Referenzfalls	73
3.3.3	Variation des Temperaturhubs	78
3.3.4	Wärmeverluste an die Umgebung	80
3.3.5	Dichte des Sorbensmaterials	84
3.3.6	COP der Wärmepumpe	86
3.3.7	Nutzung der Kondensationswärme während der Ladephase	88
3.4	Betriebsverhalten und erreichbare Leistungsparameter	88
3.4.1	Skalierung	88
3.4.2	Dynamische Simulation des Speichersystems zur Bestimmung der Entladeleistungen	91
	3.4.2.1 Simulation des Zeolithspeichers	91
	3.4.2.2 Simulation der Wärmepumpe	94
3.5	Fazit zum kaskadierenden Adsorptionsspeicher	96
4	Sorptionunterstützter Wasserspeicher	99
4.1	Funktionsweise und Analyse des SAWS	99
4.2	Sensitivität des SAWS auf Prozessgrößen	101
4.2.1	Variation der Zyklenanzahl	102

4.2.2	Variation des Anfangsprofils und des Betriebsmodus	104
4.2.3	Variation des Temperaturhubs	107
4.2.4	Variation des Speichervolumens	109
4.2.5	Variation des Massenstroms	110
4.2.6	Variation der Vermischungsparameter	111
4.3	Experimentelle Analyse des Einflusses von Einströmung und Vermischung in Speichern	118
4.3.1	Plexiglastank für Einströmversuche	119
4.3.2	Verwendete Einströmgeometrien	120
4.3.3	Background Oriented Schlieren als Methode zur Strömungsvisualisierung	122
4.3.4	Charakterisierungsmethoden für die Schichtung in thermischen Speichern	124
4.3.5	Durchführung der Versuche	131
4.3.5.1	Entdimensionierung wichtiger Größen	132
4.3.6	Experimentelle Ergebnisse	132
4.3.6.1	Temperaturen innerhalb des Tanks und Auswertung der MIX-Zahl	134
	Einströmung ohne Einströmgeometrie	134
	Beladering	138
	Beladerohr	144
	Vergleich der Beladegerometrien untereinander	148
4.4	Betriebsverhalten und Leistungsparameter	150
4.5	Fazit zum sorptionsunterstützten Wasserspeicher	157
5	Technoökonomisches Potenzial der Speichersysteme im Vergleich zum Referenzsystem	159
5.1	Definition der Bewertungszielgrößen	159
5.1.1	Betrachtung der Wirtschaftlichkeit	159
5.1.2	Kohlenstoffdioxid-Emissionen	161
5.2	Vorherige Untersuchungen	162
5.3	Beschreibung der Systeme und des Referenzsystems	163
5.4	Kapitalkosten der eingesetzten Systeme	167
5.4.1	BHKW	167
5.4.2	Kaskadierender Speicher	167
5.4.3	SAWS	169
5.5	Wirtschaftlichkeitsberechnung	169
5.6	Auswertung der Kohlenstoffdioxid-Emissionen	173
5.7	Einordnung der technoökonomischen Bewertung	175
6	Zusammenfassung und Ausblick	177

Literaturverzeichnis	189
Abbildungsverzeichnis	198
Tabellenverzeichnis	200
A Dynamische Simulation der Wärmepumpe für den kaskadierenden Speicher .	201
B Aufbau des experimentellen Versuchstandes	205

1 Stand der Forschung und Fragestellung

1.1. Motivation und Stand der Technik

Der Anteil der erneuerbaren Energien wie Wind- oder Solarenergie im Energiemix hat in den letzten Jahren deutlich zugenommen. Lag im Jahr 1990 der Anteil erneuerbarer Energien am Primärenergieverbrauch noch bei 1 %, betrug er im Jahr 2020 bereits 17 % [1]. Um die Ziele der Europäischen Union (EU), Netto-Treibhausgasemissionen von null in 2050 [2], zu erreichen, muss der Anteil jedoch noch weiter gesteigert werden. Deutschland hat das Ziel der Klimaneutralität in seiner Novelle zum Klimaschutzgesetz sogar auf 2045 vorgezogen [3].

Die Energienutzung in privaten Haushalten macht ungefähr ein Viertel des gesamten Endenergieverbrauchs in Deutschland und der EU aus [4,5]. Betrachtet man den gesamten Gebäudesektor, der neben Wohngebäuden auch industriell genutzte Gebäude beinhaltet, liegt der Anteil in Deutschland sogar bei ungefähr einem Drittel [4,6]. Durch diesen großen Anteil spielt der Gebäudesektor eine wichtige Rolle bei der Reduzierung der Emissionen. Nach der Novelle des Klimaschutzgesetzes gilt für den Gebäudesektor eine Emissionsgrenze von nur noch 67 Mio t CO₂-Äquivalente bis 2030 [3]. Im Jahre 2020 betrug die Treibhausgasemissionen im Gebäudesektor noch 120 Mio t [7].

Zusätzlich zu der Senkung der Treibhausgasemissionen wurde als Ziel gesetzt, dass der Anteil erneuerbarer Energien am Endenergieverbrauch im Wärme- und Kältesektor auf 27 % gesteigert werden soll [6].

Da bei erneuerbaren Energieformen, z.B. aufgrund von Wetterverhältnissen bei Solar- und Windenergie, starke Fluktuationen auftreten, kann ein Ungleichgewicht zwischen Angebot und Nachfrage der Energie entstehen. Dieses Ungleichgewicht kann sowohl saisonal als auch innerhalb eines Tages auftreten. Durch den Einsatz von Energiespeichern kann die fluktuierende Bereitstellung ausgeglichen werden, wodurch diese eine wichtige Säule für die Energiewende bedeuten. Beispielsweise wird in Privathaushalten oft morgens und abends mehr Energie benötigt als wäh-

rend des Tages, was die Kurzzeitspeicherung von mehreren Stunden bis zu einem Tag interessant macht.

Da der größte Energiebedarf in Gebäuden in Form von Wärme auftritt, bietet sich hier die Verwendung von thermischen Speichern an. Diese können unter anderem zur Erhöhung der nutzbaren thermischen Solarenergie [8] oder zur Speicherung von überschüssiger elektrischer Energie durch Power-to-Heat [9,10] verwendet werden. Zusätzlich können sie die netzorientierte Betriebsweise von Blockheizkraftwerken (BHKWs) erleichtern [11,12]. Dadurch kann eine Nutzung des Stroms aus den BHKWs komplementär zum Strom aus den fluktuierenden Quellen ermöglicht werden.

Bei den hier genannten Anwendungsfällen gibt es große Unterschiede in den Temperaturen, bei denen die nutzbare Wärme zur Verfügung gestellt wird. Bei BHKWs wird das Motorabgas bei ungefähr 500 °C abgegeben. Die Nutztemperatur aus dem Motorkühlwasser beträgt ca. 90 °C [13]. Auch eine Nutzung von industrieller Abwärme, die je nach Temperatur zwischen Niedertemperaturabwärme (ca. 150 °C), Mitteltemperaturabwärme (150 °C bis 500 °C) und Hochtemperaturabwärme (über 500 °C) unterschieden wird [14], ist möglich. Bei thermischer Solarenergie hängen die Temperaturen stark von der Art des genutzten Kollektors und dem Konzentrationsverhältnis zwischen Spiegelfläche und Solarabsorber ab [15]. Anwendungen im Gebäudebereich kommen typischerweise ohne oder mit wenig Konzentration aus. Hier bieten sich Vakuumröhrenkollektoren oder Flachkollektoren an, die bei ausreichend hohen Einstrahlungswerten Temperaturen zwischen 120 °C und 160 °C liefern können [15].

Durch die unterschiedlichen Temperaturen der Nutzwärme ergeben sich auch unterschiedliche Anwendungsmöglichkeiten für thermische Energiespeicher. Diese können grob in sensible, latente und thermochemische Speicher unterteilt werden [16, Kap. 6] (S. 76). Bei den sensiblen Speichern erfolgt die Speicherung der Wärme durch eine Erhöhung der Temperatur des Speichermediums, während in latenten Speichern eine Phasenumwandlung des Speichermediums stattfindet. Bei Adsorptionsspeichern, die zur Klasse der thermochemischen Speicher gehören, wird mit der zu speichernden Wärme ein Adsorptiv aus dem Adsorbens angetrieben. Bei der Entladung wird das Adsorptiv wieder adsorbiert und die dabei entstehende Wärme kann genutzt werden.

Da die benötigten Temperaturen im Gebäudebereich zum Teil deutlich niedriger sind als die Temperaturen der zur Verfügung stehenden Nutzwärme, ergibt sich durch den Unterschied ein Potenzial, das beispielsweise durch Wärmetransformationsprozesse genutzt werden kann.

1.2. Funktionsweise der betrachteten Systeme

Bei den Wärmespeichern, die im Rahmen dieser Arbeit numerisch betrachtet werden, handelt es sich um zwei geschlossene Speicher, einen kaskadierenden Adsorptionsspeicher und einen sorptionsunterstützten (sensiblen) Wasserspeicher. Eine Gemeinsamkeit beider Speichersysteme ist die

Integration einer Adsorptionswärmepumpe zur Erhöhung der nutzbaren Wärme während der Speicherentladung.

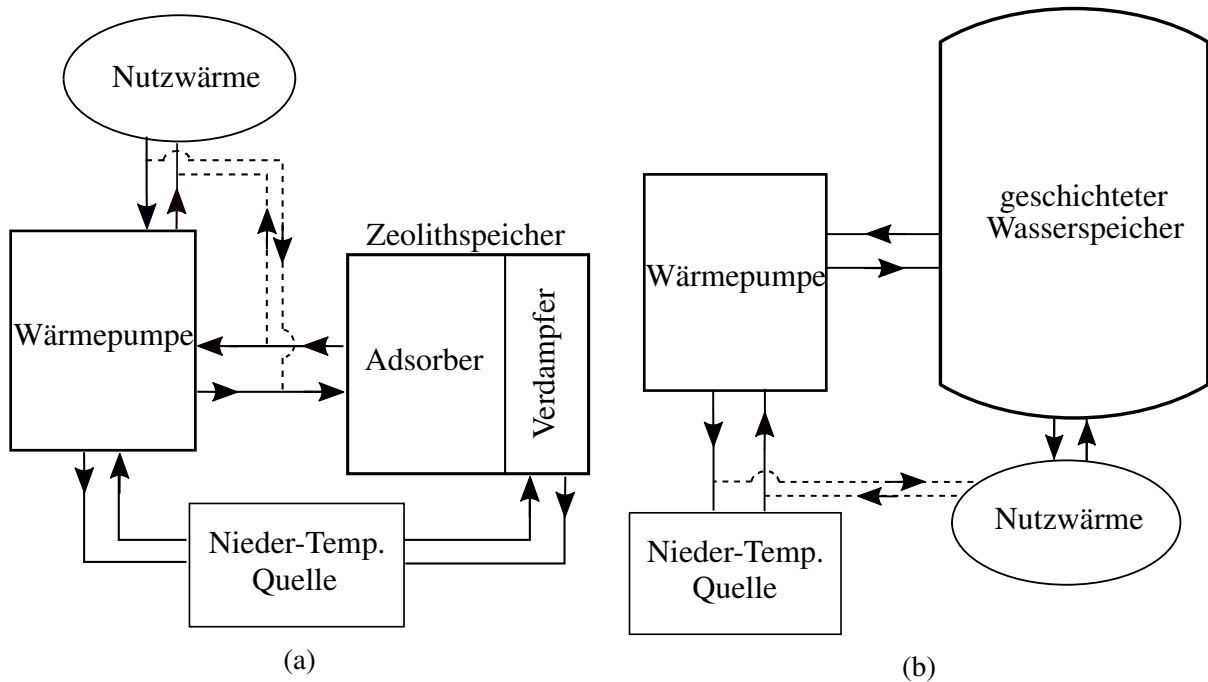


Abbildung 1.1.: Systemskizze mit den wichtigsten Komponenten des kaskadierenden Adsorptionsspeichers adaptiert von [17]; gestrichelte Verbindungen für direkte Nutzung (a) und des sorptionsunterstützten Wasserspeichers; gestrichelte Linien im Desorptionshalbzyklus der Wärmepumpe aktiv (b).

Abbildung 1.1 (a) zeigt eine Skizze des kaskadierenden Adsorptionsspeichers, mit den Hauptkomponenten Zeolithspeicher und Adsorptionswärmepumpe. Zusätzlich ist eine Niedertemperaturquelle im System integriert, die den Verdampfer des Zeolithspeichers und der Wärmepumpe speist, sowie eine Abnahmestelle für die Nutzwärme. Das Funktionsprinzip des kaskadierenden Speichers ist die Nutzung der Adsorptionswärme aus dem Zeolithspeicher zur Desorption der Adsorptionswärmepumpe. Wenn die Wärme aus dem Speicher nicht mehr ausreicht, um die Wärmepumpe zu desorbieren, wird die Wärme direkt genutzt.

Eine Skizze des sorptionsunterstützten Wasserspeichers ist in Abbildung 1.1 (b) dargestellt. Die wichtigsten Komponenten bei diesem System sind der Schichtwärmespeicher zur Speicherung sensibler Wärme und die Adsorptionswärmepumpe. Diese sind so miteinander verbunden, dass das heiße Wasser aus dem Speicher zur Desorption der Wärmepumpe genutzt werden kann. Auch bei diesem Speichersystem wird der Speicher direkt entladen, wenn die Wärme nicht mehr ausreicht, um die Adsorptionswärmepumpe zu desorbieren. Die Nutzwärme wird durch den Schichtwärmespeicher und die Kondensationswärme der Adsorptionswärmepumpe im Desorptionshalbzyklus bereit gestellt.

Aufgrund der Beschaffenheit der Speicher unterscheiden diese sich in der Temperatur der Spei-

cherbeladung. Beim sorptionsunterstützten Wasserspeicher wird eine Ladetemperatur von 105 °C als maximale Temperatur innerhalb des Wasserspeichers angenommen. Als Desorptionstemperatur für den kaskadierenden Adsorptionsspeicher werden zwei Temperaturen verwendet, 180 °C und 250 °C.

Sowohl der kaskadierende Speicher als auch der sorptionsunterstützte Wasserspeicher werden im Hinblick auf eine Anwendung als Kurzzeitspeicher untersucht. Deshalb werden die herangezogenen Bewertungsgrößen für eine Entladedauer von zwölf Stunden ausgewertet.

Für alle Arten von Wärmespeichern sind die Wärmeenergiespeicherdichte und die Speichereffizienz wichtige Bewertungsgrößen. Vor allem für geschlossene Adsorptionssysteme muss eine genaue Definition der beiden Größen durchgeführt werden, da die Entlade- und Ladephase einen Wärmetransformationsprozess mit einer zusätzlichen Wärmequelle oder -senke enthalten [18,19].

Um eine Auswertung von Speicherdichte und Speichereffizienz durchzuführen, sind die angenommenen Randbedingungen von großer Bedeutung. Die Speicherdichte von Wasserspeichern hängt direkt vom Temperaturunterschied zwischen ihrer minimalen und maximalen Beladung ab. Zusätzlich vermindern Wärmeleitungsverluste und Vermischung, während der Standzeit und der Entladung, den Anteil der gespeicherten Wärme, der genutzt werden kann. Bei Speichersystemen mit Adsorption ist der minimale Temperaturhub, zwischen der Verdampfertemperatur und der Nutztemperatur, ein wichtiger Faktor für die erreichbaren Werte.

In der Literatur sind Speicherdichten für viele verschiedene Adsorptionsspeichersysteme zu finden [20,21]. Ein Vergleich der verschiedenen Werte kann mitunter sehr schwierig sein, aufgrund der unterschiedlichen Randbedingungen und der sich unterscheidenden Berechnungsweisen.

Bei hohen Speicherdichten in der Literatur wird oftmals nur das Volumen des Adsorbensmaterials berücksichtigt, was einen realistischen Vergleich schwierig macht, da das betrachtete Speichersystem nicht nur aus dem Adsorber besteht. In früheren Projekten wurden Speicherdichten von ca. 130 kWh/m³ auf Materialebene erreicht, allerdings war oft die nutzbare Leistung nicht ausreichend. Für Kurzzeitspeicher sind deutlich höhere nutzbare Leistungen nötig, was auch einen Einfluss auf die benötigten Wärmeübertragereigenschaften der Adsorber hat.

Wird das Volumen des gesamten Systems betrachtet, fallen die erreichbaren Speicherdichten deutlich geringer aus [19,20].

1.3. Forschungsfragestellung und Struktur der Arbeit

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit liegt in der numerischen Untersuchung der beiden Speichersysteme für eine Anwendung als Kurzzeitspeicher. Dabei soll evaluiert werden, ob durch die innovativen Systeme eine Vergrößerung der Speicherdichte und -effizienz im Vergleich zu bekannten Systemen erzielt werden kann. Für die Untersuchung der Speicher werden Systemmodelle in MATLAB verwendet.

Bei der Betrachtung des kaskadierenden Speichers wird mit einem statischen Modell ein Adsorptionszyklus simuliert, um aus den Ergebnissen die Speicherdichte und -effizienz zu bestimmen. Einen großen Anteil an der Berechnung nimmt dabei die Definition geeigneter Randbedingungen ein. Um die Entladeleistungen aus dem Speicher zu bestimmen, wird zusätzlich ein dynamisches Modell verwendet.

Auch für die Untersuchungen des sorptionsunterstützten Wasserspeichers wird das dynamische Modell verwendet. Innerhalb des Modells wird das Zusammenspiel zwischen Wasserspeicher und Adsorptionswärmepumpe simuliert. Da für den Betrieb der Wärmepumpe der Wasserspeicher be- und entladen wird, tritt Vermischung innerhalb des Speichers auf, die sich auf den Betrieb der Wärmepumpe auswirkt.

Für beide Speichersysteme wird in Sensitivitätsanalysen betrachtet, welche Parameter die größten Einflüsse auf die Zielgrößen des Systems haben.

In einem experimentellen Teil werden zusätzlich Untersuchungen zur Einströmung in einen Plexiglasspeicher durchgeführt, um die dadurch entstehende Vermischung zu bewerten.

Im Hinblick auf eine mögliche Anwendung wird das technoökonomische Potenzial der Speicher durch Integration in ein BHKW-System ausgewertet. Der Einsatz der Speicher soll eine stromorientierte Betriebsweise des BHKWs ermöglichen.

Der Hauptteil der Arbeit setzt sich aus vier Kapiteln zusammen.

In Kapitel 2 werden die verwendeten Modelle eingeführt, die für die Durchführung der Simulationen verwendet wurden. Zunächst wird dafür auf die Grundlagen der Adsorption und die Beschreibung der Adsorptionsgleichgewichte eingegangen. Anschließend werden Beispiele von Adsorptionssystemen dargelegt, sowie die einzelnen Komponenten, die für ein Adsorptionssystem wichtig sind, ausführlich diskutiert. Als Abschluss des Kapitels wird das Vergleichssystem beschrieben, das in den folgenden Kapiteln als Anhaltspunkt für die Bewertung der erreichten Zielgrößen verwendet wird.

Kapitel 3 ist der Untersuchung des kaskadierenden Speichers gewidmet. Nach einer Einführung des technischen Konzepts des Speichers, werden die technischen Limitierungen und die Einflussgrößen diskutiert, die eine Auswirkung auf die Zielgrößen des kaskadierenden Speichers haben. In einer Sensitivitätsanalyse wird untersucht, welche Auswirkungen eine Variation der Einflussgrößen auf die Systemparameter hat. Abschließend werden die Entladeleistungen aus dem kaskadierenden Speicher betrachtet.

Kapitel 4 befasst sich mit dem sorptionsunterstützten Wasserspeicher. Auch hier wird zunächst eine Einführung des Systems vorgenommen, bevor die Sensitivität des sorptionsunterstützten Speichers auf verschiedene Prozessgrößen diskutiert wird. Zusätzlich werden in diesem Kapitel Experimente durchgeführt, um die Vermischung bei der Einströmung in einen Plexiglasspeicher durch verschiedene Einströmgeometrien zu untersuchen. Der letzte Teil des Kapitels befasst sich mit der Diskussion der Entladeleistungen des sorptionsunterstützten Wasserspeichers.

1. Stand der Forschung und Fragestellung

Die Betrachtung des technoökonomischen Potenzials der beiden Speichersysteme wird in Kapitel 5 durchgeführt. Dafür wurden Referenzdaten aus einem Pflegeheim als Anhaltspunkt für einen Vergleich verwendet und die Auswirkungen auf die Wirtschaftlichkeit und die Kohlenstoffdioxid-Emissionen des Systems evaluiert.

Als Abschluss der Arbeit folgt eine kurze Zusammenfassung und ein Ausblick auf mögliche weiterführende Arbeiten.

2 Modellbeschreibung von Wärmespeichern mit Adsorptionssystemen

In diesem Kapitel wird ein Überblick über die wichtigsten Grundlagen für das Verständnis der Arbeit gegeben. Dafür wird der Fokus zunächst auf die Adsorption und die Funktionsbeschreibung von Systemen mit Adsorption gelegt. Im Folgenden werden die Einzelkomponenten des Adsorptionssystems erklärt und dargelegt, wie diese für die Simulationen modelliert wurden. Am Ende des Kapitels werden ein Vergleichssystem und wichtige Vergleichsparameter eingeführt, anhand derer die diskutierten Wärmespeicher mit anderen Speichern verglichen werden können.

2.1. Grundlagen für die Modellierung von Adsorptionssystemen

2.1.1. Einführung der Adsorption

Die Adsorption bezeichnet die Anlagerung von Stoffen aus fluiden - gasförmigen oder flüssigen - Phasen an festen Oberflächen. Die Umkehrung dieses Vorgangs, die Abgabe des gebundenen Stoffes, wird als Desorption bezeichnet [22, Kap. 1, S. 1] [23, Kap. 8, S. 483].

Die Abbildung 2.1 führt die Terminologie der unterschiedlichen Fachbegriffe der Adsorption an Grenzflächen ein. Der adsorbierende Feststoff, an dem sich die Gas- oder Flüssigkeitsmoleküle

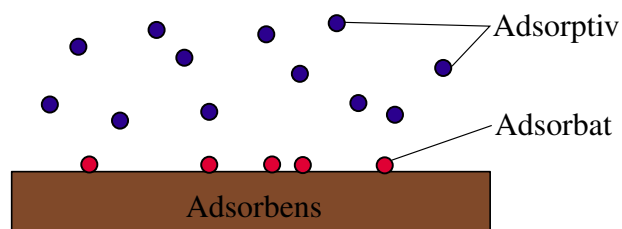


Abbildung 2.1.: Begriffe der Adsorption [24].

binden, wird als Adsorbens bezeichnet. Die Moleküle, die nicht an die Oberfläche gebunden sind,

werden als Adsorptiv, die an die Oberfläche gebundenen Moleküle als Adsorbat bezeichnet. Anhand der Art der Bindung der Moleküle an die Oberfläche des Feststoffs, wird die Adsorption in Physisorption und Chemisorption unterteilt [25, Kap. 6, S. 245].

Falls die Anbindung der Moleküle durch intermolekulare Kräfte, Van-der-Waals-Kräfte und Dipol-Dipol-Wechselwirkung verursacht sind, wird von Physisorption gesprochen [26]. Bei der Chemisorption beruht die Bindung auf einer chemischen Reaktion, diese Moleküle sind wesentlich fester gebunden als bei der Physisorption, was auch die Desorption schwieriger macht [22, Kap. 1, S. 1]. Die für die Stoffpaare aus Adsorbens und Adsorbat im Folgenden betrachtete Art der Adsorption ist die Physisorption.

Adsorbentien, die für technische Anwendungen bedeutend sind, sind porös und zeichnen sich durch eine große spezifische innere Oberfläche aus. Dadurch sind die Beladepazitäten höher als bei Adsorbentien mit planaren Oberflächen. Anhand der Porengrößen wird zwischen Mikro- (Porendurchmesser < 2 nm), Meso- (zwischen 2 nm und 50 nm) und Makroporen (> 50 nm) unterschieden [22, Kap. 2, S. 11] [26]. In dieser Arbeit werden Zeolithe als Adsorbentien betrachtet, bei denen es sich um mikroporöse Adsorbentien handelt.

Zeolithe sind Aluminosilikate, aufgebaut aus kristallinen AlO_4 - und SiO_4 -Tetraedern als primäre Bauelemente. Als Ausgleich für die negative Ladung werden Metall-Ionen von Calcium, Natrium oder Kalium eingebaut (Z13X beispielsweise hat Natriumionen eingebaut) [22, Kap. 2, S. 15].

2.1.2. Idealer Adsorptionszyklus im Clapeyron-Diagramm

Die einzelnen Phasen des idealen Adsorptionszyklus können im Clapeyron-Diagramm dargestellt werden, den die Abbildung 2.2 für das Material Z13X zeigt.

Die Temperaturen, die für den Adsorptionsprozess angenommen werden, sind für den Verlauf des Adsorptionszyklus bestimmend. Dieser setzt sich aus den zwei isobaren Abschnitten **2** (Adsorption) und **4** (Desorption) und den zwei isothermen Bereichen **1** (isothermes Abkühlen) und **2** (isothermes Aufheizen) zusammen.

Die hier eingesetzten Temperaturen sind eine Desorptionstemperatur von 180 °C, eine Verdampferstemperatur von 5 °C und Kondensationstemperatur sowie minimale Adsorptionstemperatur von 35 °C.

Dem System können während des Adsorptionszyklus die Wärmen Q_{ads} am Adsorber und Q_{kd} am Kondensator entnommen werden. Die Wärme Q_v muss dem Verdampfer zugeführt werden und die Wärme Q_{des} dem Desorber. Q_1 und Q_3 sind die Wärmemengen, die während der isothermen Phasen ab- bzw. zugeführt werden.

Da es sich um einen Kreisprozess handelt, entspricht der Ausgangszustand dem Endzustand, so dass die Summe aller Wärmen null ist; es gilt daher:

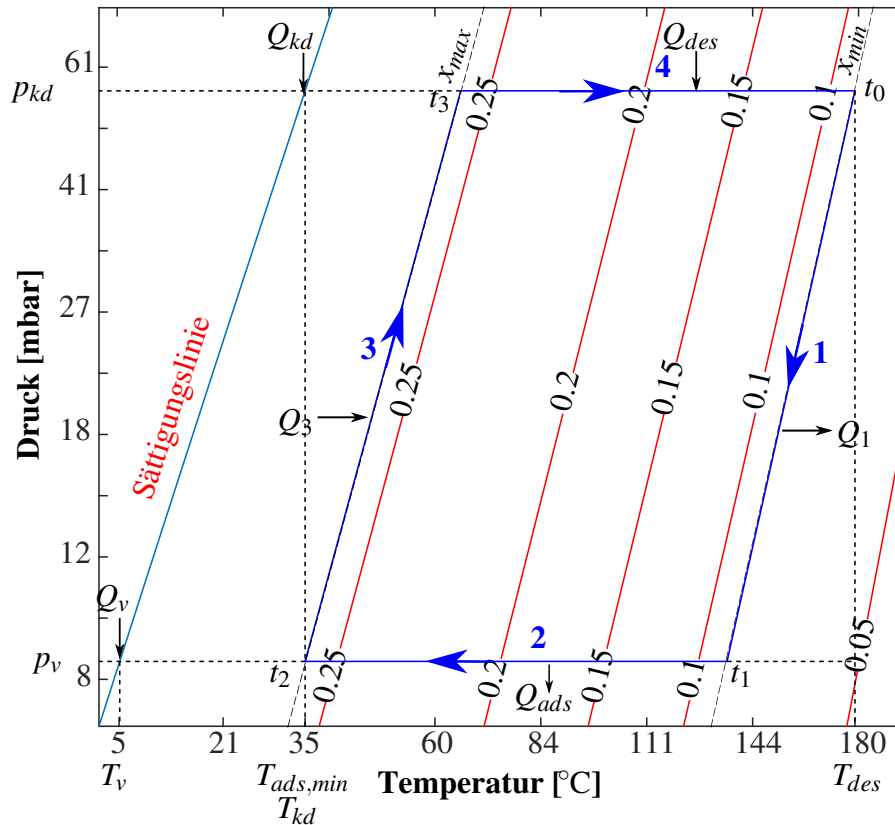


Abbildung 2.2.: Clapeyron-Diagramm für das Material Z13X für Desorptionstemperatur 180 °C.

$$Q_1 + Q_{ads} + Q_3 + Q_{des} + Q_{kd} + Q_v = 0. \quad (2.1)$$

Zusätzlich ist im Clapeyron Diagramm die Beladung x dargestellt. Diese ist nach:

$$x = \frac{m_a}{m_s}, \quad (2.2)$$

als Verhältnis der Adsorbatmasse m_a zur Adsorbensmasse m_s definiert.

Die maximale Beladung $x_{max} = x(p_v, T_{ads,min})$ und die minimale Beladung $x_{min} = x(p_{kd}, T_{des})$ werden ebenfalls durch die angenommenen Temperaturen festgelegt.

2.1.3. Modellierung von Adsorptionsgleichgewichten durch charakteristische Kurve nach Dubinin und Polanyi

Für die Modellierung von Adsorptionsspeichern und Adsorptionswärmepumpen ist es wichtig, dass die Gleichgewichtsdaten konsistent modelliert werden. Zur Bestimmung der Adsorptionisothermen gibt es verschiedene Modelle. Ein Überblick über die wichtigsten Adsorptionisothermen wird unter anderem von Kast [22, Kap. 3, S. 24-30] oder Schwamberger [26] gegeben. Das von

Dubinini und Polanyi entwickelte Adsorptionsmodell wurde zur Beschreibung von Adsorption in mikroporösen Adsorbentien entwickelt. Da es sich bei den hier betrachteten Zeolithen um mikroporöse Adsorbentien handelt, bietet sich die Nutzung dieses Adsorptionsmodells an.

Nach der Theorie von Dubinin wird Adsorption in Mikroporen als Füllen des Porenvolumens beschrieben und nicht wie in früheren Modellen als schichtweise Anlagerung des Adsorbats auf der Adsorbensoberfläche [27].

Die charakteristische Kurve zeigt das spezifische adsorbierte Volumen W als Funktion der differentiellen Arbeit der Adsorption A für ein bestimmtes Material. Für die Bestimmung der charakteristischen Kurve müssen deshalb diese beiden Parameter bestimmt werden. Die Vorgehensweise hierzu wird zum Beispiel von Núñez [27] et al. beschrieben.

Zunächst werden dafür experimentelle Gleichgewichtsdaten benötigt. In jedem gemessenen Gleichgewichtspunkt wird ein Wertetripel aus Temperatur T , Druck p und Beladung x aufgenommen. Aus diesen Daten lässt sich mit Hilfe von,

$$A(T, p) = -\Delta g = RT * \ln \left(\frac{p_{sat}(T)}{p} \right), \quad (2.3)$$

die differentielle Arbeit der Adsorption berechnen. Dabei ist R die spezifische Gaskonstante und $p_{sat}(T)$ der Sättigungsdampfdruck bei der Temperatur T . Zusätzlich dazu kann mit der temperaturabhängigen Dichte des Adsorbats $\rho_{ads}(T)$ das spezifische adsorbierte Volumen W

$$W(x, T) = \frac{x}{\rho_{ads}(T)} \quad (2.4)$$

bestimmt werden. Unter der Annahme, dass die differentielle Arbeit bei konstantem adsorbiertem Volumen näherungsweise temperaturinvariant ist, ist eine an die Gleichgewichtsdaten angepasste Kurve ausreichend. Dadurch reduziert sich das dreidimensionale Beladungsfeld $x(p, T)$ auf einen zweidimensionalen Raum von W und A . Der Hauptvorteil der charakteristischen Kurve nach Dubinin ist, dass alle thermodynamischen Funktionen aus der Kurve berechnet werden können. Im Gegensatz zu einer Parametrisierung von Isosteren, Isobaren oder Isothermen beinhaltet die Parametrisierung der charakteristischen Kurve die ganze thermodynamische Beschreibung des Sorptionspaars [27]. Durch die charakteristische Kurve und die Gleichungen 2.3 und 2.4 kann mit Hilfe von zwei der drei Werte (x, T, p) der jeweils Fehlende bestimmt werden, sofern die temperaturabhängige Dichte des Adsorbats und die Dampfdruckkurve des Arbeitsfluids bekannt sind. Bei der charakteristischen Kurve nach Dubinin kann vor allem beim Einsatz weniger Messpunkte eine Überanpassung auftreten. Wenn die Fit-Funktion genau durch alle Messwerte läuft, können Artefakte im Kurvenverlauf auftreten. Eine Möglichkeit, diese Überanpassung zu vermeiden, ist eine Anpassung der Messdaten mit Hilfe von Gauß-Prozessen.

2.1.4. Anpassung durch Gauß-Prozesse

Eine weitere Möglichkeit, geeignete numerische Fits an die experimentellen Daten zu erreichen, ist die Anpassung durch Gauß-Prozesse, wie von Schwamberger [26] vorgeschlagen. Die Nutzung dieser Anpassung wird von Desai et al. [28] für das Material LiLSX diskutiert.

Im Gegensatz zu klassischen Anpassungstechniken, bei denen bestimmte Arten von Funktionen (z.B. lineare Funktionen oder Polynome) zur Beschreibung der Daten verwendet werden, können Gauß-Prozesse als Verallgemeinerung von mehrdimensionalen Gauß-Verteilungen an eine unendliche Anzahl von Variablen gesehen werden. Ein Gauß-Prozess ist eine Wahrscheinlichkeitsverteilung über Funktionen. In der bayesschen Statistik kann diese als A-priori-Wahrscheinlichkeit verwendet werden. Aus der A-priori-Wahrscheinlichkeit wird dann mit den experimentellen Daten die A-posteriori-Wahrscheinlichkeit bestimmt. Diese Wahrscheinlichkeitsverteilung kann dann für Voraussagen genutzt werden.

Sowohl die Kovarianz Funktion der Gauß-Prozesse als auch ihre freien Parameter, die Hyperparameter genannt werden, müssen anhand der Annahmen über die betrachtete Funktion und anhand der bekannten Daten ausgewählt werden. Die Annahmen sind in diesem Fall die bekannten Eigenschaften der charakteristischen Kurve. Dieser Prozess wird Modellauswahlprozess genannt.

Die Kovarianz-Funktion $k(r)$, die in folgender Weise dargestellt ist,

$$k(r) = \sigma_f^2 \left(1 + \frac{\sqrt{5}r}{l} + \frac{5r^2}{3l^2} \right) \exp\left(-\frac{\sqrt{5}r}{l}\right) + \sigma_0^2, \quad (2.5)$$

wird für die Fits an charakteristischen Kurven der Adsorption verwendet.

Es handelt sich dabei um eine Summe der Kovarianz-Funktion von Matérn der Ordnung $\nu = 5/2$ und einem konstanten σ_0^2 . Die Parameter l , σ_f und σ_0 stehen für freie Hyperparameter der Kovarianz-Funktion.

Die Hyperparameter werden so gewählt, dass sie zum besten Ergebnis führen. Dies passiert bereits bei der Modellauswahl, in der sicher gestellt wird, dass keine Überanpassung erfolgt. Gleichzeitig wird die Analyse nicht auf eine bestimmte Klasse von Funktionen beschränkt. Das dann ausgewählte Modell ist das am wenigsten komplexe Modell, das die Daten mit der geringsten statistischen Schwankung bestimmt. Da ein Gauß-Prozess eine Verteilung über eine unendliche Zahl von Funktionen beschreibt, können auch sehr komplexe Abhängigkeiten erklärt werden [29].

2.2. Beschreibung der Adsorptionskinetik

Nachdem in den vorangegangenen Abschnitten die Beschreibung der Gleichgewichtsdaten von Adsorbentien diskutiert wurde, wird nun auf die Adsorptionskinetik eingegangen, die für die Modellierung von Adsorptionssystemen ebenfalls eine wichtige Rolle spielt. Im Allgemeinen wird

unter Kinetik die Geschwindigkeit eines Vorgangs zu seinem angestrebten Ziel verstanden [22, Kap. 5, S. 85]. Angewendet auf die Adsorption hängt die Geschwindigkeit der Adsorption bzw. der Desorption von der Adsorptionskinetik ab. Für die Modellierung der Adsorptionskinetik ist eine Betrachtung der Wärme- und Stofftransportvorgänge während der Adsorption nötig. Diese sind durch die Adsorption und die Adsorptionswärme, die bei der Adsorption frei wird, miteinander gekoppelt. Abhängig vom Aufbau der Systeme, den verwendeten Materialien und gegebenen Randbedingungen kann entweder der Wärme- oder der Stofftransport dominieren [30]. Dies wird auch in den Ansätzen zur Modellierung der Adsorptionskinetik, die in der Literatur zu finden sind, berücksichtigt. Ein kurzer Überblick über einige der existierenden Modelle kann in der Arbeit von Földner [30] gewonnen werden.

Bei den in dieser Arbeit untersuchten Adsorbentien handelt es sich um Wärmeübertrager, die mit Adsorbentien beschichtet sind. Wichtige Einflussgrößen auf die Transportvorgänge sind die in Adsorbentien und Trägerstruktur vorliegende Porosität und die Verteilung der Porengrößen [26]. Mit der Annahme einer bidispersen Porengrößenverteilung, können die Poren in Mikroporen und Strukturporen aufgeteilt werden. Als Strukturporen gelten sowohl die Meso- als auch die Makroporen. Im von Földner entwickelten Modell [30] können für beide Porenklassen getrennt die physikalischen Abläufe simuliert werden. In der Arbeit von Schwamberger [26] wurde ein monodisperses Linear Driving Force (LDF) Modell für den Stofftransport durch Anpassung an Simulationsergebnisse eines bidispersen Modells entwickelt. Das Modell wurde in MATLAB implementiert und für die Simulationen in dieser Arbeit ebenfalls eingesetzt.

Die Parametrisierung des LDF Modells erfolgt über die Druckdifferenz zwischen dem Kammerdruck p_c und dem Gleichgewichtsdruck des Adsorbats p_{ads} entsprechend seiner Temperatur und Beladung. Für die Änderungsrate der Beladung folgt dann,

$$\frac{dx}{dt} = \beta_{eff}(p_c - p_{ads}), \quad (2.6)$$

mit dem effektiven spezifischen Stofftransportkoeffizienten β_{eff} . Für den Wärmetransport wird eine Reihenschaltung der Transportwiderstände zwischen dem Wärmeübertrager und dem Adsorbentien und zwischen dem Wärmeübertrager und dem Wärmeträgerfluid angenommen. Der Transportwiderstand zwischen Wärmeübertrager und Wärmeträgerfluid kann empirisch bestimmt werden, wohingegen der Transportwiderstand zwischen dem Wärmeübertrager und dem Adsorbentien ($U \cdot A_{ads,fin}$) sowie der effektive Stofftransportkoeffizient mit Hilfe von experimentellen Daten ermittelt werden müssen. In Abbildung 2.3 sind die einzelnen Teile des Wärme- und Stofftransportmodells dargestellt.

Für die vorliegende Arbeit werden verschiedene Koeffizienten in den Modellen für Adsorptionswärmespeicher und Adsorptionswärmepumpe verwendet. Auf die Bestimmung dieser wird in der Modellbeschreibung genauer eingegangen.

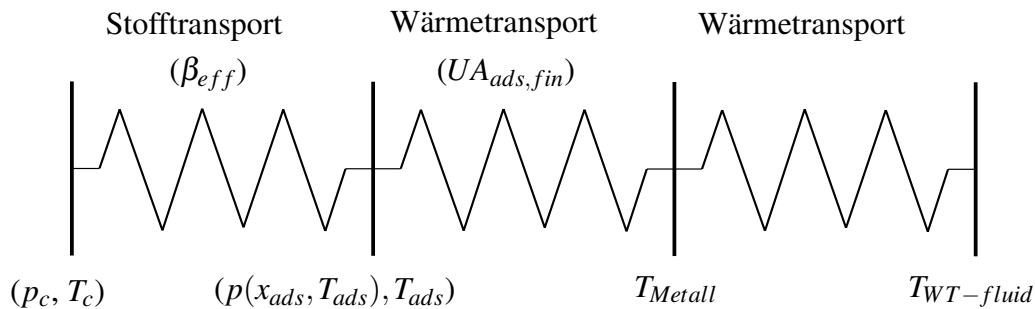


Abbildung 2.3.: Schematische Darstellung des gesamten Stoff- und Wärmetransportmodells des Adsorbers [31].

Tiefergehende Betrachtungen der Adsorptionskinetik und des Stoff- und Wärmetransportes in porösen Medien können unter anderem in [22,26,30] nachgelesen werden.

2.3. Funktionsbeschreibung verschiedener Adsorptions-Systeme

Der Augenmerk dieser Arbeit liegt auf zwei Wärmespeicherkonzepten mit Verwendung von Adsorption. Da dies in der Praxis noch nicht so verbreitet ist, wie zum Beispiel sensible oder latente Speicher, werden zunächst Speichersysteme mit Adsorption diskutiert, die in den letzten Jahren entwickelt wurden oder schon am Markt verfügbar sind. Dabei wird auf die unterschiedlichen Einsatzbereiche der Speichersysteme und auf den Aufbau der Systeme eingegangen. Zusätzlich wird dargelegt, welche Komponenten verwendet werden und was die Ziele des Einsatzes der Adsorptionssysteme sind.

Zu den möglichen Einsatzbereichen von Wärmespeichern zählt zum Beispiel die Speicherung von Wärme, die fluktuierend zu Verfügung steht, wie beispielsweise Solarwärme. Die meisten der in der Literatur untersuchten Systeme befassen sich mit der Langzeitspeicherung von Solarwärme [32–35]. Ein Speichersystem, das zur saisonalen Speicherung von Solarwärme eingesetzt wird, wurde im Projekt SolSpaces [36] untersucht. Ein Ziel der Untersuchungen ist das Erreichen eines hohen solaren Deckungsgrades durch die sorptive Speicherung der Solarwärme. Dabei wird die gespeicherte Wärme zur Raumheizung mittels eines Lüftungssystemes verwendet. In Abbildung 2.4 ist der Aufbau des Heizsystems abgebildet.

Die Hauptkomponente des Systems ist der Sorptionsspeicher, der mit einer Zeolith-Schüttung des Materials Z13X gefüllt ist. Die Wärmebelastung des Speichers erfolgt über einen Vakuumröhren-Luftkollektor. Zusätzlich gibt es einen Wärmeübertrager zur Aufheizung der Frischluft für das Gebäude und Leitungen für Zu- und Abluft in den zu heizenden Raum sowie zwischen den Komponenten.

Das Heizsystem kann in verschiedenen Betriebsmodi betrieben werden. Die Wärme aus dem Kollektor kann direkt zum Heizen genutzt werden oder diese kann genutzt werden, um den Sorptionswärmespeicher zu desorbieren. In diesem Fall strömt die heiße Luft aus dem Kollektor durch

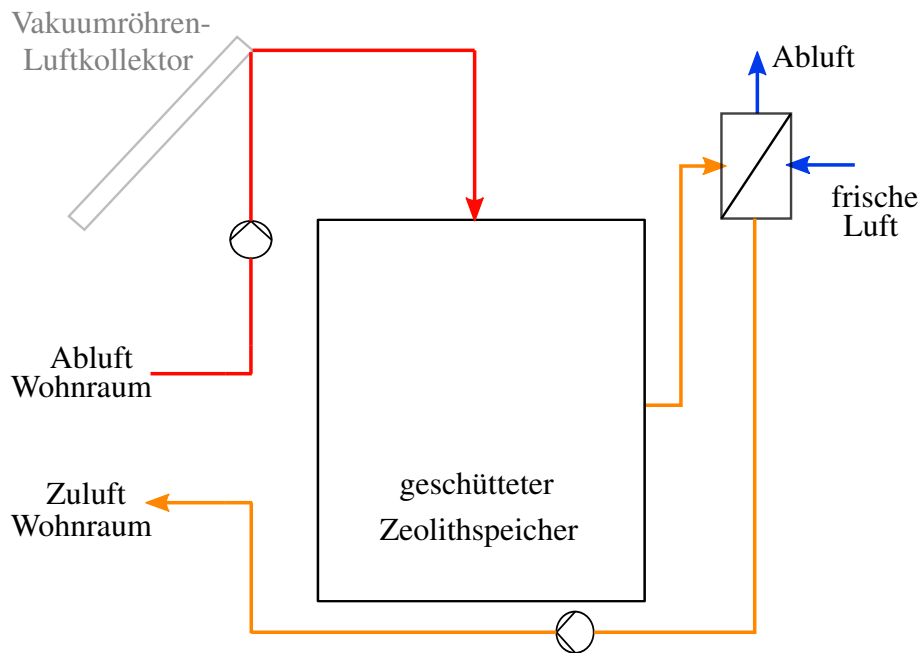


Abbildung 2.4.: Systemaufbau des solaren Heizsystems aus SolSpaces in der Verschaltung zum Heizen mit dem Sorptionsspeicher (Kollektor inaktiv), abgeleitet von [36].

den Sorptionsspeicher und der Wasserdampf, der bei der Desorption frei wird, wird durch die durchströmende Luft aus dem Speicher transportiert. Am Wärmeübertrager kann damit die Frischluft vorgewärmt werden. Der so geladene Sorptionsspeicher kann im Bedarfsfall zur Heizung des Raumes genutzt werden, indem die feuchte Abluft durch den Sorptionsspeicher strömt und der Wasserdampf daraus am Adsorbens adsorbiert. Dadurch erhitzt sich die durchströmende Luft und kann im Wärmeübertrager die Frischluft für den Raum aufheizen. Zusätzlich kann das System auch zur einfachen Lüftung des Raumes verwendet werden.

Eine weitere Einsatzmöglichkeit von Wärmespeichern ist die Speicherung von industrieller Abwärme oder Abwärme, die bei einem Blockheizkraftwerk (BHKW) anfällt. Zusätzlich zum zeitlichen Versatz zwischen Wärmebereitstellung und Nutzung tritt hier eine räumliche Trennung der Wärmenutzung auf. Um auf beide dieser Gegebenheiten zu reagieren, wurde am Bayerischen Zentrum für angewandte Energieforschung e.V. (ZAE Bayern) ein mobiler Sorptionsspeicher entwickelt [37]. Durch den Einsatz von mobilen Adsorptionsspeichern kann die Energieeffizienz in industriellen Anlagen erhöht werden, da die Abwärme ansonsten an die Umgebung abgegeben werden müsste. In einem weiterführenden Projekt wurde der Aufbau einer Demonstrationsanlage realisiert [38], [39, Kap. 5]. Innerhalb dieser Demonstrationsanlage wurde die Abwärme der Müllverbrennungsanlage Hamm genutzt, um einen Trocknungsprozess der Firma Jäckering in Hamm zu versorgen. In Abbildung 2.5 ist das Prinzip der mobilen Sorptionsspeicher in der Demonstrationsanlage dargestellt.

Bei den mobilen Sorptionsspeichern handelt es sich um Zeolithspeicher, die Wasser als Arbeitsmedium verwenden. Die Speicher werden als offene Systeme betrieben und es wird eine Zeolith

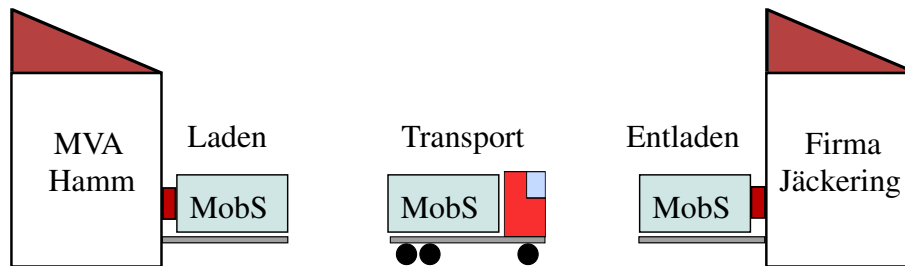


Abbildung 2.5.: Prinzip der mobilen Sorptionsspeicher, abgeleitet von [38].

Schüttung verwendet. Der Speicher wird durch die industrielle Abwärme desorbiert, was der Ladung des Speichers entspricht. Die durch die Abwärme erhitze heiße Luft mit einer Temperatur von 135 °C bis 250 °C strömt durch den Zeolith und Wasser, das im Zeolith gespeichert ist, wird ausgetrieben und verdampft. Dabei kühlt die durchströmende Luft ab und transportiert den Wasserdampf aus dem Speicher, wo er an die Umgebung abgegeben werden kann. Nach dem Transport zum Wärmeabnehmer durch einen Lastkraftwagen wird der Speicher am Ort der Wärmeverwendung wieder entladen. Dafür wird feuchte Luft durch den Zeolithspeicher geleitet. Der Wasserdampf, der in der Luft enthalten ist, adsorbiert am Zeolith und die Adsorptionswärme wird frei. Dadurch werden sowohl der Zeolithspeicher als auch die durchströmende Luft aufgeheizt. Die so aufgeheizte heiße Luft aus dem Speicher kann für Heizanwendungen verwendet werden. Für die Entladung des Speichers ist eine Niedertemperaturquelle nötig, die für den Wasserdampf in der feuchten Luft sorgt, damit die Adsorption stattfinden kann.

Bei der Nutzung von BHKW Abwärme ist es außer durch den Einsatz von mobilen Speichern auch möglich, die Speicher an das BHKW anzukoppeln. Vor allem bei größeren Gebäuden wie Hotels oder Pflegeheime, bei denen ganzjährig ein hoher Wärme- und Strombedarf besteht, werden zunehmend kleinere BHKWs installiert. Um die Abwärme während der Betriebszeiten des BHKWs noch sinnvoll nutzen zu können, bietet sich hier der Einsatz von Wärmespeichern zur Kurzzeitspeicherung an. So kann die Wärme während der Standzeiten des BHKWs genutzt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird dieser Fall als mögliches Einsatzszenario für Sorptionsspeicher untersucht.

2.4. Adsorptionssysteme und -komponenten

In diesem Abschnitt wird der Fokus auf die Einzelkomponenten des Adsorptionssystems und die für die Komponenten verwendeten Modelle gelegt.

Die Modelle wurden im Rahmen der Dissertation von Schwamberger [26] entwickelt und in der kommerziellen Software MATLAB implementiert, so dass hier nur die wichtigsten Modellgleichungen diskutiert werden. An einigen Stellen erfolgte eine Weiterentwicklung und Anpassung.

Für die Simulationen, die in den beiden Kapiteln 3 und 4 diskutiert werden, werden sowohl ein statisches Modell als auch ein dynamisches Modell eingesetzt. Deshalb wird hier auf beide

Modelle eingegangen. Zuvor wird allerdings die Funktionsweise einer Adsorptionswärmepumpe und eines Adsorptionsspeichers dargelegt und auf die wichtigsten Komponenten eingegangen.

2.4.1. Adsorptions-Wärmepumpe

Eine wichtige Komponente in der Gebäudetechnik sind Wärmepumpen (WP) und Kältemaschinen (KM). Diese gehören zur Kategorie der thermischen Arbeitsmaschinen, deren Kreisprozesse linksläufig ablaufen [40, Kap. 9, S. 365]. Die Aufgabe von Wärmepumpen ist es, Wärme von niedrigerer Temperatur aufzunehmen und auf einem höheren Temperaturniveau wieder abzugeben, wie in Abbildung 2.6 dargestellt. Dadurch wird die Wärme, unter Aufbringung von Arbeit, auf einem höheren Temperaturniveau nutzbar gemacht.

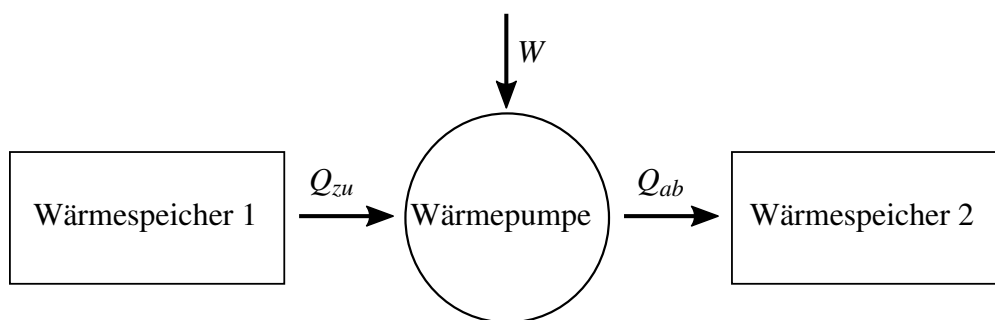


Abbildung 2.6.: Prinzip einer Wärmepumpe nach [41].

Kältemaschinen arbeiten vom Prinzip her gleich wie Wärmepumpen, allerdings mit unterschiedlichem Ziel. Wärmepumpen fügen einem System Wärme zu, um dieses zu heizen, während Kältemaschinen dem System Energie entziehen, um es zu kühlen [42, Kap. 9, S. 577/578].

Ein Überblick über die verschiedenen Temperaturniveaus bei WP und KM ist in Abbildung 2.7 gezeigt. Kältemaschinen nehmen Wärme bei niedrigerer Temperatur T_k auf (dadurch wird der Raum gekühlt) und geben sie bei Temperatur T_{amb} ab. Wärmepumpen nehmen Wärme bei T_{amb} auf und geben diese auf einem höheren Temperaturniveau T_h ab.

Bei thermischen Arbeitsmaschinen ist im Gegensatz zu Wärmekraftmaschinen nicht der Wirkungsgrad, sondern die Leistungszahl oder aus dem englischen, der Coefficient of Performance (COP) eine Bewertungsgröße. Durch die unterschiedliche Anwendung von KM und WP ergibt sich auch ein Unterschied in der Berechnung der Leistungszahl. Der COP einer Wärmepumpe COP_{WP} ist durch folgende Beziehung gegeben

$$COP_{WP} = \frac{Q_{ab}}{W}. \quad (2.7)$$

Dieser ist stets größer als eins [42, Kap. 9.1, S. 578]. Der Parameter Q_{ab} steht für die abgegebene Wärme und W ist die zugeführte Arbeit. Für die Kältemaschine ist der COP_{KM} durch

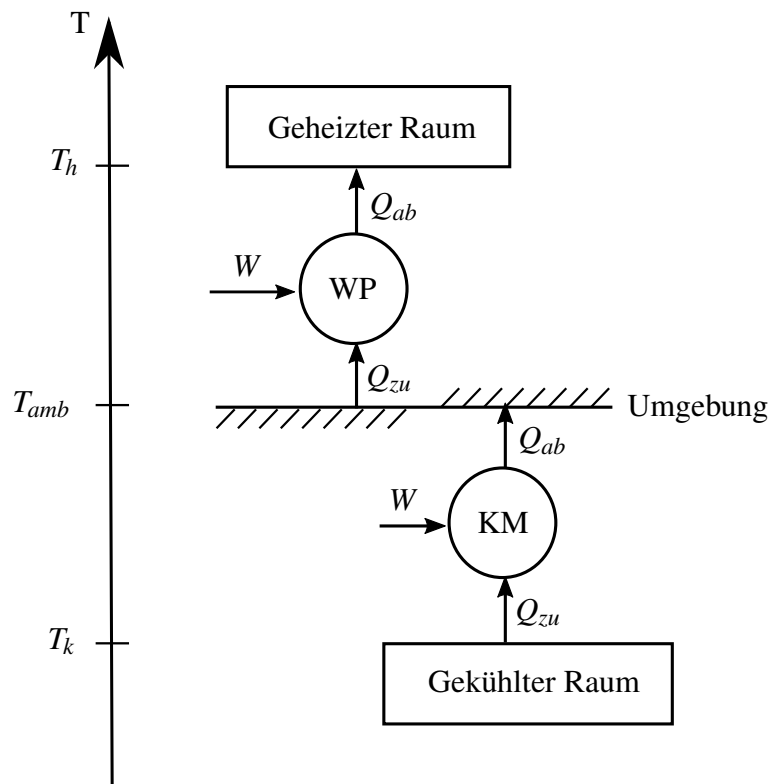


Abbildung 2.7.: Temperaturniveaus bei WP und KM von Baehr und Kabelac [42, Kap. 9, S. 577], reproduziert mit Erlaubnis von Springer Nature.

$$COP_{KM} = \frac{Q_{zu}}{W}, \quad (2.8)$$

mit der der Kältemaschine zugeführten Wärme Q_{zu} , definiert. Er kann Werte größer und kleiner eins annehmen [42, Kap. 9.1, S. 579].

Im Folgenden wird aufgrund des gleichen Prinzips von Wärmepumpe und Kältemaschine nur die Wärmepumpe betrachtet.

Grundsätzlich wird bei Wärmepumpen zwischen elektrischen oder thermischen Wärmepumpen unterschieden. Der Unterschied zwischen den thermischen und den elektrischen Wärmepumpen liegt in der Art des Kompressors. Der elektrisch angetriebene Kompressor bei der elektrischen Wärmepumpe wird bei thermischen Wärmepumpen durch einen thermischen Verdichter ersetzt [43, Kap. 1, S. 19] [40, Kap. 9, S. 407].

Die Adsorptionswärmepumpen gehören zur Klasse der thermischen Wärmepumpen, wobei der Adsorber als thermischer Verdichter fungiert. Da es sich beim Adsorptionsmaterial im Adsorber um einen Feststoff handelt, wird ein Arbeitsmittel für den Kreislauf eingesetzt. Die Adsorptionswärmepumpe arbeitet instationär und periodisch in zwei Halbzyklen [26].

In Abbildung 2.8 (a) sind die beiden Halbzyklen der Adsorptionswärmepumpe dargestellt. Im

Adsorptionshalbzyklus (1→2) verdampft das Arbeitsmittel wie auch bei der elektrischen Wärmepumpe im Verdampfer unter Aufnahme von Umweltwärme Q_{zu} . Anschließend strömt es durch ein Ventil zum Adsorber, wo es adsorbiert wird und dabei Wärme Q_{ads} abgibt. Die Adsorptionswärme kann beispielsweise zum Heizen verwendet werden.

Im Desorptionshalbzyklus (3→4) wird dem Adsorber Wärme auf hohem Temperaturniveau Q_h zugeführt und das Arbeitsmittel desorbiert. Dieses strömt dann in den Kondensator, wo es unter Wärmeabgabe kondensiert. Die Wärme Q_{ab} kann ebenfalls als Heizwärme verwendet werden.

Zwischen Adsorber und Verdampfer oder Kondensator sind Ventile eingebaut, die das Hin- und Herschalten zwischen den Halbzyklen ermöglichen.

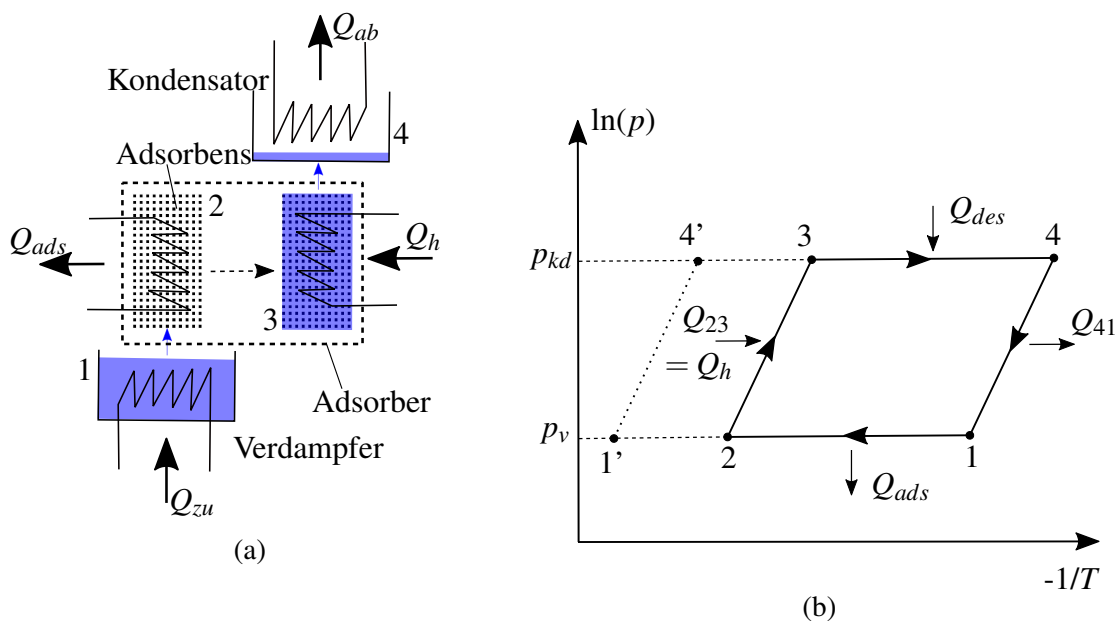


Abbildung 2.8.: (a) Funktionsprinzip einer thermischen WP von Putz [24] nach Böckh und Stripf [40, Kap. 9, S. 407] und (b) idealer Prozess einer thermischen WP nach Joshi [44].

Abbildung 2.8 (b) zeigt den idealen Adsorptionswärmepumpenprozess im Clapeyron Diagramm. Mit Hilfe des Diagramms werden die einzelnen Prozessschritte der Adsorptionswärmepumpe nochmal genauer diskutiert.

Der Adsorber wird zunächst durch ein Wärmeträgerfluid isoster gekühlt und damit wird sein Druck auf den Verdampferdruck p_v gebracht (4→1). Im Verdampfer wird das Arbeitsmittel unter Zufuhr von Wärme Q_{zu} verdampft (1'→1). Wenn Adsorber und Verdampferdruck gleich sind, wird das Ventil zwischen den beiden Komponenten geöffnet und das gasförmige Arbeitsmittel wird im Adsorber adsorbiert (1→2). Dabei wird die Adsorptionswärme Q_{ads} frei, die abgeführt wird und zum Heizen genutzt werden kann. Nachdem das Adsorbens gesättigt ist, wird das Ventil zum Verdampfer geschlossen. Durch Zufuhr der Wärme Q_h über das Wärmeträgerfluid wird

der Adsorber isoster geheizt und der Druck steigt auf den Kondensatordruck p_{kd} (2→3). Bei Erreichen des Kondensatordrucks wird das Ventil zum Kondensator geöffnet und das Arbeitsmittel wird desorbiert (3→4) und kondensiert im Kondensator (Punkt 4') unter Abgabe der Kondensationswärme. Durch ein Expansionsventil wird das Arbeitsmittel dann vom Kondensatordruck auf den Verdampferdruck entspannt (4'→1').

Der Aufbau des Adsorbers ist ein wichtiger Aspekt bei Adsorptionswärmepumpen, da Wärme- und Stofftransport von der Adsorberkonfiguration abhängen und auch einen Einfluss auf die Leistung von Adsorptionswärmepumpen haben [45,46].

In früheren Untersuchungen wurden Adsorber eingesetzt, bei denen das Adsorbens in Pellets oder Granulat geschüttet vorliegt. Das Adsorptiv fließt durch die Lücken zwischen der Schüttung und wird vom Adsorbens adsorbiert. Ein weiterer Ansatz bei der Adsorberentwicklung war die Beschichtung von Rohren, Lamellen oder Metallschäumen [47–49], wodurch der Wärme- und Stofftransport verbessert wird. Sapienza et al. [50] haben dann Untersuchungen zu einem Flachrohr-Wärmeübertrager, dessen Lücken mit Adsorbens Granulat gefüllt sind, durchgeführt.

In den letzten Jahren ist der Trend bei den eingesetzten Adsorbern in die Richtung von beschichteten Wärmeübertragern gegangen. Das Hauptziel, das durch die Nutzung von Wärmeübertragern als Adsorber verfolgt wird, ist die Erhöhung der Oberfläche für den Wärmetransport zwischen Wärmetransportflüssigkeit und Adsorbens sowie die Verminderung des Stofftransportwiderstandes zwischen Adsorbat und Adsorbens [51]. Durch die Beschichtung werden sowohl die Zykluszeit als auch die Leistungsdichte der Adsorber erhöht [46]. Unterschiede treten bei den beschichteten Adsorbern in der Art des Wärmeübertragers auf. Bendix et al. [46] haben verschiedene Flachrohr-Wärmeübertrager für Anwendung in Adsorptionssystemen untersucht. Ein neuer Ansatz, mit dem sehr gute Leistungen erreicht werden können, ist auch das von Wittstadt et al. [52] diskutierte Fasermodule, weshalb es auch in dieser Arbeit bei den Untersuchungen zum kaskadierenden Speicher verwendet wird. Dieses wird durch Sintern von Aluminium Metallfasern aufgebaut, die anschließend durch direkte Kristallisation beschichtet werden.

Neben dem genutzten Adsorber als Haupteinflussquelle, hat auch der Verdampfer einen großen Einfluss auf die Leistung von Adsorptionssystemen [53]. Deshalb wird auch in vielen Projekten zur Weiterentwicklung von Verdampfern geforscht. Durch den niedrigen Sättigungsdampfdruck von Wasser, findet der Verdampfungsprozess bei niedrigen Drücken, unterhalb des Umgebungsdruckes statt [54]. Für die Entwicklung von effizienten Verdampfern ist deshalb ein gutes Verständnis der Niederdruckverdampfung und der Wärmeübertragungsvorgänge im Verdampfer wichtig. Oftmals ist die Verdampfung von Wasser durch niedrige Wärmeübergangskoeffizienten limitiert, die auch die Leistung von Adsorptionssystemen beeinträchtigen [55]. Durch die niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten benötigt die Verdampfung große Oberflächen, die die spezifische Leistung verringern. Um den Wärmeübergang zu erhöhen, wurden in den letzten Jahren verschiedene Lösungen für Verdampfer eingeführt und untersucht. Dabei handelt es sich um Dünnschichtverdamp-

fer, durch Kapillarwirkung unterstützte Verdampfer und teilweise geflutete Verdampfer [56]. Bei ersterem wird die Oberfläche der Wärmeübertragerrohre mit Kältemittel besprüht, wodurch eine gleichmäßige Verteilung des Kältemittels auf den Rohren erreicht werden kann. Bei Verdampfern, bei denen die Kapillarwirkung von Flüssigkeiten eingesetzt wird, wird ein Wärmeübertrager mit eng angeordneten Lamellen oder einer porösen Beschichtung in Kontakt mit einem Wasserbad gebracht. Durch die Kapillarwirkung wird das Wasser aus dem Bad an die Oberfläche des Wärmeübertragers gezogen. Dadurch wird auf der Wärmeübertrageroberfläche eine gleichmäßige Benetzung mit Wasser erreicht. Diese beiden Verdampferkonfigurationen bieten sich für den Einsatz in Adsorptionswärmepumpen an, bei denen kleine Mengen an Kältemitteln mit hohem Leistungsdurchsatz benötigt werden.

Bei Adsorptionsspeichern hingegen werden eher größere Mengen an Kältemittel über längere Zeiträume verdampft, was einen Einsatz von teilweise gefluteten Verdampfern möglich macht, bei denen eine Mischung aus Dünnschichtverdampfung und Blasenverdampfung stattfindet [54]. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass durch die neuen Verdampferkonzepte der Wärmeübergang und damit die Leistung von Adsorptionsspeichern gesteigert werden kann. Thimmaiah et al. [56] geben einen Überblick über verschiedene Untersuchungen, die zu diesen drei Verdampfertypen durchgeführt wurden.

Bei Adsorptionswärmepumpen gibt es verschiedene Arten von Systemen. Ein wichtiger Unterschied zwischen verschiedenen Systemen ist die Anzahl der genutzten Adsorber. Es gibt sowohl Systeme, die einen Adsorber verwenden, als auch Systeme, bei denen zwei oder mehr Adsorber zum Einsatz kommen. Systeme mit einem Adsorber werden eher im Bereich der Gebäudeheizung eingesetzt, wobei der Leistungsbereich bis ungefähr 15 kW abgedeckt wird [26,57]. Bei größeren Heizlasten und insbesondere auch im Bereich der Kältenutzung sind oft Systeme mit zwei Adsorbern im Einsatz. Durch die Nutzung von zwei Adsorbern ist es möglich, kontinuierlich Kälte bereit zu stellen anstatt der zyklierenden Bereitstellung mit einem Adsorber. Systeme mit zwei Adsorbern werden beispielsweise von Núñez et al. [58] oder Schick Tanz und Núñez [59] untersucht. Ein Überblick über verschiedene Mehradsorbersysteme wird auch in der Arbeit von Demir et al. [45] gegeben. Durch den Einsatz von mehreren Adsorbern werden die Systeme oftmals komplexer und dadurch auch teurer, es ergeben sich aber auch Vorteile. Bei Zweiadsorbersystemen werden die beiden Adsorber so betrieben, dass diese um einen Halbzyklus gegeneinander verschoben arbeiten, es befindet sich also immer ein Adsorber im Desorptions- und einer im Adsorptionshalbzyklus. Dadurch ist ein quasi-kontinuierlicher Betrieb des Systems möglich.

Für den Betrieb der Adsorptionswärmepumpe werden ein Verdampfer und ein Kondensator benötigt. Dies ist sowohl bei Systemen mit einem als auch mit zwei Adsorbern der Fall. Bei Systemen mit einem Adsorber arbeiten diese diskontinuierlich, der Verdampfer immer während der Adsorptionsphase, der Kondensator während der Desorptionsphase. Ein Vorteil bezüglich des Kondensators und des Verdampfers bei einem System mit zwei Adsorbern ist, dass die beiden Komponenten für

beide Adsorber genutzt werden können, wodurch es möglich ist, dass sowohl Verdampfer als auch Kondensator kontinuierlich arbeiten und jeweils mit dem Adsorber im entsprechenden Halbzyklus gekoppelt sind. Dadurch lässt sich auch die Leistung der beiden Komponenten erhöhen. Ein zusätzlicher Vorteil bei Systemen mit zwei Adsorbieren ist auch, dass zwischen den beiden Adsorbieren eine Wärmerückgewinnung realisiert werden kann, indem die Adsorptionswärme des einen Adsorbers für die Desorption des anderen Adsorbers genutzt wird. Die Wärmerückgewinnung hat einen Einfluss auf den erreichbaren COP [60] der Adsorptionswärmepumpe. Da die zurückgewonnene Wärme zumindest anteilig zum Antrieb der Desorption verwendet werden kann, sinkt die Wärme, die von außen zugeführt werden muss.

Ein System, bei dem auch mit einem Adsorber eine interne Wärmerückgewinnung realisiert wurde, ist das Stratisorp-System, das im folgenden Abschnitt diskutiert wird.

Stratisorp

Beim Stratisorp-System, das am Institut für angewandte Thermofluidik untersucht wird, handelt es sich um ein Adsorptionswärmepumpensystem, in das ein thermisch geschichteter Wasserspeicher zur Wärmerückgewinnung integriert ist.

Das Potential für eine Rückgewinnung der Wärme wird im folgenden für das Stoffpaar Zeolith Li-Y/Wasser betrachtet. In Abbildung 2.9 ist die differentielle Wärme über der Temperatur für dieses Stoffpaar aufgetragen. Die eingefärbten Flächen stellen die verschiedenen Wärmen im Sorptionsprozess dar. Die Adsorptionswärme q_{ads} , die im exothermen Adsorptionshalbzyklus freigesetzt wird, ist in blau dargestellt. In orange ist die Desorptionswärme q_{des} eingefärbt, die zur Desorption bereitgestellt werden muss. Es ist zu erkennen, dass sich die beiden Wärmen überlappen. Die Fläche der Überlappung, in violett, zeigt die Wärme $q_{rück}$, die theoretisch zurückgewonnen werden kann. Vorgestellt wurde das Stratisorp-System erstmals 2007 von Schmidt et al. [61].

Abbildung 2.10 zeigt den Aufbau des Stratisorp-Systems in der Adsorptionsphase. Die wichtigsten Komponenten des Systems sind dabei das Adsorptionsmodul, das aus einem Adsorber und einem kombinierten Verdampfer/Kondensator besteht, und der thermische Schichtspeicher. An den Schichtspeicher sind zusätzlich eine externe Wärmequelle und ein Rückkühler angeschlossen. Im Inneren des Schichtspeichers sind mehrere Ringe eingebaut, die zur Be- und Entladung dienen. Diese sind in verschiedenen Höhen angebracht, damit Wasser bei verschiedenen Temperaturniveaus aus dem Speicher entnommen werden kann. Das Speichermedium im Speicher dient auch als Wärmeträgerfluid, mit dem der Adsorber durchströmt wird, wodurch ein zusätzlicher Wärmeübertragungsvorgang entfällt.

Im Adsorptionshalbzyklus wird das Fluid aus dem Speicher genutzt, um den Adsorber zu kühlen. Dadurch wird das Wasser erwärmt und in einer höheren Schicht in den Speicher zurück geschichtet. Während dieses Prozesses kühlt sich der Adsorber ab und deshalb wird nach und nach

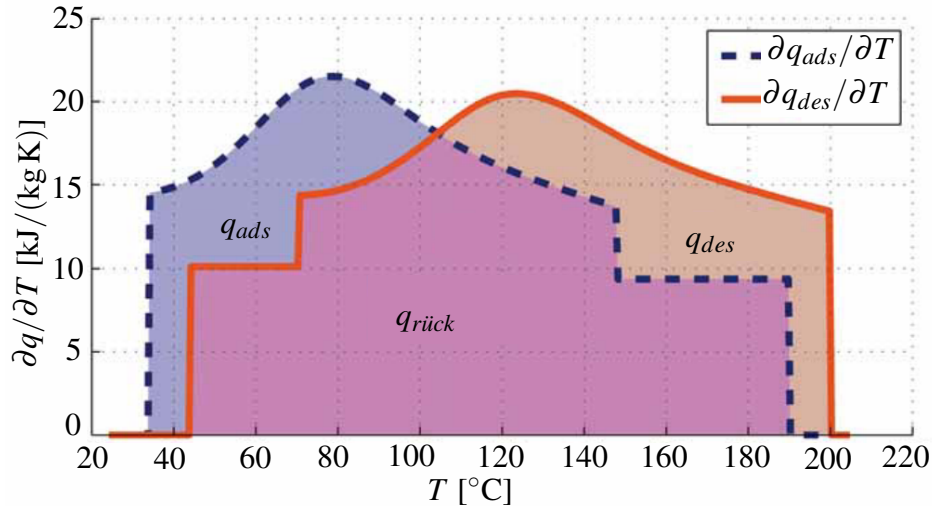


Abbildung 2.9.: Wärmerückgewinnung für Zeolith Li-Y/Wasser mit treibender Temperaturdifferenz von $\Delta T = 5 \text{ K}$ nach Schwamberger und Schmidt [62].

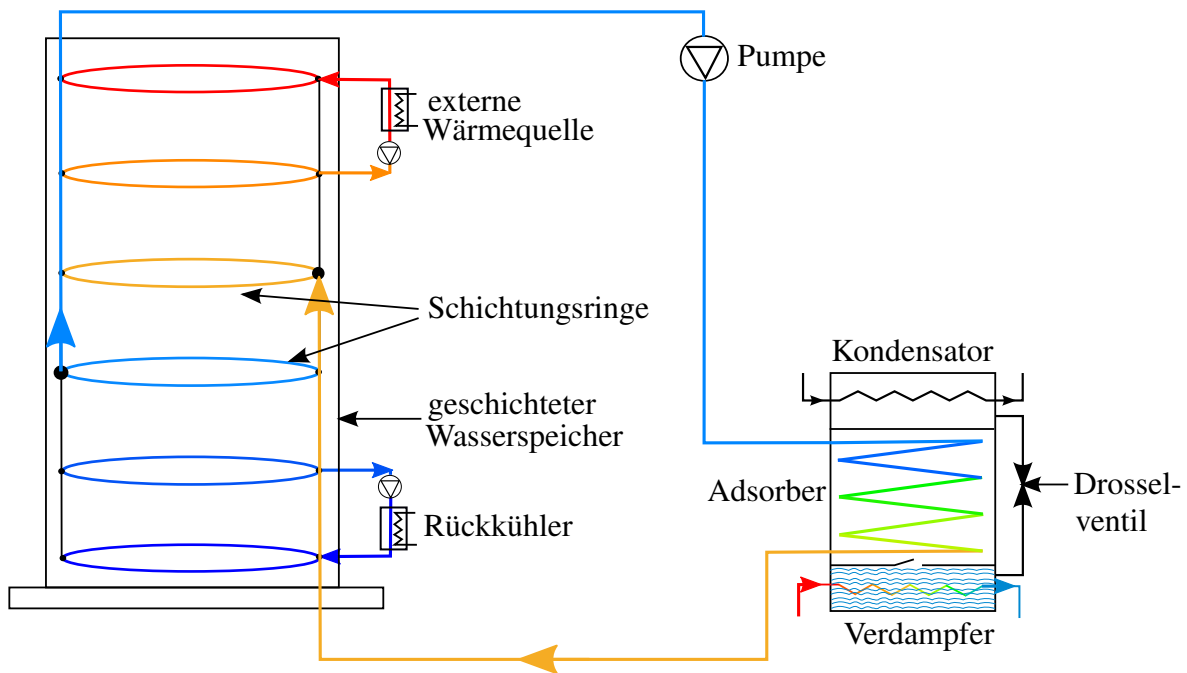


Abbildung 2.10.: Schema des Stratisorp-Zyklus in der Adsorptionsphase angepasst nach [44].

das Wasser aus niedrigeren Schichten des Speichers entnommen und eingeschichtet. Durch diese Verschaltung kann der Zyklus mit geringen treibenden Temperaturdifferenzen zwischen dem Adsorber und Wärmeträgerfluid betrieben werden, was die Verluste bei der Wärmerückgewinnung reduziert.

Während des Desorptionshalbzyklus wird das Fluid aus einer höheren Schicht des Speichers entnommen, als es eingeschichtet wird. Zunächst wird dazu Fluid aus dem unteren Teil des Speichers entnommen und mit fortlaufender Desorption immer höher geschaltet.

Durch die an den Speicher angeschlossene externe Wärmequelle kann die Antriebswärme Q_{des} bereitgestellt und zusätzlich Wärme gepuffert werden. Der Rückkühler dient dazu, die Wärme Q_{ab} abzuführen.

2.4.2. Adsorptionsspeicher

In diesem Abschnitt wird die Funktionsweise des Adsorptionsspeichers diskutiert.

Die Komponenten eines Adsorptionsspeichers sind die gleichen, die auch bei einer Adsorptionswärmepumpe eingesetzt werden, da auch die Funktionsweise des Adsorptionsspeichers der einer Adsorptionswärmepumpe ähnelt. Der Hauptunterschied zwischen Adsorptionsspeicher und Adsorptionswärmepumpe besteht in der zeitlichen Trennung der beiden Halbzyklen beim Adsorptionsspeicher [16, Kap. 6, S. 113]. Die Speicherzeit findet zwischen der Desorption und der Adsorption des Speichers, im desorbierten Zustand statt.

Adsorptionsspeicher lassen sich anhand ihres Aufbaus grob in zwei Gruppen unterteilen, offene und geschlossene Systeme [63, Kap. 10, S. 613 ff].

Bei den geschlossenen Systemen handelt es sich um evakuierte Systeme, bei denen die Komponenten in einer Vakuumschleife eingeschlossen sind. Dadurch sind niedrige Drücke während des Betriebs nötig und nur niedrige Temperaturen ($4\text{ °C} - 20\text{ °C}$) für die Verdampfung erforderlich [64]. Das System besteht aus zwei Behältern, die durch eine Rohrleitung und eine Absperrvorrichtung miteinander verbunden sind [16, Kap. 6, S. 112], so dass das Adsorptiv vom Adsorbent getrennt gespeichert werden kann (siehe Abbildung 2.11). Das Arbeitsmittel verbleibt bei geschlossenen Speichern ständig innerhalb des Systems und muss deshalb zum Systemvolumen dazugezählt werden. Es kann dadurch aber frei gewählt werden.

In der Ladephase wird die einzuspeichernde Wärme dazu genutzt, die Desorption anzutreiben. Dabei wird das Adsorptiv aus dem Sorbens ausgetrieben, am Kondensator kondensiert und gespeichert. In der Entladephase des Speichers wird das Arbeitsmittel verdampft und vom Sorbens aufgenommen. Die frei werdende Adsorptionswärme kann zum Beispiel zur Gebäudeheizung verwendet werden. Untersuchungen zu geschlossenen Speichern wurden unter anderem auch in den Projekten Modestore [33] und Hydes [32] sowie von Köll et al. [64] und Engel et al. [8] durchgeführt.

Für offene Systeme sind unterschiedliche Bauformen denkbar, wobei Speicher mit geschüttetem Festbett am häufigsten eingesetzt werden [63, Kap. 10, S. 615]. Das Hauptmerkmal von offenen Speichern ist, dass das Arbeitsmittel nicht Teil des Systems ist, was sich auch positiv auf die Speicherdichte auswirkt. Sowohl in der Lade- als auch in der Entladephase wird Umgebungsluft verwendet, die Wasserdampf und Wärme in den Speicher und aus dem Speicher transportiert [66]. Für die Beladung des Speichers wird auch beim offenen Speicher das Arbeitsmittel durch die einzuspeichernde Wärme aus dem Material ausgetrieben. Der entstehende Dampf wird durch die durchströmende Luft an die Umgebung abgegeben. In der Entladungsphase wird der Speicher von

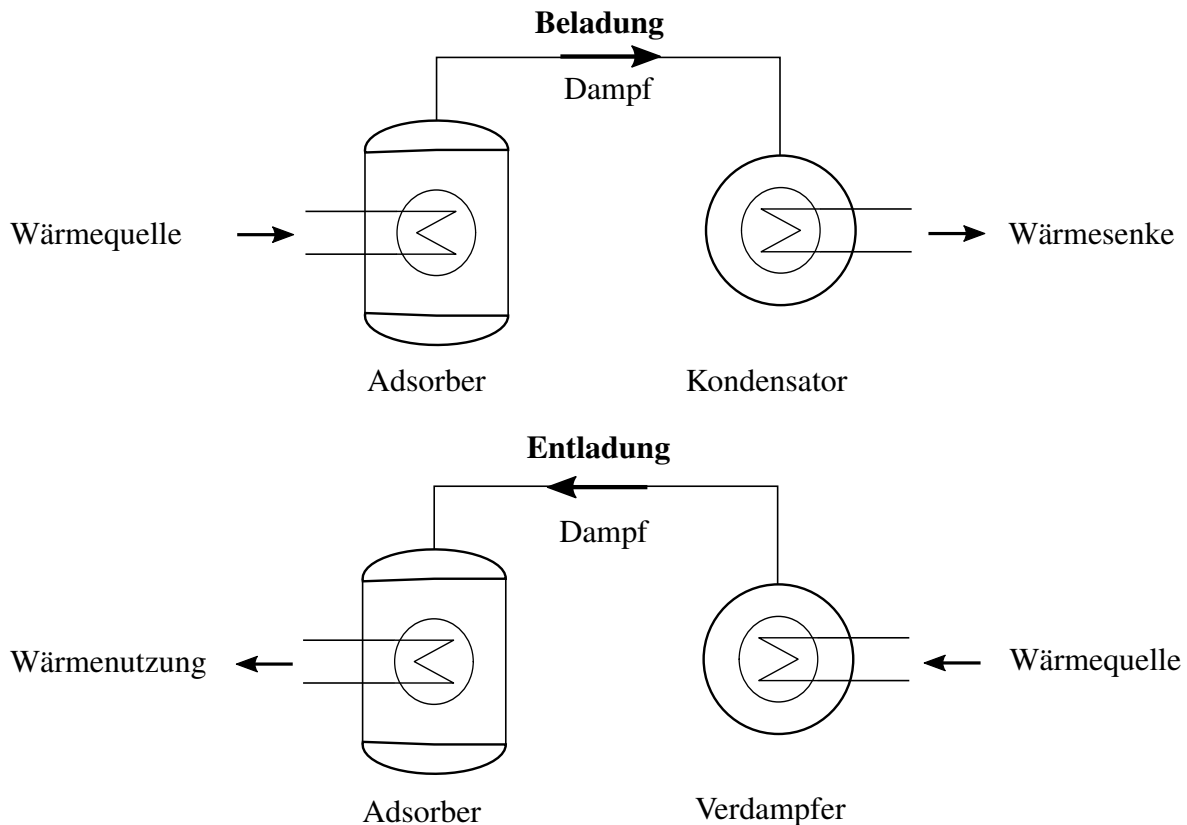


Abbildung 2.11.: Vereinfachte Darstellung eines geschlossenen Speichers in Adsorptionshalbzyklus (Entlade- und Ladephase) basierend auf [65].

Luft auf Umgebungsdruck durchströmt. Diese muss aber eine ausreichende Feuchte aufweisen oder ein zusätzlicher Befeuchter verwendet werden [65]. Der in der Luft enthaltene Wasserdampf wird im Sorbens adsorbiert und die entstehende Adsorptionswärme kann genutzt werden.

Aufgrund ihrer Bauweise haben offene Sorptionsspeicher Vorteile gegenüber den geschlossenen. Zum einen werden Verdampfer/Kondensator und Speicherreservoir für das Arbeitsmittel nicht benötigt und zum anderen wird kein Vakuum benötigt [65]. Offene Speicher wurden beispielsweise in den Projekten MonoSorp [34] und SolSpaces [36] oder von Hauer [18] betrachtet.

Der Fokus dieser Arbeit liegt im Folgenden auf der Betrachtung von geschlossenen Systemen, bei denen das Arbeitsmittel zusammen mit den weiteren Komponenten in einer Vakuummhülle eingeschlossen ist.

2.4.3. Statische Modellierung des Adsorptionsspeichers

Für die Simulationen in dieser Arbeit werden zwei unterschiedliche Modelle verwendet, ein statisches und ein dynamisches. Deshalb werden beide Modelle zusammen mit den wichtigsten verwendeten Gleichungen eingeführt. Zunächst wird das statische Modell beschrieben, das für die

Bestimmung von Speicherdichten und Speichereffizienzen des kaskadierenden Speichers verwendet wird.

Das statische Modell baut auf einem idealen Adsorptionszyklus auf. Die Beschreibung der Adsorptionsvorgänge basiert auf den Gleichgewichtsdaten der verwendeten Materialien. Die Adsorptionskinetik wird deshalb im statischen Modell vernachlässigt. Dadurch ergeben sich kurze Rechenzeiten für das Modell.

Für den Speicher müssen Adsorber und Verdampfer/Kondensator modelliert werden, sowie die Verbindung zwischen den Komponenten. Diese sind in einer evakuierten Kammer verbaut, die auch Ventile zwischen den Komponenten beinhaltet. Dieses kombinierte Bauteil wird als Adsorptionsmodul bezeichnet.

Durch Aufstellung von Energie- und Entropiebilanzen innerhalb der Kammer leiten sich die Hauptgleichungen ab, die für das statische Modell verwendet werden. Die Grenzen für die Bilanzen sind so gewählt, dass diese für jeden der Komponenten den Wärmeübertrager und seine Bauteile beinhalten. Zusätzlich wird das Arbeitsfluid berücksichtigt, das im Wärmeübertrager vorhanden ist, inklusive dem Reservoir des Verdampfers. Für den Adsorber wird darüber hinaus noch das Adsorbens mit eventuell vorhandenem Binder miteinbezogen. Innerhalb des Adsorbers, sowie des Verdampfers und Kondensators werden keine Verluste durch stoffliche oder thermische Kurzschlüsse berücksichtigt. Das Modell wird allerdings erweitert, um die sensiblen Verluste an die Umgebung abzubilden, die während der Standzeit des Speichers auftreten. Zusätzlich kann durch die Annahme von treibenden Temperaturdifferenzen über den Adsorber-Wärmeübertrager eine Verlustquelle abgeschätzt werden.

In der folgenden Beschreibung wird zunächst die Modellierung des Adsorbers diskutiert und anschließend auf Verdampfer/Kondensator eingegangen.

Adsorber

Der Adsorber wird im Modell über einen Temperaturknoten abgebildet. Die innere Energie des Adsorbers U wird nach,

$$U = U_{hx} + U_s + U_a = m_{hx}u_{hx} + m_s u_s + m_a u_a, \quad (2.9)$$

als Summe der inneren Energien des Wärmeübertragers U_{hx} , des Sorbensmaterials U_s und des Adsorbats U_a definiert. Dabei lassen sich die inneren Energien jeweils durch die Multiplikation der spezifischen inneren Energien u_{hx}, u_s, u_a mit den Massen m_{hx}, m_s, m_a berechnen.

Unter der Verwendung der Annahme konstanter Sorbens- und Wärmeübertragermasse ($dm_{hx} = dm_s = 0$) lautet das totale Differential dU

$$dU = m_{hx} du_{hx} + m_s du_s + dU_a. \quad (2.10)$$

Wärmeübertrager und Adsorbens werden als homogene kondensierte Phase behandelt. Das Differential der spezifischen inneren Energie du für diese beiden Komponenten kann nach,

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial u}{\partial p} \right)_T dp = \left(c_p - \frac{p\alpha}{\rho} \right) dT + \frac{1}{\rho} (p\beta - T\alpha) dp, \quad (2.11)$$

bestimmt werden. Die beiden Variablen α und β bezeichnen den isobaren thermischen Ausdehnungskoeffizient und den Kompressibilitätskoeffizient. Durch die Annahme, dass sowohl Adsorbens als auch Wärmeübertrager inkompressibel sind, kann β gleich null gesetzt werden. Die spezifische Wärmekapazität c_p hängt von Druck und Temperatur ab, kann aber aufgrund von geringen Abweichungen von den realen Materialeigenschaften auch druckunabhängig betrachtet werden.

Mit Annahme geringer Drücke kann zusätzlich der Term $\frac{p\alpha}{\rho}$ gegenüber c_p vernachlässigt werden. Aus einer Größenordnungsbetrachtung resultiert, dass $T\alpha$ klein ist und ebenfalls vernachlässigt werden kann. Durch Einsetzen dieser Annahmen in Gleichung 2.11 folgt $du = c_p(T)dT$ und damit entsprechen sich auch die Wärmekapazitäten bei konstanter Temperatur und konstantem Druck ($c_v = c_p$).

Da die Masse des Adsorbats m_a variabel ist, ergibt sich durch Ableitung von Gleichung 2.10 nach der Zeit,

$$\frac{dU}{dt} = m_{hx} \frac{du_{hx}}{dt} + m_s \frac{du_s}{dt} + \frac{dU_a(T, x)}{dt} \approx (m_{hx}c_{hx} + m_s c_s) \frac{dT}{dt} + \frac{dH_a(T, x)}{dt}. \quad (2.12)$$

Die innere Energie der adsorbierten Phase wird dabei durch die Enthalpie angenähert, was wegen der hohen Dichte der adsorbierten Phase im Vergleich zur Gasphase und der als gering angenommenen isothermen Kompressibilität unter geringen Einbußen in der Genauigkeit zulässig ist.

Das Differential der Adsorbatphase dH_a kann durch,

$$dH_a \approx m_s x (c_{x,a} dT) + (h_g - q_{st} dx), \quad (2.13)$$

bestimmt werden, wobei $c_{x,a}$ die spezifische Wärmekapazität bei konstanter Beladung, h_g die spezifische Enthalpie des Gases und q_{st} die spezifische isostere Adsorptionenthalpie darstellt. Damit ergibt sich näherungsweise das Differential der inneren Energie des Gesamtsystems,

$$dU = \left(m_{hx}c_{hx} + m_s(c_s + xc_{x,a}) \right) dT + m_s(h_g - q_{st})dx, \quad (2.14)$$

und dadurch folgend für die Energiebilanz,

$$\left(m_{hx}c_{hx} + m_s(c_s + xc_{x,a}) \right) \frac{dT}{dt} + m_s \left(h_g(p, T) - q_{st} \right) \frac{dx}{dt} = \dot{Q} + \dot{m}_{ein} h_{sat,g}(T_v) - \dot{m}_{aus} h_g(p, T). \quad (2.15)$$

Unter Vernachlässigung der thermischen Verluste an die Umgebung und an andere Komponenten

steht \dot{Q} in dieser Gleichung für die Wärmeleistung, die vom Adsorber auf das Wärmeträgerfluid übertragen wird. Die Massenbilanz des Arbeitsfluids am Adsorber lautet:

$$m_s \frac{dx}{dt} = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus}. \quad (2.16)$$

In der Adsorptionsphase strömt das Arbeitsfluid mit dem Massenstrom \dot{m}_{ein} in den Adsorber, in der Desorptionsphase mit dem Massenstrom \dot{m}_{aus} aus dem Adsorber und der jeweils andere ist null.

Aus Gleichung 2.15 und Gleichung 2.16 folgt für den Wärmestrom während der Adsorption:

$$\dot{Q} = \left(m_{hx} c_{hx} + m_s (c_s + x c_{x,a}(T)) \right) \frac{dT}{dt} - m_s \frac{dx}{dt} \left(q_{st}(x, T) - (h_g(p, T) - h_{sat,g}(T_v)) \right), \quad (2.17)$$

und während der Desorption:

$$\dot{Q} = \left(m_{hx} c_{hx} + m_s (c_s + x c_{x,a}(T)) \right) \frac{dT}{dt} - m_s \frac{dx}{dt} q_{st}(x, T), \quad (2.18)$$

unter der Annahme, dass sich die Gastemperatur während der Adsorption im Adsorber und während der Desorption im Kondensator ändert.

Unter Verwendung der Gleichungen 2.17 und 2.18 können die Wärmen, die während der Adsorptionsphase frei werden (Q_1 und Q_{ads} vgl. Abbildung 2.2) und die während der Desorptionsphase aufgewendet werden müssen (Q_3 und Q_{des} vgl. Abbildung 2.2), bestimmt werden.

Während der Adsorptionsphase gilt für die freiwerdende Wärme Q_{AHZ}

$$Q_{AHZ} = Q_1 + Q_{ads} = \int_{t_0}^{t_1} \dot{Q}(T, x_{min}, p(T, x_{min})) dt + \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}(T, x(p_v, T), p_v) dt, \quad (2.19)$$

mit $x_{min} = x(p_{kd}, T_{des,max})$.

Die Wärme, die während der Desorptionsphase zugeführt werden muss, Q_{DHZ} berechnet sich aus

$$Q_{DHZ} = Q_3 + Q_{des} = \int_{t_2}^{t_3} \dot{Q}(T, x_{max}, p(T, x_{max})) dt + \int_{t_3}^{t_4} \dot{Q}(T, x(p_{kd}, T)) dt, \quad (2.20)$$

wobei $x_{max} = x(p_v, T_{ads,min})$ gilt.

Verdampfer/Kondensator

In der statischen Betrachtung werden sowohl Verdampfer als auch Kondensator als isotherm angenommen. Beide werden durch einen Temperaturknoten abgebildet. Durch ideale Wärmeübertrager und einen unendlich großen Massenstrom im externen Wärmeträgerfluid Kreislauf, kann

dies in der Theorie realisiert werden. In beiden Komponenten stehen Dampf und Flüssigkeit zu jeder Zeit im Gleichgewicht, was dazu führt, dass die Drücke auf ihre korrespondierenden Sättigungsdampfdrücke festgelegt sind. Die veränderliche Menge an Arbeitsfluid und die damit zusammenhängende veränderliche thermische Masse muss bei einer konstanten Temperatur nicht berücksichtigt werden.

Das desorbierte Arbeitsfluid, das in den Kondensator strömt, wird direkt an den Verdampfer weitergeleitet. Dadurch bleibt die thermische Masse des Fluids im Kondensator und resultierend daraus auch die thermische Masse des Kondensators konstant. Die ein- und ausströmenden Massen sind betragsmäßig gleich und stimmen mit dem Arbeitsfluid, das im Adsorber desorbiert wird, überein.

Mit diesen Annahmen kann die Massenbilanz des **Kondensators**,

$$0 = \frac{dm_{kd}}{dt} = \dot{m}_{kd,ein} - \dot{m}_{kd,aus}, \quad (2.21)$$

aufgestellt werden. Die Massenströme $\dot{m}_{kd,ein}$ und $\dot{m}_{kd,aus}$ strömen in und aus dem Kondensator, dm_{kd}/dt bezeichnet die zeitliche Massenänderung im Kondensator. Aus Gleichung 2.21 folgt für die beiden Massenströme

$$\dot{m}_{kd,ein} = \dot{m}_{kd,aus}. \quad (2.22)$$

Die Werte der Massenströme sind unterschiedlich in den beiden Halbzyklen. Während des Adsorptionshalbzyklus, in dem der Kondensator nicht durchströmt wird, gilt für die Massenströme $\dot{m}_{kd,ein} = \dot{m}_{kd,aus} = 0$. Im Desorptionshalbzyklus gilt $\dot{m}_{kd,ein} = \dot{m}_{kd,aus} = -m_{af}dx/dt$, mit dem Massenstrom des Arbeitsfluids durch den Adsorber $m_{af}dx/dt$.

Mit der Annahme von konstanter Masse, Druck und Temperatur, und der daraus folgenden Bedingung $dU_{kd}(m_{kd}, p_{sat}(T_{kd}), T_{kd}) = 0$ kann die Energiebilanz für den Kondensator in der Desorptionsphase,

$$\dot{Q}_{kd} = m_{af} \frac{dx}{dt} \cdot \left(h_g(T, p) - h_{sat,lq}(T_{kd}) \right), \quad (2.23)$$

aufgestellt werden. Während der Adsorptionsphase gilt für den Wärmestrom durch den Kondensator $\dot{Q}_{kd} = 0$. Der zugehörige integrale Wert für die Kondensationswärme Q_{kd} berechnet sich dann nach

$$Q_{kd} = \int_{t_3}^{t_4} \dot{Q}_{kd} dt = \int_{T_3}^{T_0} \left(\frac{\delta Q_{kd}}{dT} \right)_{p_{kd}} dT = \int_{T_3}^{T_0} m_s \left(h_g(T, p) - h_{sat,lq}(T_{kd}) \right) \left(\frac{\partial x}{\partial T} \right)_{p_{kd}} dT. \quad (2.24)$$

Die anfallende Kondensationswärme, die vom Arbeitsfluid abgegeben wird, setzt sich aus sensibler und latenter Kondensationswärme zusammen.

Die Massenbilanz des **Verdampfers** lautet:

$$\frac{dm_v}{dt} = \dot{m}_{v,ein} - \dot{m}_{v,aus} = m_{af} \frac{dx}{dt}. \quad (2.25)$$

Die zeitliche Massenänderung im Verdampfer dm_v/dt ist die Differenz aus dem Massenstrom in den Verdampfer $\dot{m}_{v,ein}$ und dem Massenstrom aus dem Verdampfer $\dot{m}_{v,aus}$. Diese entspricht dem Massenstrom des Arbeitsfluids durch den Adsorber.

Das Arbeitsfluid strömt zunächst während der Adsorptionsphase gasförmig mit dem Massenstrom $dm_v/dt \geq 0$ in den Adsorber und in der Desorptionsphase wird flüssiges Kondensat mit dem Massenstrom $-dm_v/dt \geq 0$ durch den Kondensator zurück in den Verdampfer geleitet.

Durch das Aufstellen einer Bilanz mit einer konstanten Temperatur T_v und einem konstanten Druck $p_v = p_{sat}(T_v)$ und der Annahme der konstanten Wärmeübertragermasse m_{hx} folgt:

$$dU = dU_{hx}(m_{hx}, T_v, p_v) + dU_{lq}(m_{lq}, T_v, p_v) = m_{lq} du_{sat,lq}(T_v) + u_{sat,lq}(T_v) dm_{lq} = u_{sat,lq}(T_v) dm_{lq}, \quad (2.26)$$

für das Differential der inneren Energie des Gesamtsystems. Unter der Annahme einer konstanten Temperatur ergibt sich $du_{sat,lq}(T_v) = 0$. Die dazu gehörende Energiebilanz in der Adsorptionsphase lautet:

$$\dot{Q}_v = m_{af} \frac{dx}{dt} \left(h_{sat,g}(T_v) - u_{sat,lq}(T_v) \right). \quad (2.27)$$

Für die Desorptionsphase gilt:

$$\dot{Q}_v = m_{af} \frac{dx}{dt} \left(h_{sat,lq}(T_{kd}) - u_{sat,lq}(T_v) \right). \quad (2.28)$$

Durch die Berechnung des integralen Wertes analog zu Gleichung 2.24 kann daraus dann die Verdampfungswärme bestimmt werden.

2.4.4. Dynamische Modellierung der Adsorptionswärmepumpe

Im Rahmen dieser Arbeit werden sowohl für den sorptionsunterstützten Wasserspeicher als auch für den kaskadierenden Speicher Simulationen mit einem dynamischen Modell durchgeführt. Dabei sind sowohl der Wasserspeicher als auch die Wärmepumpen zu modellieren. Die Berechnungen zu den dynamischen Untersuchungen basieren auf dem dynamischen Modell, das von Schwamberger [26] entwickelt wurde. In der Beschreibung des Modells wird nur auf die wichtigsten Glei-

chungen und Annahmen eingegangen. Dabei werden vor allem die Wärmeströme zwischen den Komponenten sowie die Energiebilanzen dargelegt.

Das Adsorptionsmodul beinhaltet den Adsorber, den Verdampfer und den Kondensator. Bei den drei Komponenten handelt es sich jeweils um Wärmeübertrager, die in eine Vakuumkammer eingebaut sind, die vor dem Betrieb evakuiert wird. Die Wärmeübertrager von Verdampfer und Kondensator sind Fluid-Fluid Wärmeübertrager, wohingegen im Adsorber Wärme vom Wärmeträgerfluid auf das Adsorbens übertragen und Wärme von dort abgeführt wird. Durch die Evakuierung des Moduls entspricht der Gesamtdruck des Systems dem Partialdruck des Arbeitsmittels. Zwischen Adsorber und Kondensator sowie zwischen Adsorber und Verdampfer sind Ventile eingebaut, was eine Verbindung der Adsorberkammer entweder mit dem Kondensator oder dem Verdampfer ermöglicht. Für die Modellierung des gesamten Moduls ist es nötig, sowohl die Komponenten als auch weitere Vorgänge innerhalb dieser zu modellieren. Die einzelnen Vorgänge werden im folgenden dargelegt.

Ein schematischer Aufbau des Adsorptionsmoduls ist in Abbildung 2.12 zu sehen.

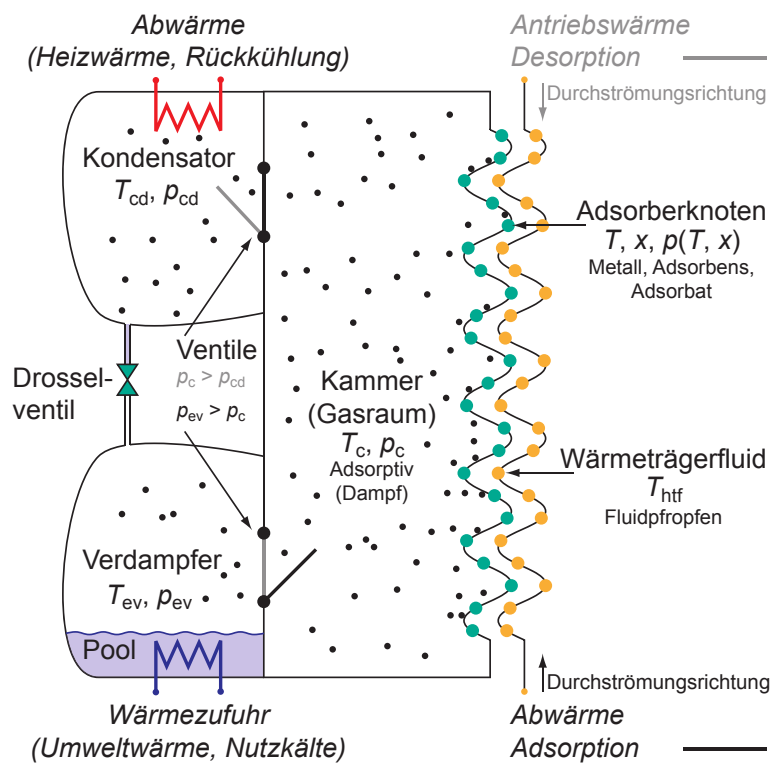


Abbildung 2.12.: Schematischer Aufbau des Adsorptionsmoduls mit getrenntem Kondensator und Verdampfer für Adsorptionshalbzyklus (schwarz dargestellt) und Desorptionshalbzyklus (grau dargestellt) [26].

Darin sind die Komponenten Verdampfer, Adsorber und Kondensator sowie die Adsorberkammer zu sehen. Auf der rechten Seite ist der Adsorber dargestellt, der mit Wärmeträgerfluid durchströmt wird. Dieser wird über mehrere Adsorberknoten modelliert, denen jeweils ein Fluidknoten

zugeordnet wird. Jeder Adsorberknoten i besitzt die Beladung x_i , die Temperatur T_i und den Druck p_i , der Fluidknoten die Temperatur T_{wrf} .

Der Adsorber ist mit externen Wärmequellen und Senken verbunden, um die Adsorptionswärme abzuführen und die Desorptionswärme zuzuführen. Das Adsorbens, mit dem der Wärmeübertrager beschichtet ist, adsorbiert Gas aus der Gaskammer und desorbiert Gas in die Gaskammer. Adsorptiv und Adsorbat befinden sich stets im thermodynamischen Gleichgewicht, da der aus dem Adsorptionsmodell berechnete Gleichgewichtsdruck $p_i(x_i, T_i)$ zur Adsorbtemperatur und der Beladung angenommen wird. Zwischen dem Gas in der Adsorberkammer und dem Adsorbens wird zusätzlich ein Wärmeaustausch angenommen. Dieser Wärmestrom führt zu einer Erwärmung des Gases über die Sättigungstemperatur hinaus im Adsorptionshalbzyklus. Dadurch befindet sich der Zustand des Gases stabil im Einphasengebiet, was eine Rekondensation verhindert. Zusätzlich findet im Adsorptionshalbzyklus ein Stoff- und Wärmeaustausch zwischen Adsorberkammer und Verdampfer statt, im Desorptionshalbzyklus zwischen Adsorberkammer und Kondensator.

Da Verdampfung und Kondensation bei der modellierten Wärmepumpe nicht gleichzeitig ablaufen, kann anstatt zweier Wärmeübertrager auch einer als kombinierter Verdampfer/Kondensator angenommen werden, wie in den Analysen in dieser Arbeit verwendet. Zusätzlich zu einem Wärmeübertrager kann auch auf die dazugehörigen Ventile verzichtet werden. Ein Nachteil dabei ist allerdings, dass der Wärmeübertrager nach der Verdampfung auf die Temperatur des Kondensators aufgeheizt werden muss und nach der Kondensation wieder auf die niedrigere Verdampferemperatur gebracht werden muss, was die Systemeffizienz negativ beeinflusst.

Über den Verdampfer wird Wärme aus der Niedertemperaturquelle ins System gebracht und vom Kondensator wird Wärme an die Mitteltemperaturquelle abgegeben. Für beide Komponenten wird die Annahme getroffen, dass die Temperatur innerhalb konstant ist. Deshalb haben Wärmeübertrager und Fluid die gleiche Temperatur und die Komponenten können mit einem Temperaturnode abgebildet werden. Eine weitere Voraussetzung ist, dass in Verdampfer und Kondensator die flüssige Phase und der Dampf stets im Gleichgewicht sind. Der Druck entspricht deshalb dem Sättigungsdampfdruck der entsprechenden Temperatur. Innerhalb des Verdampfers befindet sich auch der Verdampferpool. Die darin befindliche Menge an flüssigem Arbeitsfluid berechnet sich aus der Gesamtmenge abzüglich des Adsorbats und des Dampfes, der in der Adsorberkammer vorhanden ist. Eventuell vorliegendes Gas im Verdampfer und im Kondensator sowie Flüssigkeit im Kondensator werden in den Energie- und Stoffbilanzen nicht berücksichtigt, da die Volumen in der Kondensatorkammer und der Gasraum im Verdampfer im Vergleich zur gesamten Menge des Arbeitsfluids vernachlässigbar klein sind.

Für die Adsorberkammer und die Dampfventile sind ebenfalls Annahmen nötig. Die Ventile arbeiten passiv, bei höherem Druck im Verdampfer als innerhalb der Adsorberkammer öffnet sich das Ventil zwischen Verdampfer und Adsorberkammer (Adsorptionshalbzyklus), erreicht der Druck in der Adsorberkammer einen höheren Druck als der im Kondensator, öffnet sich das dazwischen

liegende Ventil (Desorptionshalbzyklus). Für den Zeitpunkt der Öffnung sind Regelungsstrategien und das Volumen der Adsorberkammer verantwortlich.

Zu Beginn beider Halbzyklen sind die Ventile beide geschlossen, wodurch eine nahezu isostere Zustandsänderung erfolgt. Innerhalb der Adsorberkammer werden auch Beladungsumlagerungen zwischen den Adsorberknoten und Änderungen der Gesamtbeladung während dieser Phase vollständig abgebildet, was auch eine Beschreibung des weiteren Beladungsverlaufs nach der Ventilöffnung erlaubt. Diese Vorgänge sind allerdings im Vergleich zum Beladungsumsatz während des gesamten Zyklus sehr gering.

Die Adsorberkammer ist als Gasraum definiert, der ein festes Volumen besitzt. Dieses leitet sich aus den Abmessungen des Adsorbers und der Vakuumkammer ab. Während des Zyklus tauscht der Adsorber Arbeitsmittel mit dem Gasraum aus. Zusätzlich gibt es einen Austausch von Arbeitsmittel zwischen Verdampfer und Gasraum während der Adsorption und zwischen Kondensator und Gasraum während der Desorption.

Als Wärmeträgerfluid, das die Adsorptionswärme abtransportiert und das die zur Desorption nötige Wärme liefert, sind Wasser oder Thermoöl implementiert. Ein Auswahlkriterium hierzu ist die Desorptionstemperatur, die verwendet wird. Für hohe Temperaturen sind hohe Drücke nötig, um Wasser flüssig zu halten, was vor allem aufgrund von Anforderungen an die Sicherheit ökonomisch schwer durchführbar ist. Deshalb wird bei Desorptionstemperaturen, die höher als 120 °C sind, Thermoöl eingesetzt. Thermoöl hat allerdings Nachteile gegenüber Wasser, vor allem bezüglich des Handlings, weshalb es ausschließlich für Hochtemperatursysteme eingesetzt wird. Für das Wärmepumpenmodul, das in dieser Arbeit verwendet wird, sind die Desorptionstemperaturen unterhalb von 120 °C, sodass Wasser als Wärmeträgerfluid verwendet werden kann.

Das in den Simulationen dieser Arbeit verwendete Arbeitsmedium ist Wasser, das als Realgas modelliert ist. Nur wenn aufgrund von Grenzfällen wie Phasenwechsel oder Drucksprung eine Zustandsgröße nicht berechnet werden kann, wird auf das Modell idealer Gase zurückgegriffen.

Massenbilanzen des Arbeitsfluids

Mit den Annahmen aus der Beschreibung in den vorherigen Abschnitten können die Massenbilanzen des Arbeitsfluides aufgestellt werden. Zunächst lautet die Massenbilanz des Dampfraumes im Adsorptionshalbzyklus:

$$\frac{dm_c}{dt} = -\frac{m_s}{n_{hx}} \sum_{i=1}^{n_{hx}} \frac{dx_i}{dt} + \dot{m}_{ads}, \quad (2.29)$$

wobei \dot{m}_{ads} den Massenstrom zwischen Verdampfer und Dampfraum bezeichnet, der im Adsorptionshalbzyklus positiv ist. Während des Desorptionshalbzyklus gilt für die Massenbilanz:

$$\frac{dm_c}{dt} = -\frac{m_s}{n_{hx}} \sum_{i=1}^{n_{hx}} \frac{dx_i}{dt} - \dot{m}_{des}. \quad (2.30)$$

Der Parameter \dot{m}_{des} steht hierbei für den Massenstrom zwischen Dampfraum und Kondensator, dieser hat während des Desorptionshalbzyklus im Allgemeinen ein positives Vorzeichen.

Wenn der Massenstrom zwischen Verdampfer und Kondensator als \dot{m}_{drv} bezeichnet wird, kann die Massenbilanz des Verdampfers zu:

$$\frac{dm_v}{dt} = \frac{dm_{pool}}{dt} = -\dot{m}_{ads} + \dot{m}_{drv}, \quad (2.31)$$

aufgestellt werden, unter Verwendung der aktuellen Masse des Verdampferpools $m_{pool} = m_{tot} - m_{sx} - m_c$. Die gesamte Masse des Arbeitsfluid, das im Adsorptionsmodul vorhanden ist, wird dabei als m_{tot} bezeichnet. Die Massenbilanz des Kondensators lässt sich durch

$$\frac{dm_{kd}}{dt} = \dot{m}_{des} - \dot{m}_{drv} = 0, \quad (2.32)$$

aufstellen. Da das Arbeitsfluid, das in den Kondensator einfließt, sofort in den Verdampfer abfließt, gilt $m_{kd} = \dot{m}_{kd} = 0$.

Bilanzen für Energie im Adsorptionsmodul

Adsorberknoten

Für die Energiebilanz des i . Adsorberknotens müssen zusätzliche Wärmeströme berücksichtigt werden. Zunächst wird durch

$$\dot{Q}_{i,akn} = \frac{\lambda_{eff,akn} A_{hx,akn} n_{hx}}{l_{hx,akn}} (T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}), \quad (2.33)$$

die Wärme, die von den benachbarten Adsorberknoten zum i . Adsorberknoten strömt, $\dot{Q}_{i,akn}$ berechnet. Dabei bezeichnen $\lambda_{eff,akn}$ die effektive spezifische Wärmeleitfähigkeit und $A_{hx,akn}$ die Fläche des Wärmeübertragers, jeweils parallel zur Fließrichtung des Wärmeträgerfluids und den Adsorberknoten. Unter Verwendung des Systemmassenstroms \dot{m} , der zwischen Adsorber und Speicher fließt, kann durch

$$\dot{Q}_{i,wtf} = \dot{m} c_{wtf} (T_i - T_{i,wtf}) \left(1 - \exp\left(-\frac{U_{hx}(T_i) A_{hx}}{\dot{m} c_{wtf} n_{hx}}\right) \right), \quad (2.34)$$

der vom i -ten Adsorberknoten auf den zugeordneten Fluidknoten übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{i,wtf}$ bestimmt werden. Zusätzlich werden hierzu die Temperaturen des Adsorberknotens T_i und des Fluidknotens $T_{i,wtf}$ benötigt. Die Symbole $U_{hx}(T_i)$, A_{hx} und n_{hx} stehen für den effektiven Wärmeübergangskoeffizienten des Adsorbers vom Adsorptionsplatz zum Fluid, die Fläche des Wär-

meübertragers und die Anzahl der Adsorberknoten, c_{wtf} für die spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgerfluids. Zusätzlich dazu tritt innerhalb des Dampfraumes ein Wärmestrom $\dot{Q}_{i,\bar{c}}$ vom Adsorber auf das Adsorptiv auf. Für diesen gilt:

$$\dot{Q}_{i,\bar{c}} = \frac{(hA)_c}{n_{hx}}(T_i - T_c), \quad (2.35)$$

mit der Kammertemperatur T_c und der Wärmeübertragungsleistung $(hA)_c$, sowie der Temperatur innerhalb des Dampfraumes T_c . Zuletzt können die beiden Wärmeströme vom i -ten Adsorberknoten über das Gehäuse zu Verdampfer $\dot{Q}_{i,h,v}$,

$$\dot{Q}_{i,h,v} = \frac{(UA)_h}{n_{hx}}(T_v - T_i), \quad (2.36)$$

und zu Kondensator $\dot{Q}_{i,h,kd}$,

$$\dot{Q}_{i,h,kd} = \frac{(UA)_h}{n_{hx}}(T_{kd} - T_i), \quad (2.37)$$

abgeschätzt werden. Dabei bezeichnet $(UA)_h$ die Wärmedurchgangsleistung des Gehäuses. Unter der Verwendung der Annahme, dass sowohl Kondensator als auch Verdampfer über das Gehäuse gleich an den Adsorber angekoppelt sind, gilt für den Wärmestrom über das Gehäuse

$$\dot{Q}_{i,h} = \dot{Q}_{i,h,v} + \dot{Q}_{i,h,kd} = \frac{(UA)_h}{n_{hx}}(T_v + T_{kd} - 2T_i). \quad (2.38)$$

Die hier dargelegten Wärmeströme bilden dann zusammen den Gesamtwärmestrom \dot{Q}_i des i -ten Adsorberknotens:

$$\dot{Q}_i = -\dot{Q}_{i,wtf} + \dot{Q}_{i,akn} - \dot{Q}_{i,\bar{c}} + \dot{Q}_{i,h}. \quad (2.39)$$

Analog zu den Gleichungen 2.17 und 2.18 folgt für die Energiebilanz des i -ten Adsorberknotens in der Adsorptionsphase:

$$\dot{Q}_i = \frac{1}{n_{hx}} \left(m_{hx}c_{hx} + m_s(c_s + x_i c_{x_i,a}(T_i)) \right) \frac{dT_i}{dt} - \frac{m_s}{n_{hx}} \frac{dx_i}{dt} \left(q_{st}(x_i, T_i) - (h_g(p_i, T_i) - h_g(p_c, T_c)) \right), \quad (2.40)$$

und in der Desorptionsphase,

$$\dot{Q} = \frac{1}{n_{hx}} \left(m_{hx}c_{hx} + m_s(c_s + x_i c_{x_i,a}(T_i)) \right) \frac{dT_i}{dt} - \frac{m_s}{n_{hx}} \frac{dx_i}{dt} q_{st}(x_i, T_i). \quad (2.41)$$

Rohrknoten

Die Anzahl der Rohrknoten, die im Modell implementiert sind, kann als feste Zahl n_R definiert

werden. Diese wird in den Simulationen mit 12 gewählt, im Vergleich zu doppelt so vielen Rohrknoten ist die prozentuelle Abweichung in der Speicherdichte mit 0,5 % sehr gering. Die Rohrknoten haben jeweils eine Temperatur $T_{j,R}$ und bilden die Verrohrung außerhalb und alle Rohre innerhalb des Adsorbers, die nicht direkt mit dem Adsorbens verbunden sind.

Als Vereinfachung wird angenommen, dass die Fluidpfropfen zu den Rohrknoten die selbe Masse haben, wie die Fluidpfropfen zu den Adsorberknoten. Dadurch können diese, passend zum Massenstrom, unverändert durch die Knoten von Rohr und Adsorber transportiert werden.

Zwischen den Rohrknoten und dem Fluid in den Rohrknoten ergibt sich ein Wärmeübergang, mit der Wärmeübertragungsleistung $U_R(T_R)A_R$. In der Rohrwand wird die Wärmeleitung vernachlässigt. Aus der Energiebilanz der Rohrknoten ergeben sich, unter Verwendung von $C_R = m_{RCR}$, für die äußeren beiden Rohrknoten die Differentialgleichungen:

$$\frac{C_R}{2} \frac{dT_{1,R}}{dt} = -\dot{Q}_{0,wtf}, \quad (2.42)$$

und

$$\frac{C_R}{2} \frac{dT_{nR,R}}{dt} = -\dot{Q}_{n+1,wtf}. \quad (2.43)$$

Die Größen $\dot{Q}_{0,wtf}$ und $\dot{Q}_{n+1,wtf}$ symbolisieren dabei die Wärmeströme zwischen den beiden Rohrknoten und den zugehörigen Fluidpfropfen. Für diese gilt:

$$\dot{Q}_{0,wtf} = \dot{m}_{C_{wtf}} \epsilon_{1,R} (T_{1,R} - T_{0,wtf}), \quad (2.44)$$

sowie,

$$\dot{Q}_{n+1,wtf} = \dot{m}_{C_{wtf}} \epsilon_{nR,R} (T_{nR,R} - T_{n+1,wtf}). \quad (2.45)$$

Dabei gilt für die Effektivität des Wärmeübergangs:

$$\epsilon_{i,R} = 1 - \exp\left(-\frac{U_R(T_{i,R})A_R}{\dot{m}_{C_{wtf}}}\right), \quad (2.46)$$

mit der Wärmeübertragungsleistung des Rohres $U_R(T_{i,R})A_R$.

Wärmeträgerfluid

Das Wärmeträgerfluid, das im Adsorber und in den Rohren fließt, wird als feste Fluidpfropfenzahl in Abhängigkeit der Adsorberknoten diskretisiert. Dabei wird das Modell des idealen Fluids verwendet, wodurch die Wärmekapazität druckunabhängig wird ($c_{p,wtf} = c_{wtf}$).

Die Strömung außerhalb des Adsorbers wird über eine ideale Pfropfenströmung abgebildet. Unter Verwendung des vorgegebenen externen Zeitschritts Δt beträgt die Pfropfengröße:

$$m_{wtf,ext} = \dot{m}\Delta t. \quad (2.47)$$

Dadurch wird in jedem externen Zeitschritt genau ein Fluidpfropfen mit der Masse $m_{wtf,ext}$ zum Adsorber und einer vom Adsorber weg transportiert. Innerhalb des Adsorbers besitzt der Fluidpfropfen die Masse m_{wtf} . Diese lässt sich nach:

$$m_{wtf} = \frac{m_{wtf,ads}}{n_{hx}} \quad (2.48)$$

bestimmen, wobei $m_{wtf,ads}$ die komplette aktive Fluidmasse im Adsorber beschreibt. Die Anzahl der Fluidknoten ist dabei gleich der Anzahl der Adsorberknoten und es ist jeweils ein Fluidknoten an genau einen Adsorberknoten gekoppelt. Durch die gewünschte numerische Genauigkeit innerhalb des Adsorbers wird die Knotenanzahl festgelegt. Die Massen der externen Fluidknoten und der Fluidknoten im Adsorber sind im Allgemeinen unterschiedlich voneinander.

Die Zahl der Adsorber- und Fluidknoten muss für die Durchführung der Simulationen festgelegt werden. Dazu werden Simulationen mit unterschiedlichen Knotenanzahlen durchgeführt und die Auswirkungen auf Speicherdichte und -effizienz untersucht. Die betrachteten Knotenzahlen sind 8, 16, 32 und 50. Die Unterschiede zwischen der größten und der kleinsten Knotenanzahl betragen 0,6 %, zwischen 32 und 50 nur noch 0,1 % und mit 16 Knoten liegt der Unterschied bei 0,25 %. Die Anzahl der Adsorber- und Fluidknoten beeinflusst auch die Rechenzeit der Simulation. Verglichen mit der größten Knotenanzahl kann mit 32 Knoten 25 %, mit 16 Knoten 35 % und mit 8 Knoten 40 % der Simulationszeit eingespart werden.

Werden für die Simulationen mehr Adsorberknoten angenommen, sinkt die Masse an Fluid, die pro Knoten vorliegt. Dadurch muss nach Gleichung 2.47 bei gleichbleibendem Massenstrom der externe Zeitschritt kleiner gewählt werden. Dadurch wird die Dauer der Simulationen nochmals erhöht. Als Kompromiss zwischen Rechenzeit und Abweichung wird für die weiteren Simulationen eine Knotenzahl von 16 verwendet.

Die Auswirkungen eines kleineren Zeitschrittes auf die Speicherdichte und -effizienz werden ebenfalls untersucht. Bei Simulationen mit den drei externen Zeitschritten 0,2, 0,5 und 0,7 liegen die Abweichungen ebenfalls unter 0,5 %. Da nach Gleichung 2.47 der externe Zeitschritt bei gleichbleibender Fluidmasse pro Knoten mit steigendem Volumenstrom zunimmt, wird der mitt-

lere Zeitschritt von 0,5 als Kompromiss gewählt, da damit auch Simulationen mit höherem Volumenstrom durchgeführt werden können.

Unter Berücksichtigung der Pfropfenströmung mit dem Massenstrom \dot{m} im Adsorptionshalbzyklus entlang der Knotenindizierung folgt für die Temperaturänderung im Fluidknoten:

$$\frac{m_{wtf,ads}}{n_{hx}} \frac{dT_{wtf}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{wtf}}{c_{wtf}} + \dot{m}(T_{ex,wtf}(t), T_{0,wtf}, T_{1,wtf}, \dots, T_{n,wtf})^T - T_{wtf}, \quad (2.49)$$

mit dem Vektor der Temperaturen des Wärmeträgerfluids T_{wtf} , dem Vektor der einlaufenden Wärmeströme bezüglich der Wärmeträgerfluidknoten \dot{Q}_{wtf} und der Temperatur des Wärmefluids $T_{ex,wtf}(t)$, das zum Zeitpunkt t in den Adsorber strömt. Im Desorptionshalbzyklus, mit dem Massenstrom entgegen der Knotenindizierung, beträgt die Temperaturänderungsrate:

$$\frac{m_{wtf,ads}}{n_{hx}} \frac{dT_{wtf}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{wtf}}{c_{wtf}} + \dot{m}(T_{1,wtf}, T_{2,wtf}, \dots, T_{n+1,wtf}, T_{ex,wtf}(t))^T - T_{wtf}. \quad (2.50)$$

Dampfraum

Für den Dampfraum kann die Energiebilanz zu:

$$\frac{du_c}{dt} = \frac{\dot{Q}_c}{m_c} - \frac{m_s}{n_{hx}m_c} \sum_{i=1}^{n_{hx}} \frac{dx_i}{dt} (\tilde{h}_i - u_c) + \frac{\dot{m}_{ads}(\tilde{h}_v - u_c)}{m_c}, \quad (2.51)$$

im Adsorptionshalbzyklus ermittelt werden und

$$\frac{du_c}{dt} = \frac{\dot{Q}_c}{m_c} - \frac{m_s}{n_{hx}m_c} \sum_{i=1}^{n_{hx}} \frac{dx_i}{dt} (\tilde{h}_i - u_c) - \frac{\dot{m}_{des}(\tilde{h}_{kd} - u_c)}{m_c}, \quad (2.52)$$

im Desorptionshalbzyklus. Das Symbol \tilde{h}_i steht für die Enthalpie des Gases, das zwischen Adsorberknoten und Dampfammer strömt, \tilde{h}_v und \tilde{h}_{kd} symbolisieren die Enthalpie des Gases, das zwischen Dampfammer und Verdampfer bzw. Kondensator strömt.

Die Wärmeströme, die zwischen Adsorberknoten und Dampfraum sowie zwischen Verdampfer und Dampfraum $\dot{Q}_{c,v}$ sowie zwischen Kondensator und Dampfraum $\dot{Q}_{c,kd}$ fließen, werden zu einem Gesamtwärmestrom \dot{Q}_c zusammengefasst, für den,

$$\dot{Q}_c = \sum_{i=1}^{n_{hx}} \dot{Q}_{i,c} - \dot{Q}_c, \quad (2.53)$$

gilt. Dabei ist ohne Ventil oder bei Adsorption,

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{c,v} = (hA)_{v,c,eff}(T_c - T_v), \quad (2.54)$$

bei Desorption,

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{c,kd} = (hA)_{kd,c,eff}(T_c - T_{kd}). \quad (2.55)$$

Während der Adsorption überwiegt der Wärmestrom vom Adsorber auf das Arbeitsfluid im Dampfraum, während der Desorption überwiegt der Wärmestrom vom Arbeitsfluid im Dampfraum zum Kondensator.

Verdampfer/Kondensator

Wie auch in der statischen Betrachtung, werden Verdampfer und Kondensator jeweils von einem Temperaturknoten abgebildet, der auch die thermische Masse der beiden Komponenten beinhaltet. Beim Verdampfer kommt zusätzlich noch die thermische Masse des Verdampferpools mit dazu. Im Kondensator wird kein flüssiges Arbeitsfluid berücksichtigt, da dieses sofort nach der Kondensation in den Verdampfer abfließt. Beide Komponenten können durch die jeweiligen Temperaturen T_{kd} und T_v beschrieben werden unter der Annahme, dass in beiden der Sättigungsdampfdruck zu den Temperaturen herrscht.

Sowohl der Temperaturknoten des Kondensators als auch des Verdampfers sind thermisch mit einem Fluidknoten verbunden, der für das Wärmeträgerfluid steht, das durch den Wärmeübertrager fließt. Die Übertragungsleistungen auf das Wärmeträgerfluid berechnen sich für den Verdampfer, durch

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_{wtf,v} \cdot c_{wtf,v} \cdot \varepsilon_v (T_v - T_{wtf,ein,v}), \quad (2.56)$$

und für den Kondensator, durch

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_{wtf,kd} \cdot c_{wtf,kd} \cdot \varepsilon_{kd} (T_{kd} - T_{wtf,ein,kd}). \quad (2.57)$$

$T_{wtf,ein,v}$ und $T_{wtf,ein,kd}$ bezeichnen die Temperaturen des Wärmeträgerfluids, das in die Komponente einfließt, $c_{wtf,v}$ und $\dot{m}_{wtf,v}$ stehen für die dazugehörige Wärmekapazität und den zugehörigen Massenstrom für den Verdampfer, analog dazu $c_{wtf,kd}$ und $\dot{m}_{wtf,kd}$ für den Kondensator.

Zusätzlich werden für die Bestimmung der Übertragungsleistungen die dimensionslosen Wärmeübertragereffektivitäten ($\varepsilon_v, \varepsilon_{kd}$) benötigt. Dabei gilt:

$$\varepsilon_v = 1 - \exp\left(-\frac{U_{hx,v}A_{hx,v}}{\dot{m}_{wtf,v} \cdot c_{wtf,v}}\right), \quad (2.58)$$

für den Verdampfer und analog,

$$\varepsilon_{kd} = 1 - \exp\left(-\frac{U_{hx,kd}A_{hx,kd}}{\dot{m}_{wtf,kd} \cdot c_{wtf,kd}}\right), \quad (2.59)$$

für den Kondensator, wobei $U_{hx,v}$ und $U_{hx,kd}$ den effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten vom

jeweiligen Wärmeübertrager auf das Wärmeübertragerfluid und $A_{hx,v}$ und $A_{hx,kd}$ die Fläche des jeweiligen Wärmeübertragers symbolisieren.

Unter Verwendung der entsprechenden Näherungen für Wärmeübertrager in Verdampfer und Kondensator wie für die inerten Massenanteile des Adsorbers, kann das Differential der inneren Energie für den Kondensator, durch

$$dU_{kd} = m_{kd}du_{kd} = m_{Cu,kd}c_{Cu}dT_{kd} \equiv C_{kd}dT_{kd}, \quad (2.60)$$

aufgestellt werden. Dabei trägt nur der Wärmeübertrager des Kondensators zur inneren Energie bei, da das Kondensat sofort an den Verdampfer zurückgeführt wird. Die Parameter m_{kd} und u_{kd} stehen für die Masse und die spezifische innere Energie des Kondensatorknotens, $m_{Cu,kd}$ und c_{Cu} für die Kupfermasse des Kondensators und die spezifische Wärmekapazität von Kupfer sowie C_{kd} für die Wärmekapazität des Kondensatorknotens. Für die Energiebilanz des Kondensators gilt dann

$$C_{kd} \frac{dT_{kd}}{dt} = -\dot{Q}_{kd} - \sum_{i=1}^{n_{hx}} \dot{Q}_{i,h,kd} + \dot{Q}_{c,kd} + \dot{m}_{des}(h_c - h_{kd}), \quad (2.61)$$

wenn $\dot{m}_{des} \geq 0$ ist und ansonsten,

$$C_{kd} \frac{dT_{kd}}{dt} = -\dot{Q}_{kd} - \sum_{i=1}^{n_{hx}} \dot{Q}_{i,h,kd} + \dot{Q}_{c,kd} + \dot{m}_{des}(-(h_v - h_{kd})). \quad (2.62)$$

Bei der Betrachtung des Verdampfers muss zusätzlich zum Wärmeübertrager noch der Verdampferpool berücksichtigt werden. Die flüssige Phase im Verdampfer kann unter geringen Genauigkeitsverlusten als ideales inkompressibles Fluid modelliert werden [26]. Dadurch kann die temperaturabhängige Wärmekapazität beim Sättigungsdampf des flüssigen Wassers angenommen werden und auf eine druckabhängige Wärmekapazität verzichtet werden.

Für den Verdampferknoten dU_v folgt dann für das Differential der inneren Energie:

$$\begin{aligned} dU_v &= m_v du_v + u_v dm_v, m \approx m_{Cu,v} c_{Cu} dT_v + m_{pool}(x, m_c) c_{p,sat,lq,sat}(T_v) dT_v + u_{lq,sat}(T_v) dm_{pool} \\ &\equiv C_v(x, m_c) dT_v + u_{v,sat} dm_{pool}, \end{aligned} \quad (2.63)$$

unter Verwendung der Fluidmasse im Verdampferpool m_{pool} . Analog zum Kondensator stehen die Parameter m_v und u_v für die Masse und die spezifische innere Energie des Verdampfers, $m_{Cu,v}$ für die Kupfermasse des Verdampfers sowie C_v für die gesamte Wärmekapazität des Verdampferknotens. Zusätzlich dazu stellen $u_{lq,sat}$ und $u_{v,sat}$ die spezifischen inneren Energien der flüssigen Phase beim Sättigungsgleichgewicht und des Verdampfers beim Sättigungsgleichgewicht dar, sowie $c_{p,sat,lq,sat}(T_v)$ die temperaturabhängige spezifische Wärmekapazität beim Sättigungsdampfdruck des flüssigen Wassers.

Die Energiebilanz des Verdampferknotens ist dann:

$$C_v(x, mc) \frac{dT_v}{dt} = -\dot{Q}_v - \sum_{i=1}^{n_{hx}} \dot{Q}_{i,h,v} + \dot{Q}_{c,v} - \dot{m}_{ads}(\tilde{h}_v - u_{v,sat}) + \dot{m}_{des}(h_{kd,sat} - u_{v,sat}), \quad (2.64)$$

wenn $\dot{m}_{des} \geq 0$ ist und ansonsten,

$$C_v(x, mc) \frac{dT_v}{dt} = -\dot{Q}_v - \sum_{i=1}^{n_{hx}} \dot{Q}_{i,h,v} + \dot{Q}_{c,v} - \dot{m}_{ads}(\tilde{h}_v - u_{v,sat}) + \dot{m}_{des}(h_{v,sat} - u_{v,sat}). \quad (2.65)$$

Die hier aufgeführten Wärmeströme sind in den vorherigen Gleichungen definiert, $h_{v,sat}$, $h_{kd,sat}$ symbolisieren die spezifische Enthalpie des Verdampfers und des Kondensators beim Sättigungsgleichgewicht.

Bestimmung der Wärme- und Stofftransportkoeffizienten für die Adsorptionswärmepumpe

Die dynamische Betrachtung der Adsorptionswärmepumpe erfordert die Betrachtung des Wärme- und Stofftransportkoeffizienten des Adsorbermoduls. Für das genutzte Wärmepumpenmodell sind diese im Rahmen eines vorangegangenen Projektes für ein eZea-Adsorbermodul der Firma Sortech AG (jetzt Fahrenheit) bestimmt worden [67].

Da vor allem für die adsorberinternen Parameter eine Herleitung basierend auf Experimenten alleine nicht möglich ist, sind für die Identifizierung der Komponenten Simulationen für unterschiedliche Parameter und Experimente mit gleichen Randbedingungen durchgeführt worden.

Bei den betrachteten Experimenten handelt es sich um die Messung von Adsorptions- und Desorptionszyklen mit fester Halbzyklenzeit von 300 s. Zusätzlich sind Simulationen durchgeführt worden, in denen die Temperaturen und Volumenströme analog zu den Experimenten definiert wurden. In den Simulationen wurden jeweils verschiedene Wärme- und Stofftransportkoeffizienten angenommen.

Anhand der Simulationen und der Experimente sind anschließend die Wärme- und Stofftransportkoeffizienten für den untersuchten Adsorber bestimmt worden. Dazu wurde die mittlere quadratische Abweichung (RMSE) der Rücklauftemperaturen im Verdampfer und Adsorberkreis zwischen Simulation und Experiment ausgewertet. Die Koeffizienten, bei denen der RMSE Wert am niedrigsten ausfiel, sind anschließend als am besten passende Werte für den Adsorber ausgewählt worden.

Für den Wärmetransportkoeffizienten ist dies der Wert von $1300 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$, für den Stofftrans-

portkoeffizienten beträgt der Wert $0,1/(\text{bars})$. Diese beiden Werte werden für das Modell der Wärmepumpe in dieser Arbeit verwendet.

Eine ausführlichere Beschreibung der Bestimmung der Wärme- und Stofftransportkoeffizienten und auch die Randbedingungen zu den durchgeführten Simulationen und Experimenten ist im Abschlussbericht des Projektes zu finden [67].

2.4.5. Dynamische Modellierung des Adsorptionsspeichers

Für die Betrachtung der Leistungen aus dem kaskadierenden Speicher, wird das dynamische Wärmepumpenmodell für die Betrachtung des Zeolithspeichers verwendet. Dieses wurde ursprünglich für die Wärmepumpenanwendung geschrieben, kann aber für die Modellierung des Wärmespeichers angepasst werden.

Das Modell ist grundsätzlich gleich aufgebaut, allerdings werden andere Stoff- und Wärmetransportkoeffizienten für den Adsorptionsspeicher genutzt.

Bestimmung der Wärme- und Stofftransportkoeffizienten für den Adsorptionsspeicher

Für die dynamische Simulation des Zeolithspeichers sind die Koeffizienten im Rahmen des Projektes Maksore [31] bestimmt worden. Die ausführliche Beschreibung der Herangehensweise kann auch im Abschlussbericht des Projektes nachgelesen werden.

Im Unterschied zum Stofftransportkoeffizienten der Wärmepumpe, der homogen über den gesamten Adsorber verwendet wird, wird für den Zeolithspeicher eine Heterogenität im Adsorber modelliert. Dadurch können für jeden Knoten unterschiedliche Werte eingesetzt werden, die aus einer Wahrscheinlichkeitsverteilung ausgewählt werden. Dazu wird der Stofftransportwiderstand, der aus dem Kehrwert des Stofftransportkoeffizienten gebildet wird, mittels einer Gleichverteilung dargestellt. Als Maß für die Heterogenität wird die Breite der Verteilung im Widerstand als neuer Parameter eingeführt. Abhängig von der Anzahl der Adsorberknoten im Modell, wird das Histogramm der Verteilung in die entsprechende Anzahl von Klassen aufgeteilt und für jede Klasse wird ein repräsentativer Wert zufällig einem Knoten zugeordnet.

Für die Identifizierung der Koeffizienten sind Daten aus der Veröffentlichung von Bendix et al. [46] eingesetzt worden. Die Untersuchungen in der Veröffentlichung sind in Hinblick auf eine Anwendung der Adsorber für Wärme- und Kältepumpenanwendungen durchgeführt worden, aber für den Zeolithspeicher werden sie trotzdem als beste verfügbare Daten ausgewählt.

In den Untersuchungen sind gleiche Aluminium Wärmeübertrager mit unterschiedlichen Schichtdicken des Adsorbens TiAPSO beschichtet worden. Das Verhältnis der Masse des Wärmeübertragers zur Masse des Adsorbens bei den Adsorbern reicht von 7,42 für die dünnste Beschichtung bis 0,85 für die dickste. Mit den Wärmeübertragern sind Drucksprungmessungen bei zwei unter-

schiedlichen Temperaturbedingungen durchgeführt worden und unter anderem die Temperaturen im Wärmeträgerfluid Kreis und die Kammerdrücke aufgenommen worden.

Durch eine auf dem neuen Modell mit Annahme der Heterogenität aufbauende Simulationsvariante sind die Experimente nachsimuliert worden. Dabei sind gleiche Randbedingungen, aber unterschiedliche Wärme- und Stofftransportkoeffizienten verwendet worden. Anschließend ist ein Vergleich zwischen Experimenten und Simulationsergebnissen durchgeführt worden, um die besten Koeffizienten zu bestimmen. Für den Zeolithspeicher ist der Wärmeübertrager mit der dicksten Schicht (HX5) von Bendix et al. ausgewählt worden. Als Zielgröße für den Vergleich ist der RMSE der Temperatur des Wärmeträgerfluids am Adsorberaustritt $T_{ads,aus}$ zwischen Experiment und Simulation gewählt worden. Dadurch gilt,

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left(T_{ads,aus}^{exp}(t_i) - T_{ads,aus}^{sim}(t_i) \right)^2}{n}}, \quad (2.66)$$

für den RMSE Wert, wobei n die Anzahl der Zeitpunkte t_i ist, an denen Daten aufgenommen worden sind.

Der RMSE Wert ist für jeden simulierten Parametersatz bestimmt worden und dadurch sind die Abweichungen zwischen Experiment und Simulation bestimmt worden. Die besten Übereinstimmungen zwischen den Experimenten und den durchgeführten Simulation ergeben sich mit den gewählten Werten von $100 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ für den Wärmetransportkoeffizienten, $0,03/(\text{bars})$ für den Stofftransportkoeffizienten und $58 \text{ bar} \cdot \text{s}$ als Breite der Stofftransportwiderstandsverteilung. Diese werden im Modell des Zeolithspeichers in dieser Arbeit verwendet.

2.4.6. Thermischer Schichtspeicher und Modellbeschreibung

Der thermische Schichtspeicher ist eine wichtige Komponente des im Abschnitt 2.4.1 diskutierten Stratisorp-Systems. Zusätzlich spielt der Speicher die zentrale Rolle im sorptionsunterstützten Wasserspeicher, der in Kapitel 4 behandelt wird. Für die Simulationen der Systeme ist deshalb eine Modellierung des Schichtspeichers nötig.

Das Modell des Schichtspeichers, das in dieser Arbeit verwendet wird, wurde von Menrad [41] basierend auf dem Modell von Baeten et al. [68] entwickelt. Als Ausgangspunkt diente das Modell von Schwamberger [26]. Der Speicher ist dabei in mehrere horizontale Schichten unterteilt, die jeweils von einer Rechenzelle ausgefüllt sind und zwei Zellgrenzflächen von gleicher Größe aufweisen.

Für die Diskretisierung des Speichers muss die Anzahl der Schichten im Speicher gewählt werden. In der Arbeit von Menrad wurde bereits nachgewiesen, dass 250 Schichten ausreichend für die Diskretisierung des Speichers sind. Auch im Rahmen dieser Arbeit werden Simulationen mit mehr Schichten durchgeführt. Durch eine maximale Erhöhung der Schichtanzahl auf 1000, er-

geben sich bei der Speicherdichte und -effizienz Abweichungen von 0,2 % im Vergleich zu 250 Schichten. Durch die größere Anzahl der Schichten ergeben sich allerdings mehr als fünfmal so große Rechenzeiten der Simulationen. Deshalb wird auch für diese Arbeit der Schichtspeicher mit 250 Schichten diskretisiert.

Die geometrischen Abmessungen des Speichers werden in den folgenden Kapiteln eingeführt, da diese für verschiedene Systemkonfiguration unterschiedliche Werte annehmen.

Für die Modellierung müssen verschiedene Effekte berücksichtigt werden. Einer davon ist die Wärmeleitung, die vertikal in der Speicherwand verläuft und somit eine Wärmebrücke zwischen Schichten darstellt, die eine verschiedene Temperatur aufweisen. Dieser Verlust kann gut durch eine additive Erhöhung der effektiven Wärmeleitfähigkeit abgebildet werden [69]. Die resultierende Wärmeleitfähigkeit λ_{res} berechnet sich nach,

$$\lambda_{res} = \lambda + \Delta\lambda, \quad (2.67)$$

durch Bildung der Summe aus der spezifischen Wärmeleitfähigkeit λ und der additiven Wärmeleitfähigkeit $\Delta\lambda$.

An den Speicher sind Heizer, Kühler und Adsorber angeschlossen, wodurch in verschiedenen Höhen Fluid aus dem Speicher entnommen und in den Speicher eingeschichtet wird. Die Be- und Entladung des Speichers geschieht dabei mit Hilfe von waagerechten Ringen, die in den Speicher eingebracht sind (vgl. Abschnitt 2.4.1). Die Ringe sind an eine außerhalb des Speichers angebrachte Ventilbank angeschlossen. Der Aufbau der Ventilbank ist dem experimentellen Stratisorp-System nachempfunden [44,70]. Diese verbindet den Speicher mit den übrigen Komponenten des Systems. Durch den Einsatz der Ventilbank können sich die Massenströme von Adsorber, Heizer oder Kühler additiv oder subtraktiv überlagern. Dadurch können die Ringe für alle drei Kreisläufe genutzt werden. Die aus der Ventilbank resultierenden Massenströme werden in den betroffenen Zellen des Speichers als Quellen und Senken modelliert. Bei den einströmenden Massenströmen wird die entsprechende Temperatur verwendet, bei den Massenströmen aus dem Speicher die Temperatur, die in der Schicht vorliegt. Mit diesen Annahmen folgen für die Temperaturquellen und -senken:

$$S_{ein,T} = \frac{1}{m_{ly}} \dot{m}_{ein,i} T_{ein,i}, \quad S_{aus,T} = -\frac{1}{m_{ly}} \dot{m}_{aus,i} T_i. \quad (2.68)$$

Diese sind auf die Masse einer Zelle m_{ly} bezogen. Durch Massenbilanzen für die einzelnen Zellen ergeben sich sowohl die Größe als auch die Richtung der Massenströme \dot{m}_{ein} und \dot{m}_{aus} . Wie in der Gleichung 2.69 zu sehen ist, ist die Massenbilanz aus vier Anteilen zusammengesetzt. Namentlich sind das ein konvektiver und ein diffusiver Term sowie ein Term der die Wandverluste berücksichtigt. Zusätzlich dazu ist ein Term für die Ein- und Ausströmung in der Massenbilanz enthalten.

$$\begin{aligned}
 \frac{dT_i}{dt} &= \frac{1}{m_{ly}} \left((\dot{m}T)_{i-\frac{1}{2}} - (\dot{m}T)_{i+\frac{1}{2}} \right) && \text{(Konvektion)} \\
 &+ \frac{A_{cross}}{m_{ly}c_p\Delta z} \left(\lambda_{i-\frac{1}{2}} (T_{i-1} - T_i) + \lambda_{i+\frac{1}{2}} (T_{i+1} - T_i) \right) && \text{(Diffusion)} \\
 &+ \frac{U_W A_W}{m_{ly}c_p} (T_{amb} - T_i) && \text{(Wandverluste)} \\
 &+ \frac{1}{m_{ly}} (\dot{m}_{i,ein} T_{i,ein} - \dot{m}_{i,aus} T_i) && \text{(Ein- und Ausströmung)}.
 \end{aligned} \tag{2.69}$$

Um die Darstellung der obigen Gleichung 2.69 zu vereinfachen, werden zwei neue Terme eingeführt, die mehrere Parameter zusammenfassen. Die Benennung der Terme erfolgt analog zur Dissertation von Schwamberger [26]:

$$Z = \frac{U_W A_W}{m_{ly}c_p}, \quad Y = \frac{\lambda_{res} A_{cross}}{m_{ly}c_p \Delta z}. \tag{2.70}$$

Außer den Verlusten durch die Wand, müssen auch Verluste an Deckel und Boden des Speichers mit einbezogen werden. Deshalb wird für die oberste und die unterste Zelle des Speichers ein zusätzlicher Term eingeführt, um diese Verluste zu beschreiben. Der zusätzliche Term wird mit X bezeichnet und ist definiert durch:

$$X = \frac{U_{cross} A_{cross}}{m_{ly}c_p}. \tag{2.71}$$

Die beiden Parameter U_{cross} und A_{cross} in der Gleichung stehen für den Wärmedurchgangskoeffizienten und die Querschnittsfläche des Speichers.

Außerhalb des Speichers und damit unterhalb der ersten und oberhalb der letzten Zelle des Speichers, wird die Temperatur als konstante Umgebungstemperatur T_{amb} angenommen. Dadurch lassen sich die Temperaturen für die Zelle unterhalb der ersten Zelle ($i = 1$), als

$$T_0 = T_{amb}, \tag{2.72}$$

und für die Zelle oberhalb der obersten Zelle ($i = n$), als

$$T_{n+1} = T_{amb} \tag{2.73}$$

festlegen.

Mit Hilfe der zuvor genannten Annahmen und Bilanzen, können die resultierenden Differentialgleichungen für jede Zelle des Speichers aufgestellt werden. Dazu wird zusätzlich das Upwind-

Verfahren als Interpolationsverfahren verwendet. Danach lautet die zu lösende Differentialgleichung für die erste Zelle:

$$\begin{aligned} \frac{dT_1}{dt} = & (-Y_{1+\frac{1}{2}} - Z - X)T_1 + Y_{1+\frac{1}{2}}T_2 + (Z + X)T_{amb} \\ & - \frac{1}{m_{ly}}\dot{m}_{1+\frac{1}{2}}T_1 + \frac{1}{m_{ly}}\dot{m}_{ein,1}T_{ein,1} - \frac{1}{m_{ly}}\dot{m}_{aus,1}T_1. \end{aligned} \quad (2.74)$$

Der Massenstrom an der unteren Zellgrenzfläche ist aufgrund des Speicherbodens nicht vorhanden. Für die Zellen innerhalb des Speichers gilt:

$$\begin{aligned} \frac{dT_i}{dt} = & (-Y_{i-\frac{1}{2}} - Y_{i+\frac{1}{2}} - Z)T_i + Y_{i+\frac{1}{2}}T_{i-1} + Y_{i+\frac{1}{2}}T_{i+1} + ZT_{amb} \\ & + \frac{1}{m_{ly}}\dot{m}_{i-\frac{1}{2}}T_{i-1} - \frac{1}{m_{ly}}\dot{m}_{i+\frac{1}{2}}T_i + \frac{1}{m_{ly}}\dot{m}_{ein,i}T_{ein,i} - \frac{1}{m_{ly}}\dot{m}_{aus,i}T_i. \end{aligned} \quad (2.75)$$

Für die letzte Zelle wird die Temperatur durch:

$$\begin{aligned} \frac{dT_n}{dt} = & (-Y_{n+\frac{1}{2}} - Z - X)T_n + Y_{n-\frac{1}{2}}T_{n-1} + (Z + X)T_{amb} \\ & - \frac{1}{m_{ly}}\dot{m}_{n-\frac{1}{2}}T_{n-1} + \frac{1}{m_{ly}}\dot{m}_{ein,n}T_{ein,n} - \frac{1}{m_{ly}}\dot{m}_{aus,n}T_n, \end{aligned} \quad (2.76)$$

berechnet, hier verschwindet der Massenstrom an der oberen Zellgrenzfläche, wegen des Deckels.

Das beschriebene Modell des Schichtspeichers ist eindimensional diskretisiert, es wird nur eine Koordinate in Richtung der Speicherhöhe berücksichtigt. Dadurch werden laterale Effekte vernachlässigt, die eindimensional nicht abgebildet werden können. Deshalb wird eine zusätzliche Modellierung verwendet, um Vermischung durch ein- und ausströmendes Fluid und Auftrieb mit abzubilden. Durch das Ein- und Ausströmen des Fluids entsteht ein Impuls im Speicher, der durch Reibung das Fluid in der Umgebung mitnimmt.

Der Auftriebseffekt wiederum entsteht im Speicher, da durch die endliche Anzahl der Einschichtungsringe im Speicher die Temperatur des eingeschichteten Fluids nicht perfekt zur Temperatur in der vorliegenden Schicht passt. Die Differenz zwischen den Temperaturen bewirkt einen Dichtunterschied, der zu Auftriebseffekten führt.

Es werden deshalb nicht nur die Ein-/Ausström Schicht, sondern auch die benachbarten Schichten beeinflusst. Da die Energiequelle oder -senke im Speichermodell aber nur an einer Zelle vorliegt, muss mit Hilfe eines geeigneten Vermischungsmodells diese Ausbreitung auf die benachbarten Zellen modelliert werden, um die Vermischung in den Simulationen abzubilden.

Das verwendete Modell wird ebenfalls aus der Arbeit von Baeten et al. [68] übernommen. Es ist aus den Ergebnissen numerischer Strömungssimulationen abgeleitet und anhand experimenteller Daten verschiedener Einström- und Ausströmversuche validiert worden. Darüber hinaus wird das Modell auch in der Masterarbeit von Menrad [41] diskutiert und verwendet. Dazu ist im Rah-

men der Masterarbeit die Implementierung des Modells in das in dieser Arbeit genutzte Matlab Systemmodell durchgeführt worden.

Um die Vermischung innerhalb des Speichers durch die Einströmung zu berücksichtigen, wird im Modell von Baeten et al. ein zusätzlicher Massenstrom definiert. Dieser Massenstrom dient dazu, die Temperaturänderungen durch Vermischung abzubilden. Der von der Durchmischung betroffene Bereich wird dazu von diesem Energiestrom durchströmt.

Für den zusätzlichen Massenstrom werden zwei Vermischungsparameter eingeführt (siehe Tabelle 2.1). Zunächst muss dazu der Bereich definiert werden, der durch die Einströmung beeinflusst wird. Dies geschieht mit Hilfe vom Parameter δ_z , der die Breite des Vermischungsbereichs relativ zur Speicherhöhe angibt. Zusätzlich dazu wird der Parameter r_{mix} definiert, der das Verhältnis des Vermischungsmassenstroms zum realen Massenstrom \dot{m}_{ein} angibt und mit steigendem realem Massenstrom proportional zunimmt. Beide Parameter können jeweils unabhängig voneinander für Ein- und Ausströmung festgelegt werden.

Das Modell funktioniert so, dass aus den Zellen, die im beeinträchtigten Bereich liegen, Fluid entnommen wird. Das entnommene Fluid wird dann gemischt und mit der sich ergebenden Mischungstemperatur $T_{mix,ein}$ wieder in die gleichen Zellen zurückgeschichtet. Dadurch ergibt sich ein Energietransport von den heißeren zu den kälteren Schichten, während die Massenbilanz eingehalten wird. Der relative Anteil am Vermischungsmassenstrom für jede Zelle wird durch die Verteilungsfunktion f_{ein} bestimmt. Dieser relative Anteil wird dann aus der Zelle entnommen und nach der Mischung wieder in die Zelle zurückgeführt. Zusätzlich zu diesem Vermischungsmassenstrom wird auch der reale Massenstrom \dot{m}_{ein} dazugemischt und auf die verschiedenen Zellen verteilt. Eine schematische Darstellung dieser Beschreibung ist in Abbildung 2.13 zu sehen.

Tabelle 2.1.: Parameter des genutzten Vermischungsmodells.

Parameter	Beschreibung
r_{mix}	Verhältnis des Vermischungsmassenstroms zum realen Massenstrom \dot{m}
δ_z	Breite des Vermischungsbereichs relativ zur Speicherhöhe

Anhand der folgenden Gleichung kann die Mischungstemperatur berechnet werden:

$$\dot{m}_{ein}(1 + r_{mix,ein})T_{mix,ein} = \dot{m}_{ein}T_{ein} + r_{mix,ein}\dot{m}_{ein} \sum_i T_i f_{i,ein}. \quad (2.77)$$

Die Temperaturen T_{ein} und T_i stehen für die Temperatur der Einströmung und die Temperaturen in den einzelnen Zellen des Speichers.

Durch die Fluideinschichtung und der daraus resultierenden Vermischung entsteht ein Energiestrom \dot{Q} , der für jede Zelle durch,

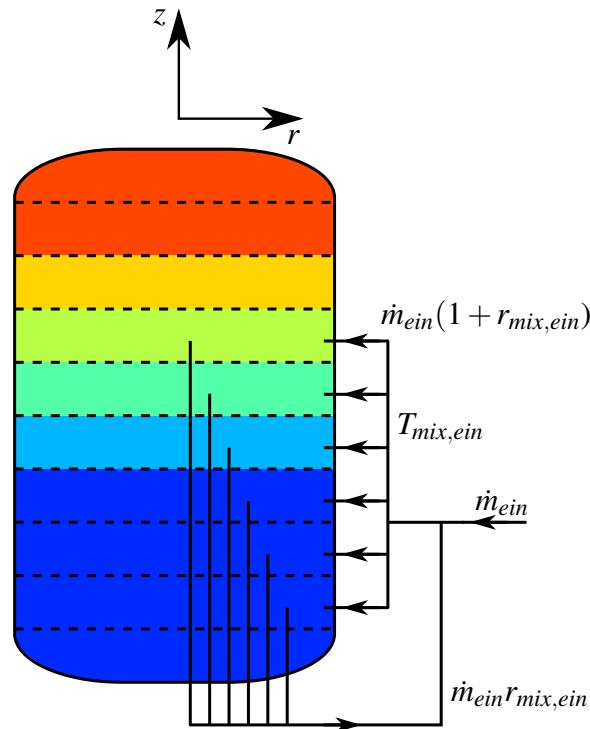


Abbildung 2.13.: Schematische Darstellung der Zusammensetzung der Massenströme bei der Einströmung (Baeten et al. [68]).

$$\dot{Q}_i = c_p f_{i,ein} \dot{m}_{ein} [(1 + r_{mix,ein}) T_{mix,ein} - r_{mix,ein} T_i], \quad (2.78)$$

bestimmt werden kann. Die hier diskutierte Beschreibung der Vermischung bezieht sich auf den Vorgang der Einströmung in den Speicher. Eine analoge Herangehensweise wird angewendet, um die Vermischung bei der Ausströmung zu beschreiben. Aus den Zellen wird zusätzlich zum Vermischungsmassenstrom auch der Ausströmmassenstrom entnommen. Nach einer Durchmischung des Fluids wird dann der Ausströmmassenstrom aus dem Speicher entnommen und der Vermischungsmassenstrom in die jeweiligen Zellen zurückgeführt. Die grafische Darstellung dieses Vorgangs entspricht einer Umkehrung der Pfeilrichtungen in Abbildung 2.13.

Durch die Verteilungsfunktion wird bestimmt, wie groß der Anteil der einzelnen Zellen am Vermischungsmassenstrom ist. Die Verteilungsfunktion setzt sich aus zwei Anteilen zusammen, einem Anteil, der die Vermischung durch den Auftrieb beschreibt (f_{buo}), und einem Anteil, der einen symmetrischen Mischungsbereich um den Einlass herum definiert (f_{mix}). Die Zusammensetzung der beiden Teile zur Verteilungsfunktion kann in Abbildung 2.14 betrachtet werden.

Dabei hat die Verteilungsfunktion, die den Auftrieb beschreibt, einen konstanten Wert. Dieser Wert wird definiert für den Bereich zwischen der realen Einschichthöhe z_{ein} und der idealen Einschichthöhe z_{id} . Diese entspricht der Höhe, an der der Tank die Temperatur $T_{mix,ein}$ annimmt. Außerhalb des definierten Bereichs ist die Verteilungsfunktion null.

Zur Berechnung der Mischungstemperatur T_{mix} aus Formel 2.77, muss auf eine iterative Be-

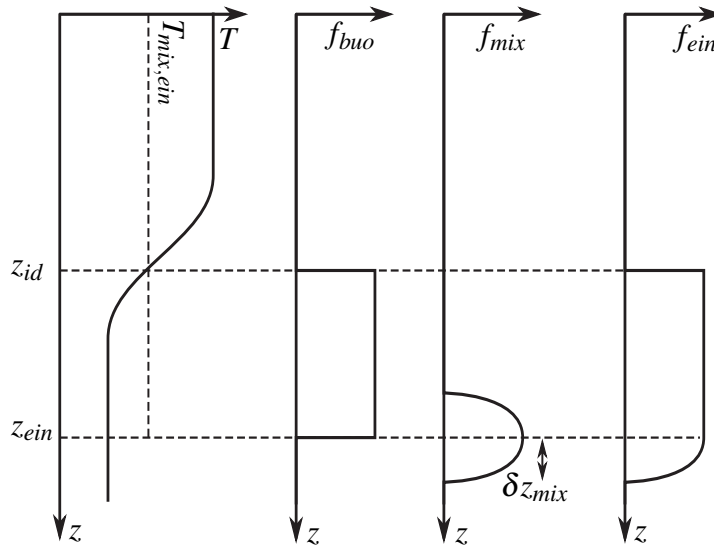


Abbildung 2.14.: Schematische Darstellung der Massenstromverteilung (Baeten [68]).

rechnung zurückgegriffen werden, da diese auch von der Verteilungsfunktion abhängt. Für die Bestimmung der kompletten Verteilungsfunktion fehlt nun noch der zweite Teil. Dieser kann aus:

$$f_{mix} = \max\left[0, 1 - \left(\frac{z - z_{ein}}{\delta z_{mix, ein}}\right)^4\right] \quad (2.79)$$

berechnet werden. Dabei wird ein symmetrischer Vermischungsbereich um den Einlass definiert, wozu eine Parabel 4. Grades verwendet wird. Diese ermöglicht, ein flacheres Plateau um das Maximum der Parabel als es mit einer Parabel 2. Grades der Fall ist. Aus der Gleichung ist zu sehen, dass die Werte für f_{mix} stets im Bereich zwischen 0 und 1 liegen.

Die gesamte Verteilungsfunktion wird, nach

$$f_{ein} = \min[1, f_{buo} + f_{mix}], \quad (2.80)$$

durch Addition der beiden Terme bestimmt. Eine Vorgabe dabei ist, dass f_{ein} kleiner als 1 sein muss.

Auch für die Ausströmung wird in dem Modell eine Vermischungszone definiert, innerhalb der die Ausströmung einen Einfluss auf die Strömung im Tank hat. Für die Verteilfunktion im Bereich eines Auslasses f_{aus} wird eine Gaußverteilung der Ausströmung angenommen. Diese wird mit Hilfe einer Exponentialfunktion modelliert:

$$f_{aus} = \exp\left(-6\left(\frac{z - z_{aus}}{\delta z_{mix, aus}}\right)^2\right). \quad (2.81)$$

Die Gleichung zeigt, dass die Gaußverteilung symmetrisch zum Auslass ist und die Breite des Vermischungsbereichs durch $\delta z_{mix, aus}$ gesteuert werden kann. Zudem hängt die Verteilfunktion

für die Ausströmung im Gegensatz zur Verteilungsfunktion für die Einströmung nicht von den Temperaturen des Fluids ab.

2.5. Vergleichssysteme in der Gebäudetechnik

In diesem Abschnitt wird eine Einführung der Systeme vorgenommen, die als Vergleichssysteme für die in dieser Arbeit betrachteten Wärmespeicherkonzepte dienen sollen. Diese Vergleichssysteme werden in den folgenden Kapiteln genutzt, um eine mögliche Verbesserung in Bezug auf die betrachteten Zielgrößen durch die Nutzung der Konzepte dieser Arbeit zu bewerten.

Bei der Untersuchung von neuen Systemen, ist es wichtig, nicht nur die Systeme unabhängig zu betrachten, sondern auch einen Vergleich mit konventionell verfügbaren Systemen durchzuführen. Weit verbreitet sind in der Gebäudetechnik vor allem die sensiblen Speicher. In einem sensiblen Speicher wird die Energie durch eine Änderung der Temperatur des Speichermediums gespeichert [71, Kap. 3, S. 123].

Die Wärme, die in einem Medium gespeichert werden kann, kann durch,

$$Q = mc_p\Delta T, \quad (2.82)$$

bestimmt werden, wobei m und c_p für die Masse und die spezifische Wärmekapazität des Speichermediums stehen und ΔT den Temperaturunterschied zwischen ungeladenem und geladenem Speicher darstellt. Wie aus Gleichung 2.82 zu erkennen ist, hängt die gespeicherte Wärme eines sensiblen Speichers von der spezifischen Wärmekapazität des Speichermaterials und dem Temperaturunterschied ab. Durch die hohe Wärmekapazität von Wasser (4,19 kJ/(kg K)) wird Wasser oft in sensiblen Wärmespeichern als Speichermedium verwendet. Wasserspeicher können aufgrund der hohen Wärmekapazität bei deutlich kleineren Volumen eingesetzt werden als mit anderen Materialien. Die Nutzung von Wasser als Speichermedium hat darüber hinaus auch praktische Gründe. Zum einen ist das die große Verfügbarkeit von Wasser, zum anderen ist auch der geringe Preis ausschlaggebend für den Einsatz von Wasser in thermischen Speichern. Zusätzlich dazu, kann bei Wasserspeichern im Allgemeinen auf komplizierte Speichersysteme verzichtet werden, der Aufbau ist relativ einfach. Letzten Endes ist bei Wasserspeichern auch eine gute Umweltfreundlichkeit gegeben, da auch bei Unfällen oder Lecks nur Wasser in die Umgebung austreten kann. In den letzten Jahren sind bei den Wasserspeichern die Schichtspeicher immer weiter verbreitet [71, Kap. 3, S. 124]. Vor allem bei Anwendungen im Bereich unterhalb von 100 °C, hat Wasser Vorteile gegenüber anderen Materialien [16], weshalb Wasserspeicher hier oft zur Wärmespeicherung eingesetzt werden. Dieser Temperaturbereich ist auch relevant für die Heizung und Kühlung von gebäudetechnischen Anlagen.

Die beiden Wärmespeicherkonzepte, die in dieser Arbeit untersucht werden, sind für einen Ein-

satz im Gebäudebereich vorgesehen. Aus diesem Grund stellt der Wasserspeicher ein gutes Vergleichssystem dar, um eine Bewertung über die Einzelsysteme hinaus vorzunehmen. Deshalb wird in der Betrachtung der Wärmespeicher in dieser Arbeit auch ein Vergleich mit einem Wasserspeicher unter vergleichbaren Randbedingungen gezogen.

Im Teil zur technoökonomischen Bewertung (Kapitel 5) werden erste Untersuchungen zu einem Einsatz in realen Systemen durchgeführt. Als Anwendungsfall wurde hierzu die Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) als vielversprechend ausgewählt, wobei die Speicher in ein KWK System mit BHKW integriert werden. Da bei einem BHKW sowohl Strom als auch Wärme produziert werden, ist es sinnvoll, einen Wärmespeicher in das System einzubauen, um die überschüssige Wärme zu speichern. Die heutigen BHKWs werden häufig wärmegeführt betrieben. Dabei richtet sich die BHKW Laufzeit an den Wärmebedarf, der Strom, der während der Laufzeit produziert wird, wird eigengenutzt und der überschüssige Strom ins Netz eingespeist.

Für den ins Netz eingespeisten Strom wird eine Einspeisevergütung gezahlt, diese ist aber niedriger als die Kosten, die für den Zukauf von Strom entstehen. Deshalb bietet es sich an, von der wärmegeführten Betriebsweise wegzugehen in Richtung einer Betriebsweise, die darauf abzielt, die Eigenstromnutzung zu maximieren. Bei dieser eigenstromorientierten Betriebsweise ergibt sich ein größerer Speicherbedarf für die produzierte Wärme. Diese soll weiterhin genutzt werden, fällt aber hauptsächlich zu Zeiten des Strombedarfs an. Da Wärme- und Strombedarf zu unterschiedlichen Zeiten entstehen kann, muss die Wärme gespeichert werden, bis auch wieder ein Wärmebedarf entsteht. Zusätzlich dazu, kann durch den Einsatz von Wärmespeichern in BHKW-Systemen auch die Volllastzeit des BHKWs verlängert werden. Dadurch ergeben sich weniger An- und Abschaltzyklen, was positive Auswirkungen auf die Lebensdauer des BHKWs hat. Als Einsatzszenario für BHKWs bieten sich vor allem große Nichtwohngebäude an, bei denen ganzjährig ein hoher Bedarf sowohl an Strom als auch an Wärme vorliegt. Diese Charakteristik tritt zum Beispiel in Hotels, Krankenhäusern oder Pflegeheimen auf. In diesen wird über das Jahr viel Strom und auch eine große Menge an Wärme für Brauchwarmwasser benötigt. Diese Gebäude werden deshalb in der technoökonomischen Bewertung betrachtet.

Dabei wird untersucht, welche Auswirkungen ein Einsatz der Speicher aus dieser Arbeit auf die technoökonomischen Zielgrößen hat. Als Vergleich dazu wird jeweils auch ein System ohne Einsatz der Speicher betrachtet.

2.5.1. Zielparameter für die technische Bewertung der Wärmespeicherkonzepte

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt das Vergleichssystem eingeführt wurde, mit dem die Wärmespeicherkonzepte im Rahmen dieser Arbeit verglichen werden, ist es wichtig, geeignete Zielparameter auszuwählen. Diese Zielparameter dienen als Anhaltspunkt dafür, wie die neu eingeführten Systeme im Vergleich zu einem bereits am Markt verfügbaren System abschneiden.

Für Wärmespeicher hat sich im allgemeinen die volumetrische Speicherdichte als wichtiger Vergleichsparameter durchgesetzt. Die Speicherdichte wird nach:

$$w = \frac{Q_{\text{Entladung}}}{V}, \quad (2.83)$$

berechnet. Wie in der Gleichung zu sehen ist, wird dafür die nutzbare Entladewärme aus dem Speicher $Q_{\text{Entladung}}$ berechnet, und durch das Volumen des Speichers geteilt. Dies unterstreicht, wie wichtig das Volumen des Wärmespeichers für die erreichbare Speicherdichte ist. In der Literatur variiert dabei bei den angegebenen Werten die Systemgrenze für die Volumenberechnung oftmals. In manchen Veröffentlichungen werden die Speicherdichten nur auf das Volumen des Sorbensmaterials bezogen (z.B. [8,21]), in anderen Veröffentlichungen wird zusätzlich der Wert mit dem gesamten Systemvolumen verwendet (z.B. [19,72]). Deshalb kann ein Vergleich mitunter schwierig sein. Es ist deshalb wichtig, dass die Systemgrenzen für die Berechnung bei Vergleichen mit Werten aus der Literatur gleich gewählt werden. Die verschiedenen möglichen Systemgrenzen werden im Kapitel 3 genauer diskutiert.

Der zweite Vergleichsparameter, um die Performance von Wärmespeichern zu bewerten, ist die Speichereffizienz η , die durch

$$\eta = \frac{Q_{\text{Entladung}}}{Q_{\text{Ladung}}} \quad (2.84)$$

bestimmt wird. Sie beschreibt das Verhältnis zwischen der nutzbaren Wärme, die aus dem Speicher entnommen werden kann, und der Wärme, die für die Ladung des Speichers aufgebracht wurde, Q_{Ladung} . Eine Auswirkung auf die hier diskutierten Zielgrößen hat auch der Anteil der Kondensationswärmenutzung, die während des Desorptionshalbzyklus anfällt. In einem geeigneten System kann diese ebenfalls genutzt werden. In diesem Fall, könnte sie für die Berechnung der Speichereffizienz zur nutzbaren Wärme miteinbezogen werden, was einen positiven Effekt auf die Effizienz hätte. Zur Speicherdichte kann die Kondensationswärme allerdings nicht mit einberechnet werden, da sie nicht während der Entladung des Speichers, sondern bei der Beladung des Speichers anfällt.

3 Analyse kaskadierender Adsorptionsspeicher

In diesem Kapitel wird das Konzept des kaskadierenden Adsorptionsspeichers analysiert. Dabei wird zunächst der Aufbau des kaskadierenden Systems vorgestellt und das Funktionsprinzip erklärt. Anschließend wird auf die wichtigsten technischen Einflussgrößen eingegangen und deren Auswirkungen auf die betrachteten Zielgrößen gezeigt. Die zu erreichenden Leistungsparameter für den kaskadierenden Adsorptionsspeicher werden im letzten Teil des Kapitels dargestellt und diskutiert. Teilergebnisse zum kaskadierenden Adsorptionsspeicher wurden bereits in [17] und [31] veröffentlicht.

3.1. Technisches Konzept des kaskadierenden Adsorptionsspeichers

Der untersuchte kaskadierende Adsorptionsspeicher ist ein geschlossener, evakuierter Adsorptionsspeicher, bei dem durch verschiedene Verschaltungen der eingesetzten Komponenten eine Erhöhung von Speicherdichte und Effizienz realisiert werden soll. Als Arbeitsmittel wird im Speicher Wasser verwendet. Ein wichtiges Kriterium für die Entwicklung eines kaskadierenden Arbeitsspeichers ist das Adsorptionsmaterial, das im System eingesetzt wird.

Für den kaskadierenden Adsorptionsspeicher wurden unterschiedliche Materialien als vielversprechende Kandidaten identifiziert. Von den Eigenschaften der betrachteten Materialien leiten sich die charakteristischen Kurven nach Dubinin ab (siehe Kapitel 2.1.3), wie sie in Abbildung 3.1 für einige Materialien dargestellt sind. Aus den Kurven ist zu erkennen, dass die Materialien TiAPSO und Aluminium Fumarat eine große Beladekapazität über einen kleinen Temperaturbereich haben. Die Materialien LiLSX, Z13X und NaY haben im Vergleich dazu eine geringere Beladekapazität, allerdings ist der nutzbare Temperaturbereich bei diesen Materialien größer. Für eine Anwendung im Gebäudebereich ist ein Temperaturhub von 30 K zwischen Niedertemperatur und Nutzniveau anzustreben. Dieser ist bei direkter Nutzung nur mit den Materialien LiLSX, Z13X und NaY zu erreichen.

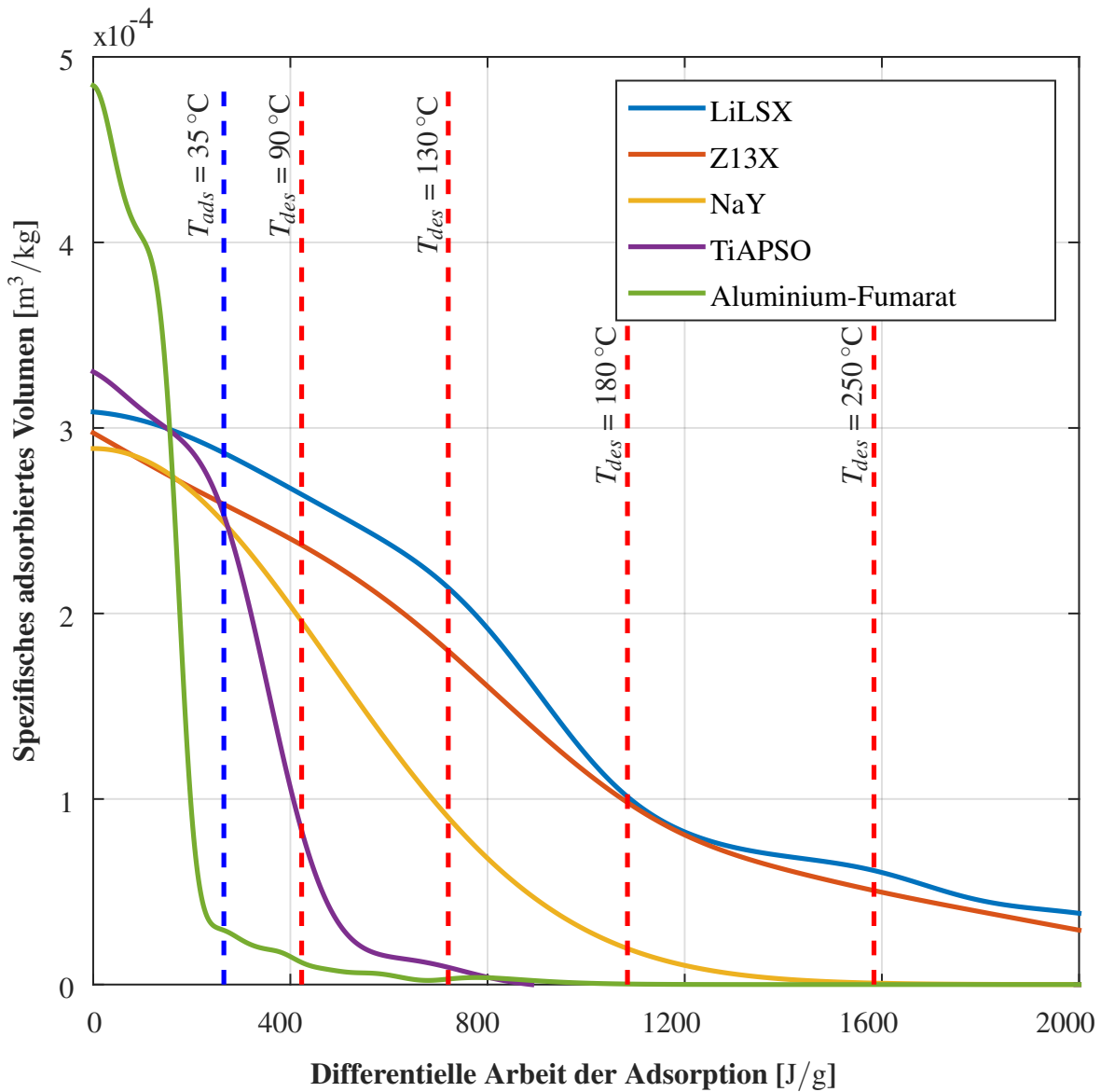


Abbildung 3.1.: Spezifisches adsorbiertes Volumen als Funktion der differentiellen Arbeit der Adsorption für unterschiedliche Adsorbentien [17]; blau gestrichelte Linie zeigt A_{min} (bei $T_v = 5^\circ\text{C}$), rot gestrichelte Linien zeigen A_{max} (bei $T_{kd} = 35^\circ\text{C}$)

In der Grafik sind mehrere gestrichelte Linien zu sehen, die den nutzbaren Bereich der differentiellen Arbeit der Adsorption für die in dieser Arbeit betrachteten Randbedingungen zeigen. Die blaue Linie zeigt die untere Begrenzung A_{min} an, die vier roten Linien zeigen die obere Begrenzung A_{max} für verschiedene Desorptionstemperaturen. Nur der Bereich der charakteristischen Kurven, der zwischen diesen Linien liegt, ist für den Betrieb des Speichers relevant.

Die untere Grenze berechnet sich durch Einsetzen der minimalen Adsorptionstemperatur T_{ads}

und der Verdampfertemperatur T_v in Gleichung 2.3 zu:

$$A_{min} = RT_{ads} \cdot \ln\left(\frac{p_{sat}(T_{ads})}{p(T_v)}\right). \quad (3.1)$$

Analog dazu lässt sich die obere Grenze,

$$A_{max} = RT_{des} \cdot \ln\left(\frac{p_{sat}(T_{des})}{p(T_{kd})}\right), \quad (3.2)$$

durch Einsetzen der Desorptionstemperatur T_{des} und der Kondensationstemperatur T_{kd} in Gleichung 2.3 bestimmen. Die Werte der beiden Grenzen hängen somit von den Randbedingungen der Temperaturen und dem Arbeitsmittel beziehungsweise seiner Dampfdruckkurve ab und nicht von den Gleichgewichtsdaten der Adsorbentien [27]. Deshalb sind sie für alle betrachteten Adsorbentien gleich. Im Schaubild (Abb. 3.1) sind die oberen Begrenzungen für die vier Desorptionstemperaturen 90 °C, 130 °C, 180 °C und 250 °C dargestellt. Die Kondensationstemperatur beträgt 35 °C. Zur Berechnung der unteren Begrenzung wird eine Verdampfertemperatur von 5 °C und eine minimale Adsorptionstemperatur von 35 °C angenommen. Das verwendete Arbeitsmittel ist Wasser.

Aufgrund der unterschiedlichen Beschaffenheit der Materialien leiten sich verschiedene Möglichkeiten für einen kaskadierten Adsorptionsspeicher ab. Zwei Systeme, die anhand der charakteristischen Kurven als aussichtsreich errachtet werden, sind der Double Lift Zyklus als Niedertemperaturkaskadierung und eine Hochtemperaturkaskadierung.

Für den Double Lift Zyklus sind Materialien der erst genannten Art, mit großer Beladekapazität und kleinem Temperaturbereich, optimal. Dabei sind vor allem kürzlich entdeckte Adsorbentien der Gruppe der Metal Organic Frameworks (MOFs) [73,74] interessant. Das Schema des Wärmespeicher-Systems im Double Lift Zyklus während des Adsorptionshalbzyklus ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Die blauen Pfeile symbolisieren dabei kältere, die roten Pfeile wärmere Temperaturen. Das Double Lift System besteht aus zwei Adsorptionsmodulen, die miteinander verschaltet sind. Dabei heizt der Adsorber von Modul 1 im Adsorptionshalbzyklus den Verdampfer von Modul 2. Durch diese Verschaltung lässt sich der Temperaturhub des Systems erhöhen. Dies führt dazu, dass auch Materialien für den Wärmespeicher verwendet werden können, die sonst direkt nicht nutzbar sind, da der erreichbare Temperaturhub zu gering ist. Weiterhin ist es in diesem System auch möglich, unterschiedliche Materialien in den beiden Adsorptionsmodulen einzusetzen, um so die Speicherdichte und die Effizienz des Systems zu erhöhen.

Im Desorptionshalbzyklus können die Adsorptionsmodule entweder direkt oder ebenfalls kaskadierend desorbiert werden. Im kaskadierenden Fall wird die Desorptionswärme für Modul 2 vom Kondensator aus Modul 1 geliefert. Das Konzept des Double Lift Zyklus wurde auch von Treier

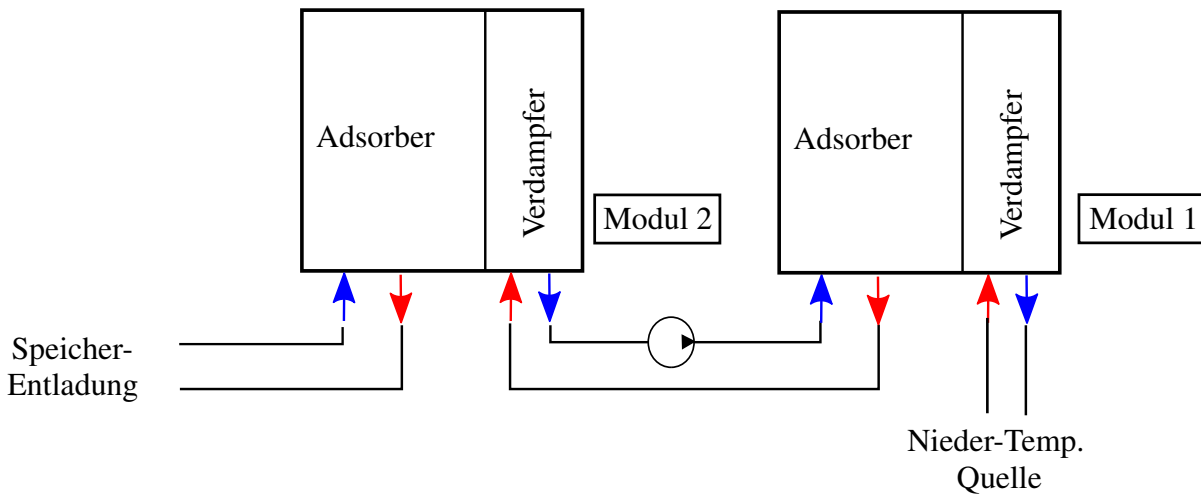


Abbildung 3.2.: Schema der Niedertemperaturkaskadierung im Adsorptionshalbzyklus [17].

et al. [17] beschrieben und am Fraunhofer Institut für solare Energiesysteme (ISE) vor allem im Rahmen des Projektes Maksore [75] weiter verfolgt.

Die weiterführenden Betrachtungen und somit das Hauptaugenmerk dieser Arbeit liegen in der Hochtemperaturkaskadierung. Abbildung 3.3 zeigt den Adsorptionshalbzyklus, das heißt die Speicherentladung des dafür ausgewählten Systems. Die beiden wichtigsten Komponenten des Systems zur Hochtemperaturkaskadierung sind der Zeolithspeicher und die Adsorptionswärmepumpe (AWP). Außerdem ist eine Hochtemperaturquelle angeschlossen, die die zu speichernde Wärme liefert, und eine Niedertemperaturquelle, von der die Verdampfer der Wärmepumpe und des Zeolithspeichers gespeist werden. Die Mitteltemperatursenke, die links oben zu sehen ist, symbolisiert den Verbraucher. Der Zeolithspeicher ist aus einem Adsorber und einem kombinierten Verdampfer/Kondensator aufgebaut. Beim Adsorber handelt es sich um einen Wärmeübertrager, der mit dem genutzten Adsorbens beschichtet ist. Dadurch lassen sich kürzere Zykluszeiten realisieren als mit geschütteten Speichern, die für die Langzeitspeicherung genutzt werden (z.B. Modestore [33]). Als Adsorbentien eignen sich die Materialien aus Abbildung 3.1, die über einen großen Temperaturbereich genutzt werden können und mit denen dadurch auch ein größerer Temperaturhub realisiert werden kann. Dabei handelt es sich um die Materialien LiLSX, NaY und Z13X. Als Wärmepumpe werden im Rahmen dieser Arbeit zwei verschiedene Optionen als Adsorptionswärmepumpe betrachtet. Zum einen das Stratisorp-System und zum anderen eine Fasermodule Wärmepumpe, auf die beide im Abschnitt 3.2.3 genauer eingegangen wird.

Das Funktionsprinzip der Hochtemperaturkaskadierung beruht darauf, dass die Adsorptionswärme des Zeolithspeichers während der Entladung des Speichers dazu verwendet wird, die Adsorptionswärmepumpe anzutreiben. Der Adsorber des Zeolithspeichers ist dazu mit dem Adsorber der Adsorptionswärmepumpe verbunden und desorbiert diesen. Während der Entladung kühlt sich der Speicheradsorber mit der Zeit ab. Wenn die Temperatur der Adsorptionswärme zu gering ist, um

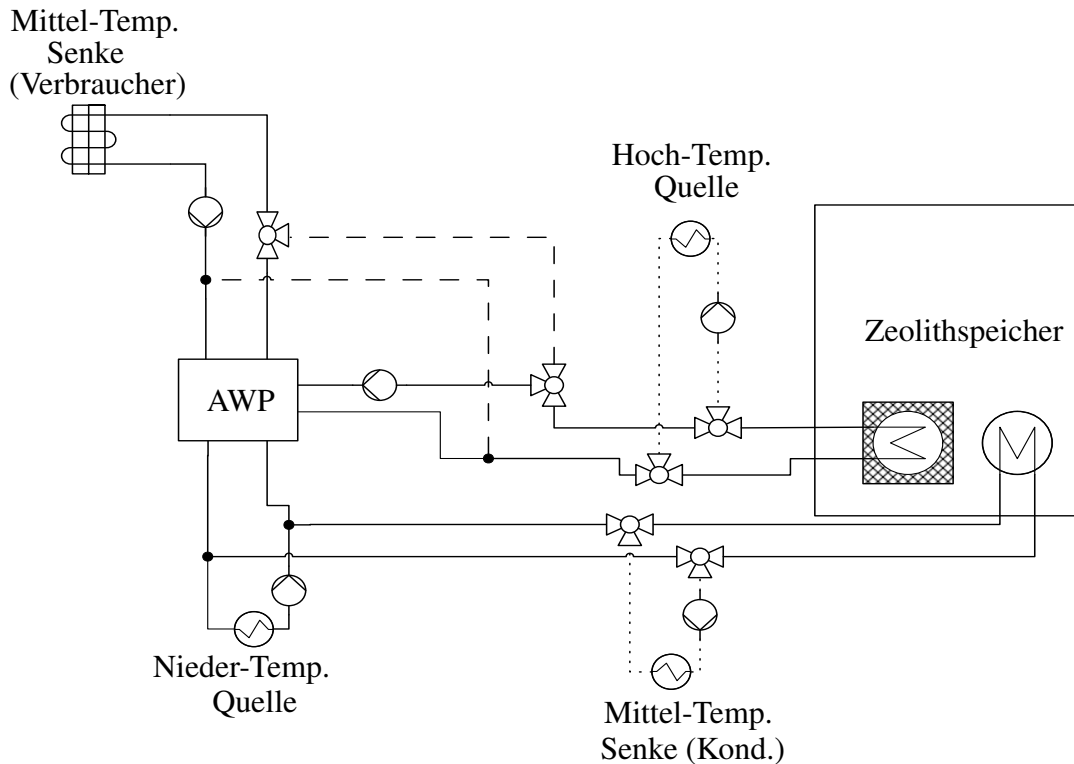


Abbildung 3.3.: Verschaltung der Komponenten des kaskadierenden Adsorptionsspeichers während der Entladung des Speichers; durchgezogene Linien für kaskadierende Nutzung, gestrichelte Linien für direkte Nutzung. Gepunktete Linien sind im Ladezyklus aktiv [76].

den Adsorber der Wärmepumpe zu desorbieren, wird sie direkt genutzt. Durch diese Verschaltung wird ein Teil der Wärme durch die Kaskadierung vergütet.

Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wird als Grenze für die kaskadierende Nutzung eine Temperatur von 85 °C verwendet. Das heißt, die Adsorptionswärme mit einer höheren Temperatur wird zur Desorption der Wärmepumpe verwendet.

Für die Ladung des Zeolithspeichers, entsprechend der Desorption des Speicheradsorbers, wird Wärme aus der Hochtemperaturquelle verwendet. Dazu kann unter anderem industrielle Abwärme oder BHKW-Wärme genutzt werden. Die Verschaltung während der Ladephase ist mit gepunkteten Linien in der Abbildung 3.3 dargestellt.

3.1.1. Erste Abschätzung zum Potenzial des Speichers

Die ersten Abschätzungen zum kaskadierenden Speicher sind im Projektantrag des Projektes Maksore [31] durchgeführt worden, um die Auswirkungen durch die Kaskadierung auf die Speicherdichte zu untersuchen. Diese Abschätzungen bilden die Grundlage zur Analyse des kaskadierenden Speichers in dieser Arbeit.

Für die Abschätzung der Speicherdichte sind Randbedingungen angenommen worden, mit denen die Speicherdichten simuliert worden sind. Die Berechnungen basieren auf idealen Zyklen unter Verwendung von Gleichgewichtsdaten. Dabei sind die sensiblen Verluste des Speichers an die Umgebung vernachlässigt worden. Als Verdampfertemperatur ist 5 °C und als Kondensatortemperatur 35 °C verwendet worden und 180 °C als Temperatur für die Desorption.

Der COP der Wärmepumpe ist anfangs auf 1,5 abgeschätzt worden. Es ist aber im Rahmen der Vorüberlegungen noch keine Auswahl bezüglich der später verwendeten Wärmepumpe getroffen worden.

Einen großen Einfluss auf die erreichbare Speicherdichte hat auch die Dichte des Adsorbensmaterials. Die Dichten sind analog zur Schüttdichte von geschütteten Speichern aus der Literatur [27] ausgewählt worden. Deshalb ist eine Sorbensdichte von 896 kg/m^3 für die Zeolithen A und 13X für die erste Abschätzung angenommen worden. Auch die Dichten der weiteren Materialien entstammen dieser Veröffentlichung.

Des Weiteren ist das Volumen, auf das sich die volumetrische Speicherdichte bezieht, sehr wichtig. Hier ist nur das Volumen des Adsorbens für die Bestimmung der Speicherdichte genutzt worden. In einem realen System ist es allerdings notwendig, nicht nur das Volumen des Materials, sondern des gesamten Systems zu berücksichtigen.

In Abbildung 3.4 ist die Speicherdichte für verschiedene Materialien als Funktion des erreichbaren Temperaturhubs aufgetragen. Die unkaskadierten Werte, bei direkter Entladung, sind durch die Kurven dargestellt. Für die beiden Materialien Z13X und Zeolith A sind zusätzlich die Speicherdichten mit Kaskadierung für den Temperaturhub 30 K berechnet. Diese sind durch die beiden Marker (Kreis für Zeolith A, Dreieck für Z13X) in dem Diagramm zu sehen. In der Abbildung ist zu erkennen, dass durch die Kaskadierung die Speicherdichte, verglichen mit der direkten Entladung, gesteigert werden kann. Die Kaskadierung bewirkt dabei eine Steigerung von etwa 30 %.

Die theoretisch mögliche Steigerung durch die Kaskadierung, die in diesem Abschnitt gezeigt wird, wird in den folgenden Unterpunkten des Kapitels genauer untersucht. Dabei werden vor allem die verwendeten Randbedingungen kritisch betrachtet und realistische Werte für die detaillierteren Simulationen ausgewählt. Außerdem wird auch auf die technischen Limitierungen, die beachtet werden müssen, eingegangen.

3.2. Komponenten und technische Einflussgrößen

In diesem Abschnitt wird detaillierter auf die Komponenten des kaskadierenden Speichers eingegangen und betrachtet, welche Größen einen Einfluss auf die Zielparameter haben. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Speicherdichte und der Speichereffizienz.

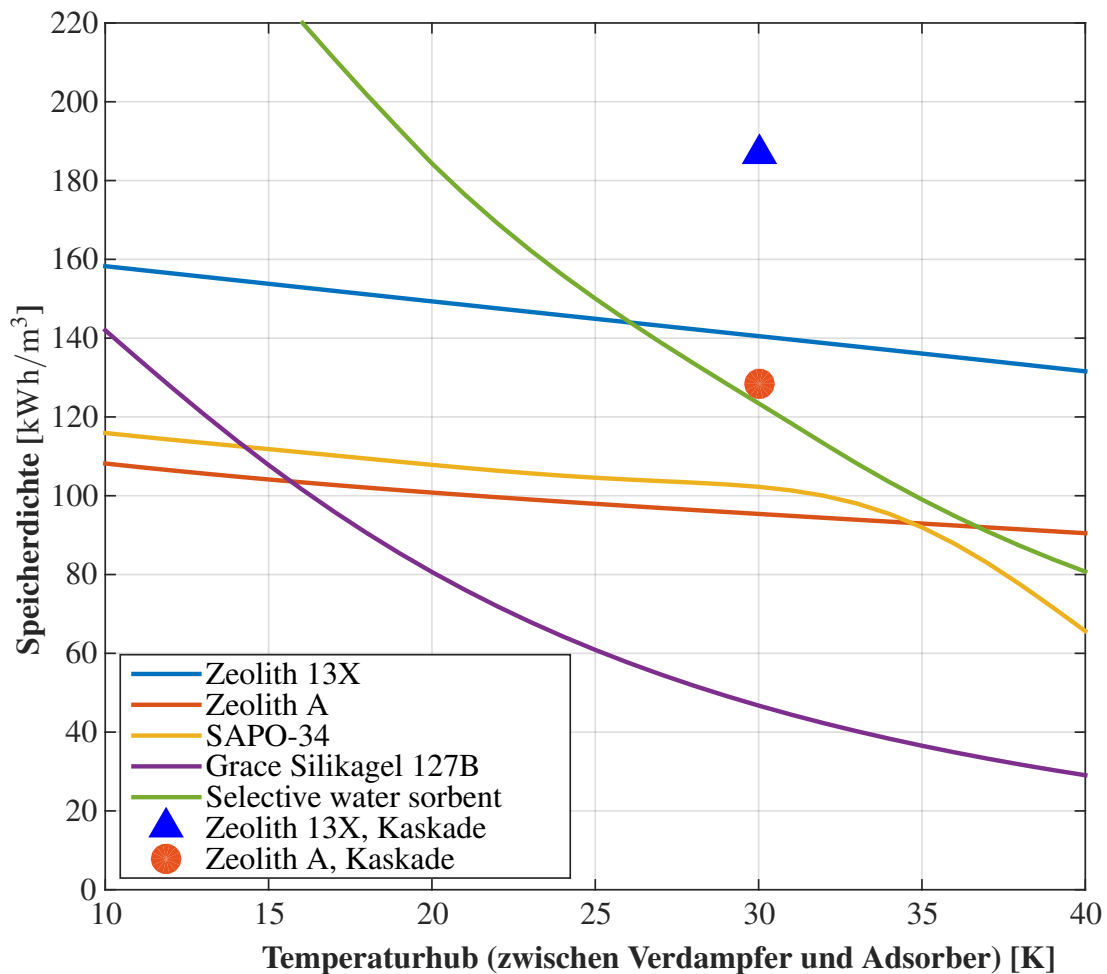


Abbildung 3.4.: Speicherichte als Funktion des Temperaturhubes zwischen Verdampfer und Adsorber für verschiedene Adsorbentien bei einer Desorptionstemperatur von 180 °C.

3.2.1. Beschichteter Wärmeübertrager als Adsorber

Die erreichbare Speicherichte von Adsorptionsspeichern wird erheblich vom Aufbau des Adsorbers und der dadurch resultierenden Sorbensdichte des Materials beeinflusst. In früheren Projekten zu Sorptionsspeichern, wie zum Beispiel Modestore [33,77] oder COMTES [64] werden durch den Einsatz von geschütteten Speichern hohe Sorbensdichten von 700 kg/m^3 bis 800 kg/m^3 erreicht. Aufgrund ihres Aufbaus haben diese allerdings eine schlechte Wärmeübertragung zwischen dem Adsorber und dem durchströmenden Fluid, woraus große treibende Temperaturdifferenzen während der Entladung resultieren. Zusätzlich sind die erreichbaren Leistungen geringer, da es sich um Langzeitspeicher-Anwendungen handelt. Der geschüttete Speicher aus Modestore ist in Abbildung 3.5 (a) dargestellt. Dabei wurde ein Spiralwärmetauscher mit dem geschütteten Silikagel gefüllt. In der Mitte ist ein Dampfkanal, durch den der Dampf über die Silikagelschüttung verteilt wird. Bei dem Szenario, für das der kaskadierende Speicher untersucht wurde, handelt es

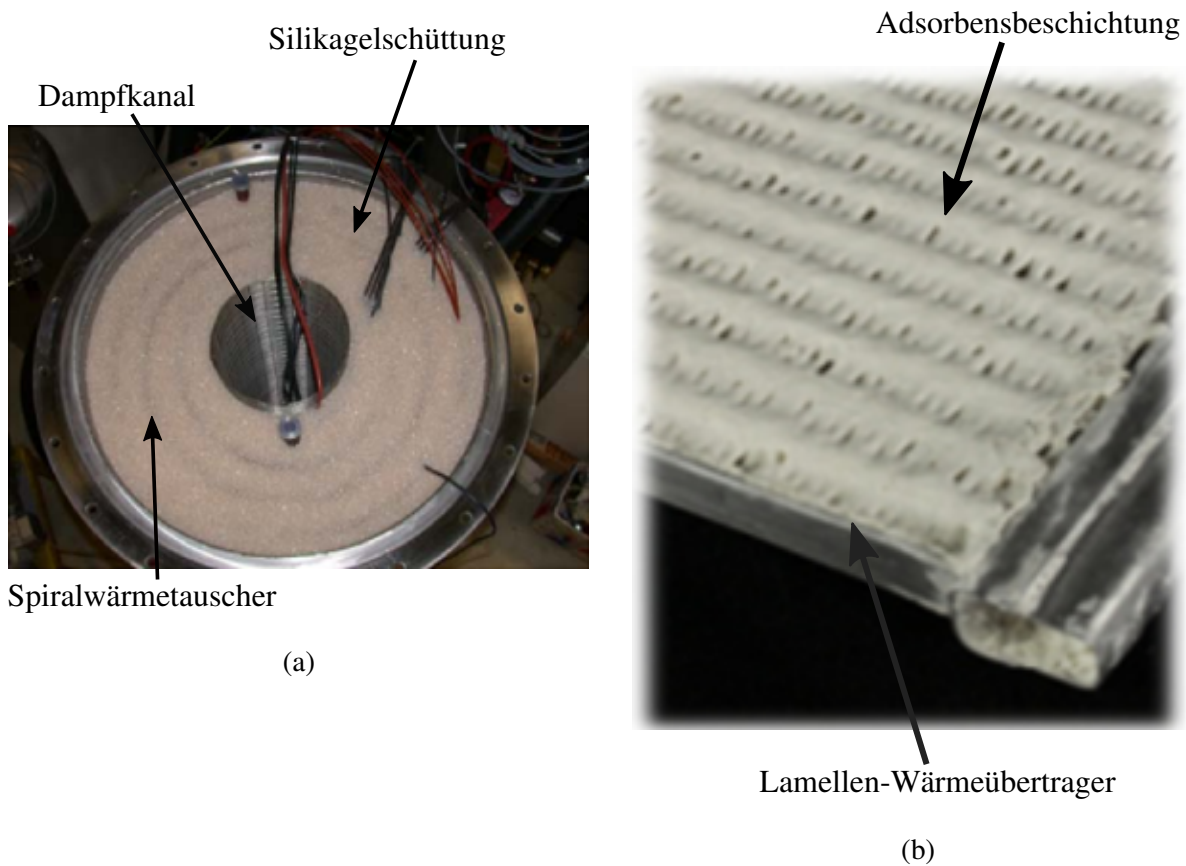


Abbildung 3.5.: Vergleich Speicher aus Modestore, mit Dampfkanal in der Mitte und Spiralwärmetauscher gefüllt mit Silikagel [33] (a) und beschichteter Wärmeübertrager [46] (b), eigene Beschriftung.

sich um eine Kurzzeitspeicherung, mit Zykluszeiten bis zu einem Tag. Dies führt zu anderen Anforderungen an den Adsorber des Zeolithspeichers. Durch die Kurzzeitspeicherung soll die Wärme aus dem Adsorber bei geringen treibenden Temperaturdifferenzen zwischen dem Fluid und dem Adsorbens entnommen werden. Gleichzeitig soll eine ausreichende Entladeleistung zur Verfügung gestellt werden. Der dafür benötigte Adsorber ist deshalb ähnlich zu einem Wärmepumpenadsorber aufgebaut.

Für die Untersuchungen wird ein Lamellen-Wärmeübertrager mit einer Zeolithbeschichtung als Adsorber gewählt. Um hohe Sorbendichten zu erreichen, ist eine möglichst große Dicke der Beschichtung und damit ein kleines Wärmeübertrager zu Adsorbens Massenverhältnis erforderlich. Der limitierende Faktor ist hierbei der Stand der Technik in der Beschichtungstechnologie.

In der Literatur sind Sorbendichten durch den Einsatz von Beschichtung von ungefähr 100 kg/m^3 bis knapp unter 400 kg/m^3 zu finden [46,78,79]. In der Arbeit von Bendix et al. [46] wurden mit dem Material TiAPSO beschichtete Adsorber für die Wärmepumpenanwendung untersucht, wobei verschiedene Schichtdicken auf die Adsorber aufgebracht wurden. Aus den untersuchten Wärmeübertragern wird der mit der dicksten Adsorbensbeschichtung als Referenz für diese Arbeit

ausgewählt. Dieser hat eine Sorbensdichte von 382 kg/m^3 und ein Volumen von $1,43 \text{ l}$ bei einem Massenverhältnis von $0,85$ zwischen Wärmeübertrager und Sorbens. Ein Bild des Wärmeübertragers ist in Abbildung 3.5 (b) zu sehen.

Durch Skalierung des Adsorbers für den kaskadierenden Speicher und Anwendung der gleichen Beschichtung wie bei Bendix et al. für den Zeolith beschichteten Adsorber wird eine Sorbensdichte von 400 kg/m^3 im Rahmen dieser Arbeit verwendet. Durch den Einsatz dieses Adsorbers wird die Sorbensdichte im Vergleich zu den geschütteten Speichern um die Hälfte reduziert, was auch einen Einfluss auf die erreichbare Speicherdichte des kaskadierenden Speichers hat. Zu beachten ist bei dieser Betrachtung, dass es sich beim hier genutzten Adsorber um einen Wärmeübertrager aus der Wärmepumpenentwicklung handelt. Da im Rahmen des Projektes Maksore keine Adsorberentwicklung für Kurzzeitspeicher durchgeführt worden ist, wird dieser Adsorber aufgrund der Verfügbarkeit von hinreichend detaillierten Daten ausgewählt. Durch die Verwendung eines speziell für die Kurzzeitspeicher-Anwendung entwickelten Adsorbers, könnte die Sorbensdichte erhöht werden.

3.2.2. Sorbensmaterialien

Ein wichtiges Kriterium für die Untersuchung sind die verwendeten Adsorbentien. Für den kaskadierenden Speicher werden die drei Materialien Z13X, LiLSX und NaY als Adsorbentien verwendet. Diese gehören zur Gruppe der hydrophilen Zeolithe, die für die Speicheranwendung als aussichtsreich angesehen wurden. Außerdem liegen für diese Materialien Gleichgewichtsmessdaten vor, die für die Simulation benötigt werden.

In Abbildung 3.6 sind die Wärmekurven für die drei verwendeten Materialien mit einer Desorptionstemperatur von $250 \text{ }^\circ\text{C}$ dargestellt. Darin sind die differentiellen spezifischen Wärmen über der Temperatur aufgetragen. Die Adsorptionswärme ist unter der blauen Kurve zu sehen (blau eingefärbt), die Desorptionswärme unter der roten Kurve (rot eingefärbt). Zusätzlich ist eine Linie bei der Temperatur $85 \text{ }^\circ\text{C}$ eingezeichnet, oberhalb derer die Kaskadierung stattfindet.

Beim Zeolith 13X handelt es sich um ein Material der Firma Bayer. Die verwendeten Gleichgewichtsdaten für dieses Material wurden aus zwei Arbeiten von Núñez [80] und Núñez et al. [27] entnommen. Zum Fit der Daten wird eine Anpassung mittels Gauß-Prozessen eingesetzt. Die Abbildung 3.6 (a) zeigt, dass ein großer Teil der Adsorptionswärme im Temperaturbereich von mehr als $85 \text{ }^\circ\text{C}$ liegt und somit zur Kaskadierung eingesetzt werden kann.

Das Zeolith NaY entstammt der Firma Chemiewerk Bad Köstritz unter dem Produktnamen Koestrolith P-TR. Die Gleichgewichtsdaten dieses Materials sind am Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (ISE) durch dynamische Wasserdampfsorptionsmessungen bestimmt worden. Aus den Daten ist $W(A)$ ermittelt worden und der Daten-Fit erfolgt mit der Dubinin-Astakhov Gleichung. Aus der Wärmekurve für NaY (3.6 (b)) ist zu erkennen, dass ein großer Teil der Adsorptionswärme unter einer Temperatur von $85 \text{ }^\circ\text{C}$ anfällt, allerdings ist auch Adsorptionswärme

für die Kaskadierung vorhanden.

LiLSX stammt von der Tricat GmbH in Bitterfeld. Es wurde in der Arbeit von Jänchen et al. [81] genauer untersucht. Für die charakteristische Kurve wird wie auch für Z13X eine Anpassung unter Verwendung von Gauß-Prozessen durchgeführt. Bei diesem Material hat ähnlich wie bei Z13X ein großer Teil der Adsorptionswärme eine Temperatur oberhalb von 85 °C, der zur Kaskadierung genutzt werden kann (vgl. Abbildung 3.6 (c)).

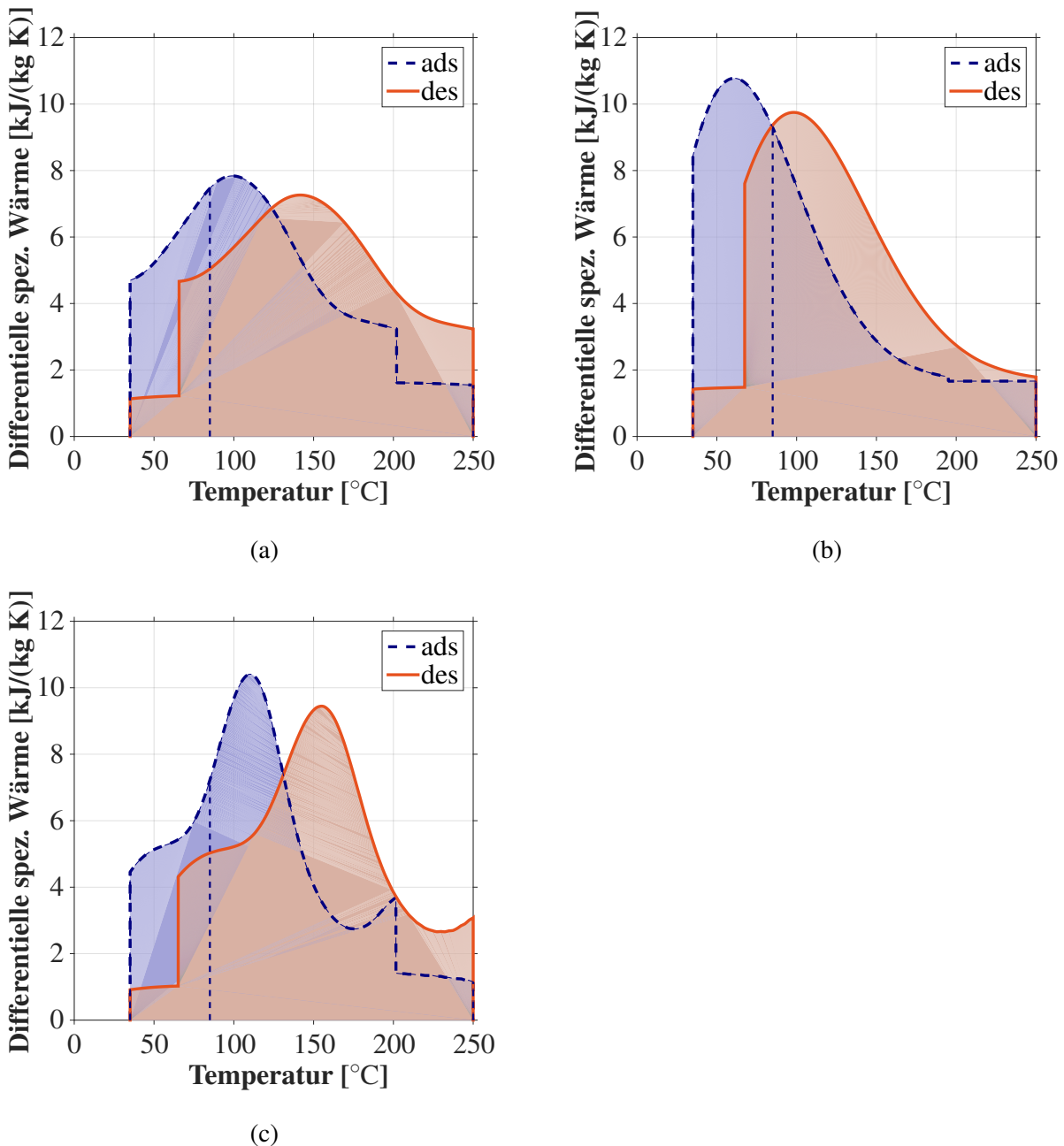


Abbildung 3.6.: Differenzielle spezifische Wärme bei Adsorption und Desorption als Funktion der Temperatur für die Sorbentien Z13X (a), NaY (b) und LiLSX (c).

3.2.3. Für die Kaskadierung verwendete Wärmepumpen

Da die Wärmepumpe im kaskadierenden System dazu genutzt wird, die Adsorptionswärme aus dem Zeolithspeicher zu erhöhen, hat der COP der verwendeten Wärmepumpe einen großen Einfluss auf die Parameter des Systems. Um dies zu verdeutlichen, wird zunächst die Bestimmung der nutzbaren Wärme im kaskadierenden Fall betrachtet. Für den kaskadierenden Speicher wird die nutzbare Wärme, die aus dem Speicher entnommen werden kann $Q_{Entladung,kask}$, mit Hilfe von

$$Q_{Entladung,kask} = Q_{Entladung,direkt} + Q_{Entladung,kask} \cdot COP_{AWP} \quad (3.3)$$

berechnet. Die nutzbare Wärme ist eine Summe aus der direkt genutzten Wärme $Q_{Entladung,direkt}$ und der mit dem COP der Wärmepumpe COP_{AWP} multiplizierten kaskadierend genutzten Wärme $Q_{Entladung,kask}$. Wie der Gleichung zu entnehmen ist, hat der COP der Wärmepumpe einen direkten Einfluss auf die Nutzwärme, die dem kaskadierenden Speicher entnommen werden kann. Durch den Einsatz einer geeigneten Wärmepumpe kann somit die Speicherdichte und die Speichereffizienz verglichen mit einem direkt genutzten Speicher erhöht werden.

Die beiden verwendeten Wärmepumpen werden im Folgenden genauer diskutiert.

Fasermodule

Bei der ersten für den kaskadierenden Speicher eingesetzten Wärmepumpe, handelt es sich um eine Wärmepumpe mit zwei Fasermodule, der Firma Sortech AG (jetzt Fahrenheit). In den Fasermodule wird ein neuer Typ von Wärmeübertragern verwendet, bei denen Aluminium gesinterte Metallfasern auf flache Fluid-Kanäle aufgelötet werden. Für Adsorber und Verdampfer/Kondensator werden jeweils die gleichen Wärmeübertrager verwendet. Der als Adsorber genutzte Wärmeübertrager ist mit einer SAPO-34 Beschichtung versehen, die durch direkte Kristallisation auf den Wärmeübertrager aufgebracht wird. Beide Komponenten sind in einer Vakuummülle verbaut. Als Arbeitsmittel wird Wasser verwendet. Die Abbildung 3.7 zeigt den unbeschichteten Faserwärmeübertrager (a) und das komplette Modul (b), mit Isolierung und Anschlüssen.

Ein Prototyp des Fasermodule wurde von Wittstadt et al. [52] genauer beschrieben und analysiert. Für diese Veröffentlichung wurde das Modul im Hinblick auf Leistungsdichte und COP untersucht. Für verschiedene Temperaturtripel wurde sowohl der Wärme-COP als auch der Kühl-COP des Module bestimmt.

Da der hier als Referenz betrachtete Temperaturhub von 30 K nicht untersucht wurde, wird aus den vorhandenen Werten ein COP abgeschätzt. Dieser wird für die weiteren Betrachtungen des kaskadierenden Speichers mit der Fasermodul Wärmepumpe eingesetzt. Zusätzlich wird ein Zwei-Modul Konzept angenommen, wie es bei den kommerziell verfügbaren Produkten von Fahrenheit bereits zum Einsatz kommt. Dadurch lässt sich eine Wärmerückgewinnung zwischen den beiden

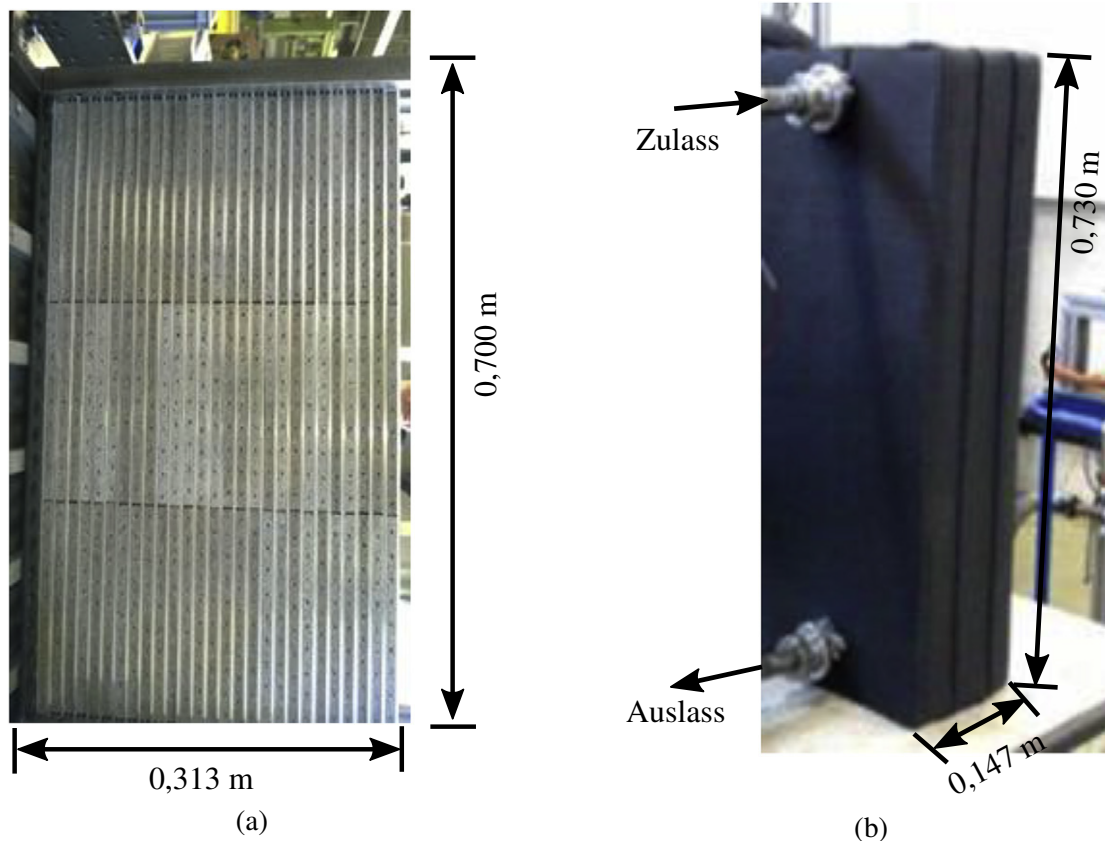


Abbildung 3.7.: Eingesetzter Wärmeübertrager mit Aluminium Fasern (a) und komplettes Modul mit Isolierung und Anschlüssen (b) [52], eigene Beschriftung.

Adsorbern durch eine verzögerte Umschaltung der Rückläufe der Module realisieren, was auch zu höheren Wärmepumpen-COPs führt. Der für die Betrachtungen als Referenz verwendete COP für das Fasermodule wird mit diesen Annahmen auf 1,2 abgeschätzt.

Stratisorp

Als zweite Wärmepumpe für den kaskadierenden Speicher wird das Stratisorp-System verwendet, das im vorherigen Kapitel als spezieller Typ einer Adsorptionswärmepumpe eingeführt wurde. Der kaskadierende Speicher ist im kaskadierenden Betrieb an den Schichtwärmespeicher des Stratisorp-Systems angeschlossen. Da der Schichtwärmespeicher nicht bei höheren Temperaturen als 105 °C betrieben werden kann, müssen die hohen Temperaturen, die aus dem kaskadierenden Speicher entnommen werden, heruntergeregelt werden. Für diese Regelung ist ein Wärmetauscher im System integriert. Durch die Regelung des Wasser-Massenstroms aus und in den Speicher werden die Temperaturen innerhalb des Speichers kontrolliert. Um den COP des Stratisorp-Systems zu bestimmen, wird dieses vorab mit unterschiedlichen Desorptionstemperaturen simuliert. Die Randbedingungen für die durchgeführten Simulationen sind in Tabelle 3.1 aufgeführt.

Tabelle 3.1.: Verwendete Temperaturreichbedingungen und Speichermaße zur dynamischen Simulation für die Bestimmung der Wärmepumpen-COPs des Stratisorp-Systems.

Parameter	Wert
Desorptionstemperatur	85 °C - 105 °C
Kondensatoreinlasstemperatur	35 °C
Adsorbereinlasstemperatur	35 °C
Verdampferinlasstemperatur	5 °C
Höhe des Speicher	1,53 m
Speichervolumen	800 L

Die obere Grenze der Desorptionstemperaturen ist 105 °C als Maximaltemperatur im Wasserspeicher und die untere Grenze 85 °C als Endtemperatur für die Kaskadierung. Für jede dieser Temperaturen erfolgt eine dynamische Systemsimulation des Stratisorp-Systems und der berechnete COP wird anschließend für die Kaskadierung mit dem Stratisorp-System genutzt. Es werden jeweils 20 Wärmepumpenzyklen für jede Desorptionstemperatur simuliert, um sicherzustellen, dass das System konvergiert. Die COPs werden anschließend aus dem letzten Zyklus entnommen.

In Tabelle 3.2 sind die berechneten COPs in Abhängigkeit der verwendeten Desorptionstemperatur dargestellt.

Tabelle 3.2.: Berechnete COPs des Stratisorp-Systems für Desorptionstemperaturen von 85 °C bis 105 °C.

Desorptionstemperatur	COP
85 °C	1,15
90 °C	1,26
95 °C	1,32
100 °C	1,34
105 °C	1,35

Durch lineare Interpolation zwischen den Werten wird ein stetiger COP für den Bereich von 85 °C bis 105 °C bestimmt, bei höheren Temperaturen der Entladewärme aus dem Zeolithspeicher wird ein konstanter Wert von 1,35 angenommen.

Die ermittelten COP beider Wärmepumpen zeigen, dass bei einem hohen Temperaturhub von 30 K der für die erste Abschätzung des Potenzials angenommene COP von 1,5 zu hoch ausgewählt ist. Dadurch ergibt sich bedingt durch die eingesetzten Wärmepumpen und den betrachteten

Temperaturhub eine Verschlechterung der erreichbaren Zielgrößen im Vergleich zur Potenzialbetrachtung.

3.2.4. Komponentendimensionierung

Für die Simulationen wird ein Zeolithspeichervolumen V_M von 1 m^3 angenommen. Für die Systemkomponenten werden Komponentendaten direkt übernommen oder abgeschätzt. Die Betrachtung des Gesamtsystems berücksichtigt das Volumen der Dämmung des Zeolithspeichers und des Wasserspeichers im Stratisorp-Fall in den ersten Berechnungen nicht [17,76].

Die Dämmung des Zeolithspeichers und im Fall der Kaskadierung mit dem Stratisorp-System auch die Dämmung des Wasserspeichers haben in der Systembetrachtung allerdings große Auswirkungen und werden deshalb im Folgenden berücksichtigt. Zur Berechnung der Dämmstärke, aus der das resultierende Volumen bestimmt wird, werden unterschiedliche Methoden für den Wasserspeicher und den Zeolithspeicher angewendet.

Für den Zeolithspeicher werden die in Abschnitt 3.2.6 definierten Verluste von 20 % sensibler Wärme angewendet. Mit Hilfe der Gleichung 3.4 kann eine Wärmeübertragungsleistung ($U \cdot A$) für den Speicher abgeschätzt werden.

$$\frac{T(t) - T_{amb}}{T(0) - T_{amb}} = e^{-\frac{(U \cdot A)}{C_p} \cdot t}. \quad (3.4)$$

Dabei stehen $T(t)$, T_{amb} und $T(0)$ für die aktuelle Temperatur des Speichers zum Zeitpunkt t , die Umgebungstemperatur und die Anfangstemperatur des Speichers zum Zeitpunkt $t = 0$; C_p ist die Gesamtwärmekapazität des Speichers, die ein Produkt der Masse und der spezifischen Wärmekapazität c_p ist. Als charakteristische Speicherzeit werden 12 h verwendet. Umgestellt nach ($U \cdot A$) und durch Ersetzen der linken Seite mit den 80 % verbliebener Wärme folgt Gleichung 3.5:

$$(U \cdot A) = -\frac{\ln(0,8) \cdot C_p}{12 \cdot 3600s}. \quad (3.5)$$

Für eine Dichte des Sorptionsmaterials von 400 kg/m^3 mit einer spezifischen Wärmekapazität von 896 J/(kg K) und einer Aluminiummasse des Wärmeübertragers im Zeolithspeicher von 340 kg mit einer spezifischen Wärmekapazität von 897 J/(kg K) ergibt sich ein ($U \cdot A$)-Wert von $3,43 \text{ W/K}$. Anhand dieses Wertes kann die Dämmstärke des Speichers abgeschätzt werden. Als Form des Speichers wird ein Würfel angenommen. Da der Verdampfer/Kondensator mit dem Adsorber als eine kombinierte Komponente angenommen wird, setzt sich das Volumen des Würfels aus dem Volumen des Adsorbers und des Verdampfer/Kondensators zusammen und beträgt $1,25 \text{ m}^3$.

Um die Dämmstärke d_{Daemm} zu berechnen, wird zunächst der Wärmedurchgangskoeffizient U bestimmt. Dieser kann nach [82] durch Bildung des Kehrwertes, aus

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_{Tank}}{\lambda_{St}} + \frac{d_{Daemm}}{\lambda_{Daemm,SW}} + \frac{1}{h_a}, \quad (3.6)$$

bestimmt werden. Zusätzlich wird dafür der Wärmeübergangskoeffizient von verdünntem Heißgas zum Stahltank benötigt. Dieser wird konservativ mit $h_i = 300 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ abgeschätzt, was zu hoch angesetzt sein könnte, dadurch aber zu einer eher zu hohen Dämmstärke führt. Für den Wärmeübergang vom Dämmmaterial zu Luft wird $h_a = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ gewählt [83, Kap. II-1, S. 115]. Als Dämmung wird Steinwolle eingesetzt, da diese auch bei Temperaturen um 250 °C noch eingesetzt werden kann. Diese hat eine Wärmeleitfähigkeit von $\lambda_{Daemm,SW} = 0,040 \text{ W}/(\text{mK})$, der Stahltank hat eine Wärmeleitfähigkeit von $\lambda_{St} = 20 \text{ W K}/\text{m}$. Zusätzlich kann nun mit dem vorher bestimmten $(U \cdot A)$ -Wert und der Fläche der Dämmung A_{Daemm} eine zweite Formel für U aufgestellt werden:

$$U = \frac{U \cdot A}{A_{Daemm}} = \frac{3,43}{A_{Daemm}}. \quad (3.7)$$

Die Fläche der Dämmung A_{Daemm} wird so berechnet, dass der Speicher von der Dämmung komplett umschlossen ist und die Dämmung an den Ecken überlappt. Dadurch ergibt sich eine Fläche, die von der Dämmstärke d_{Daemm} abhängt. Durch Bildung des Kehrwertes aus der Gleichung 3.6 und Gleichsetzen mit Gleichung 3.7 kann schließlich d_{Daemm} iterativ bestimmt werden. Für die hier getroffenen Annahmen wird eine Dämmschichtdicke von $0,092 \text{ m}$ errechnet. Unter Anwendung der Dämmschichtdicke wird ein Dämmvolumen des Zeolithspeichers von $0,756 \text{ m}^3$ angenommen. Aus den Zahlen ist zu erkennen, dass das Volumen der Dämmung im Vergleich zum Zeolithspeicher sehr groß ist. Das Dämmvolumen hat dadurch sehr große Auswirkungen auf die Speicherdichte des Speichers.

Als nächstes wird die Dämmstärke des Wasserspeichers abgeschätzt, damit das Volumen der Dämmung für die Kaskadierung mit dem Stratisorp-System bestimmt werden kann. Da es sich bei dem Speicher um eine Zylindergeometrie handelt, weicht die verwendete Methode leicht von der Dämmstärkenberechnung des Zeolithspeichers ab.

Zunächst wird der $(U \cdot A)$ -Wert bestimmt, wofür eine Abschätzung des Umweltzeichens blauer Engel [84] verwendet wird, der einen Grenzwert für Wasserspeicher gibt. Die Formel dafür ist in Gleichung 3.8 dargestellt. Die Formel ist allerdings eher als Grenzwert für experimentell ermittelte $(U \cdot A)$ -Werte von Speichern zu sehen.

$$(U \cdot A) \leq 0,13 \cdot \sqrt{V_{Wasserspeicher} [l]}. \quad (3.8)$$

Der so errechnete $(U \cdot A)$ -Wert für den Wasserspeicher ergibt sich zu $3,68 \text{ W}/\text{K}$. Bei einer angenommenen Übertemperatur von 45 K folgt 165 Watt als Bereitschaftswärmeverlust. Seit 2015 gelten für Wärmespeicher neue Anforderungen an Bereitschaftswärmeverluste von Speichern, die in der Ökodesign Richtlinie ErP festgesetzt sind. Für ein Speichervolumen von 800 L wäre für Wer-

te kleiner als 137,4 W der Speicher der Effizienzklasse C zuzuordnen. Laut DIN EN 12977-1, die sich mit Komponenten von thermischen Solaranlagen befasst, ist der Faktor für den Grenzwert von $(U \cdot A)$ mit 1,6 statt 1,3 sogar noch größer, was zu höheren Wärmeverlusten und damit Bereitschaftswärmeverlusten führen würde. Aufgrund dessen wird für die Abschätzung der Dämmung des Stratisorp-Speichers ein kommerziell verfügbarer Speicher der Effizienzklasse C verwendet und mit den bekannten Werten des Speichers ein $(U \cdot A)$ berechnet. Dieser $(U \cdot A)$ -Wert wird dann so skaliert, dass sich für den Stratisorp-Speicher ein $(U \cdot A)$ von 2,38 W/K ergibt.

Ausgehend von dem $(U \cdot A)$ -Wert werden getrennt für den Zylindermantel und für Deckel und Boden die benötigten Dämmstärken bestimmt. Als Dämmmaterial wird Polyurethan mit einer spezifischen Wärmeleitfähigkeit von $\lambda_{Daemm,PUR} = 0,03 \text{ W/(mK)}$ verwendet. Die Dämmung wird als überlappend angenommen; das heißt die Dämmung an Deckel und Boden reicht bis über die Dämmung des Zylindermantels. Begonnen wird mit der Berechnung für Deckel und Boden. Da beide Oberflächen planar sind, kann hier die Berechnung wie für den Zeolithspeicher verwendet werden. Die Dicke der Dämmschicht beträgt damit 0,064 m.

Zur Ermittlung der Dämmstärke an der Mantelfläche wird ein Term in Gleichung 3.6 ausgetauscht, um den Radius des Mantels mit einzubeziehen. Daraus resultiert Gleichung 3.9 für den Wärmedurchgangskoeffizient.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_{Tank}}{\lambda_{St}} + \frac{r \cdot \ln\left(\frac{d_{Tank,a}}{d_{Tank,i}}\right)}{\lambda_{Daemm,PUR}} + \frac{1}{h_a}. \quad (3.9)$$

Anschließend wird mit Hilfe von Gleichung 3.7 die Dämmstärke des Zylindermantels iterativ zu 0,07 m bestimmt. Unter Verwendung der unterschiedlichen Dämmstärken für Deckel und Boden und Zylindermantel ergibt sich das Dämmvolumen für den Wasserspeicher zu $0,39 \text{ m}^3$. Eine Verwendung der Berechnungsmethode wie für den Zeolithspeicher, mit der Annahme planarer Flächen ist grundsätzlich auch möglich und führt zu einer geringfügig dünneren Dämmschicht als die hier diskutierte Methode. Die ermittelten Dämmvolumen, sowie die Volumen der Komponenten sind der Tabelle 3.3 zu entnehmen.

Tabelle 3.3.: Berechnete Volumen der einzelnen Komponenten für die Systemuntersuchung des kaskadierenden Speichers.

Komponente	Volumen
Zeolithspeicher	1 m ³
Verdampfer/Kondensator des Zeolithspeichers (inklusive Wasservorlage)	0,25 m ³
Dämmung des Zeolithspeichers	0,756 m ³
Fasermodule Sortech (inklusive Dämmung)	0,068 m ³
Stratisorp-Schichtwärmespeicher	0,8 m ³
Dämmung Schichtwärmespeicher	0,39 m ³
Rohrvolumen direkte Entladung und Kaskadierung mit Fasermodule	0,004 m ³
Rohrvolumen Kaskadierung mit Stratisorp	0,008 m ³
Wärmeübertrager	0,005 m ³

3.2.5. Systemtemperaturen und Temperaturhub für die Analyse

Bei der Betrachtung von thermischen Speichern haben die verwendeten Systemtemperaturen eine große Bedeutung für die erreichbaren technischen Zielgrößen. Für thermische Speicher, bei denen Adsorption eingesetzt wird, sind vier Temperaturen wichtig, um das System zu charakterisieren. Dabei handelt es sich um die maximale Desorptionstemperatur und die Kondensationstemperatur bei der Beladung des Speichers sowie die Verdampfer- und die minimale Adsorptionstemperatur, die gleichzeitig der minimalen Nutztemperatur entspricht, bei der Entladung.

Aufgrund des großen Einflusses der Temperaturrandbedingungen ist es wichtig, dass die angenommenen Temperaturen zusammen mit den Werten für Speicherdichte und -effizienz stets mitbetrachtet werden. Dies kann vor allem bei Vergleichen von Speichersystemen aus anderen Arbeiten oder mit Literaturwerten schwierig sein, da nicht immer alle Temperaturen veröffentlicht werden [85]. Deshalb wird in dieser Arbeit ein 4-Temperaturen-Ansatz verfolgt, was bedeutet, dass die vier Temperaturen mit den diskutierten Werten für Speicherdichte und -effizienz angegeben werden. Dieser 4-Temperaturen-Ansatz wurde auch schon von Hauer et al. [86] vorgeschlagen, um bei experimentellen Untersuchungen eine bessere Vergleichbarkeit zu ermöglichen.

Aus den Temperaturen von Verdampfer und Nutzniveau leitet sich der Temperaturhub ab, der die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Niveaus beschreibt. Anzumerken ist, dass es sich dabei um den minimal nutzbaren Temperaturhub handelt, der zu Ende des Adsorptionszyklus noch erreicht wird. Während des Adsorptionszyklus werden deutlich höhere Temperaturhübe erreicht. Der Temperaturhub hat Auswirkungen auf die erreichbare Speicherdichte von Adsorptionsspeichern. Durch die Annahme eines größeren minimalen Temperaturhubes nimmt diese ab [19]. Eine

Übersicht über die Speicherdichte von saisonalen Speichern für einige Arbeitspaare, aus der zu erkennen ist, dass für alle betrachteten Arbeitspaare die Speicherdichten mit steigendem Temperaturhub abnehmen, geben auch Frazzica und Freni [87]. Dies ist auch bei Núñez et al. [27] für verschiedene Sorbentien zu sehen.

Im statischen Modell, das zur Simulation der Speicherdichten und –effizienzen des kaskadierenden Adsorptionsspeichers in diesem Kapitel eingesetzt wird, gibt es nur jeweils eine Kondensator- und Verdampfer Temperatur. Aus diesen Temperaturen werden die Gleichgewichtswerte berechnet und auch der Temperaturhub lässt sich direkt daraus ableiten.

Im Gegensatz dazu können im dynamischen Modell durch die Modellierung von verschiedenen Wärmeübertragern für den Adsorber, sowie für Verdampfer und Kondensator, unterschiedliche Temperaturen für die Definition des Temperaturhubs verwendet werden. Dies sind zum einen die inneren Temperaturen, innerhalb der Komponenten, und zum anderen die äußeren Temperaturen im Fluidkreis. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Temperaturhub im dynamischen Modell über die Einlasstemperaturen in die Komponenten definiert. Dadurch entsteht eine Abhängigkeit des Temperaturhubs vom Massenstrom. Da dieser aber in den meisten Simulationen gleich ist, sind die Auswirkungen auf die Ergebnisse gering.

Eine zusätzliche Schwierigkeit bei der Gegenüberstellung verschiedener Forschungsergebnisse stellt dar, dass die Randbedingungen stark variieren. Für die unterschiedlichen Systeme werden unterschiedliche Temperaturen angenommen. In vielen Studien werden die Adsorptionsspeicher bei günstigen Konditionen getestet, die nicht der späteren Anwendung entsprechen. Vor allem auch die Verwendung von einem kleinen Temperaturhub kann deshalb dazu führen, dass das Potenzial der Speicher überschätzt wird [85]. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Temperaturhub von 30 K als Referenz verwendet. Dieser Temperaturhub ist als realistischer Wert für gebäudetechnische Anwendungen anzusehen, hat aber auch nachteilige Auswirkungen auf die Zielgrößen des kaskadierenden Speichers.

3.2.6. Wärmeverluste

Eine wichtige Einflussgröße auf die erreichbaren Zielgrößen sind die thermischen Verluste, die im Betrieb des Speichers auftreten. Die thermischen Verluste, die für den kaskadierenden Speicher und den vergleichend mitbetrachteten unkaskadierten Speicher auftreten, beinhalten Verluste während der Speicherstandzeit. Die Standzeit ist die Zeit zwischen der Beladung des Speichers und der Entladung des Speichers. Da der kaskadierende Speicher als Tagesspeicher genutzt werden soll, sind keine extremen Standzeiten eingeplant. Für die Betrachtungen wird eine maximale Standzeit von 12 h definiert. Während dieser Standzeit verliert der Speicher sensible Wärme an die Umgebung. Die Wärmeverluste an die Umgebung können durch eine geeignete Dämmung des Speichers vermindert werden.

Im Rahmen des Projektes Maksore wurde ein Verlust von 20 % der sensiblen Wärme für den Zeolithspeicher definiert. Dieser Wert wird auch für die Untersuchungen in dieser Arbeit verwendet.

Durch den Verlust der sensiblen Wärme kühlt der Speicher ab, was dazu führt, dass die Starttemperatur für die Adsorption niedriger ist als ohne Verluste. Dadurch kann dem Speicher weniger Wärme entzogen werden. Dies hat auch Auswirkungen auf die Speicherdichte und die Effizienz.

In Abbildung 3.8 ist das Clapeyron Diagramm für das Material LiLSX dargestellt. Nach der

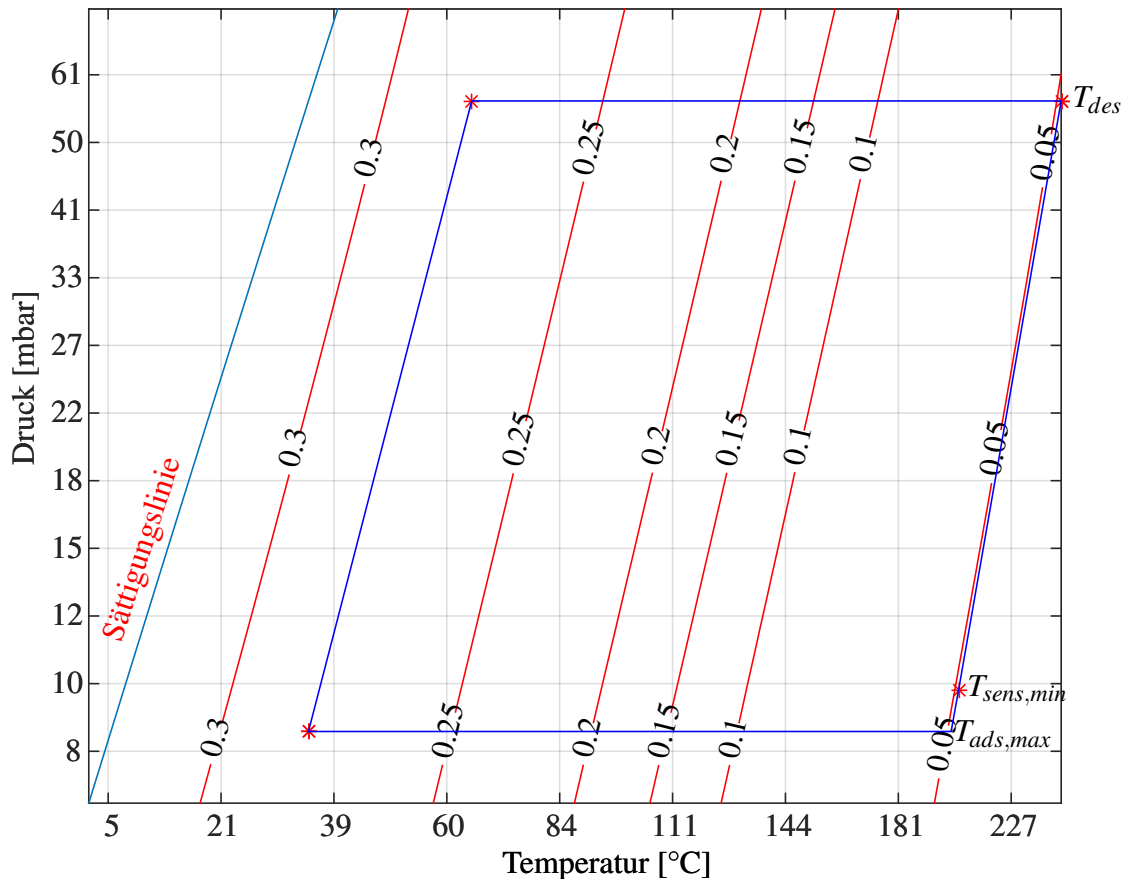


Abbildung 3.8.: Clapeyron Diagramm für das Material LiLSX mit eingezeichneten Temperaturen für die Berechnung der sensiblen Verluste mit Desorptionstemperatur 250 °C und 20 % sensible Verluste.

Aufladung des Speichers hat dieser die Desorptionstemperatur T_{des} . Während der Standzeit verliert der Speicher Wärme bis zur Temperatur $T_{sens,min}$. Diese Temperatur ist die neue Starttemperatur für die Entladung des Speichers.

Abhängig von der Höhe der Wärmeverluste müssen zwei Fälle unterschieden werden. Falls $T_{sens,min}$ größer als $T_{ads,max}$ ist, kann die Adsorption direkt starten und die Entladewärme aus dem Speicher entnommen werden. Wenn der Speicher nach der Standzeit eine Temperatur hat, die kleiner als $T_{ads,max}$ ist, muss der Speicher zunächst wieder auf den Verdampfendruck gebracht werden, bevor die Adsorption starten kann. Für die Berechnung der Verluste wird in diesem Fall

eine Bilanz aufgestellt, um die neue Adsorptionsstarttemperatur zu berechnen. Die Wärme, die benötigt wird, um den Verdampfendruck zu erreichen, wird von der sorptiven Wärme abgezogen. Der verbliebene Rest wird verwendet, um damit die neue Starttemperatur für die Adsorption zu berechnen.

3.3. Sensitivität des Systems bezüglich technischer Einflussgrößen

In diesem Abschnitt werden die verbleibenden erforderlichen Randbedingungen eingeführt und mit den gewählten Werten die Speicherdichte und die -effizienz berechnet. Alle Simulationen in diesem Abschnitt werden mit Hilfe des statischen Modells durchgeführt.

3.3.1. Bilanzkreise für die Systembetrachtung

Die Kontrollraumgrenzen sind von großer Bedeutung für die Bestimmung der Speicherdichte und um Vergleiche mit Werten aus der Literatur zu ziehen. Zusätzlich sind auch die Volumen der einzelnen Komponenten, die in die Berechnung miteinbezogen werden, wichtig für die erreichbare Speicherdichte des Systems.

Zur Analyse werden deshalb zunächst vier Bilanzkreise ausgewählt, die mit I, II, III und IV bezeichnet werden.

Die Anzahl der Komponenten, deren Volumen in den jeweiligen Grenzen verwendet werden, nimmt mit ansteigender Zahl der Grenzen zu. Im ersten Bilanzkreis (I) wird die Speicherdichte auf Materialebene berechnet und deshalb nur das Volumen des Adsorbers verwendet. Da das Volumen der übrigen Komponenten allerdings nicht zu vernachlässigen ist, werden die weiteren Bilanzkreise definiert. Für den zweiten Bilanzkreis (II) wird zusätzlich zum Adsorber auch noch das Volumen des Verdampfers/Kondensators und der Adsorptivmenge miteinbezogen. Der Bilanzkreis III beinhaltet zusätzlich die Volumen des kompletten Zeolithspeichers und der Wärmepumpe. Schließlich wird für die Betrachtung des gesamten Systems (IV), der Bilanzkreis III um die Dämmung und Rohre erweitert.

Ausgehend von Vergleichen mit den Literaturwerten und ersten Abschätzungen sind die beiden Bilanzkreise I und IV am sinnvollsten für weitere Betrachtungen, da hier entweder nur das Volumen des Materials oder des gesamten Systems verwendet wird, was Vergleiche einfacher macht. Deshalb beschränken sich die folgenden Untersuchungen der Speicherdichten nur noch auf Materialebene (I) und Systemebene (IV), die in Abbildung 3.9 dargestellt sind. Vor allem der Bilanzkreis IV ist wichtig für die Bewertung des Speichers, da durch die Kaskadierung das gesamte System aufwändiger und größer wird. Dieser Sachverhalt wird bei der Auswertung des Bilanzkreises I überhaupt nicht berücksichtigt, da für den kaskadierenden Speicher das gleiche Zeolithspeichervolumen verwendet wird, wie für ein unkaskadiertes System.

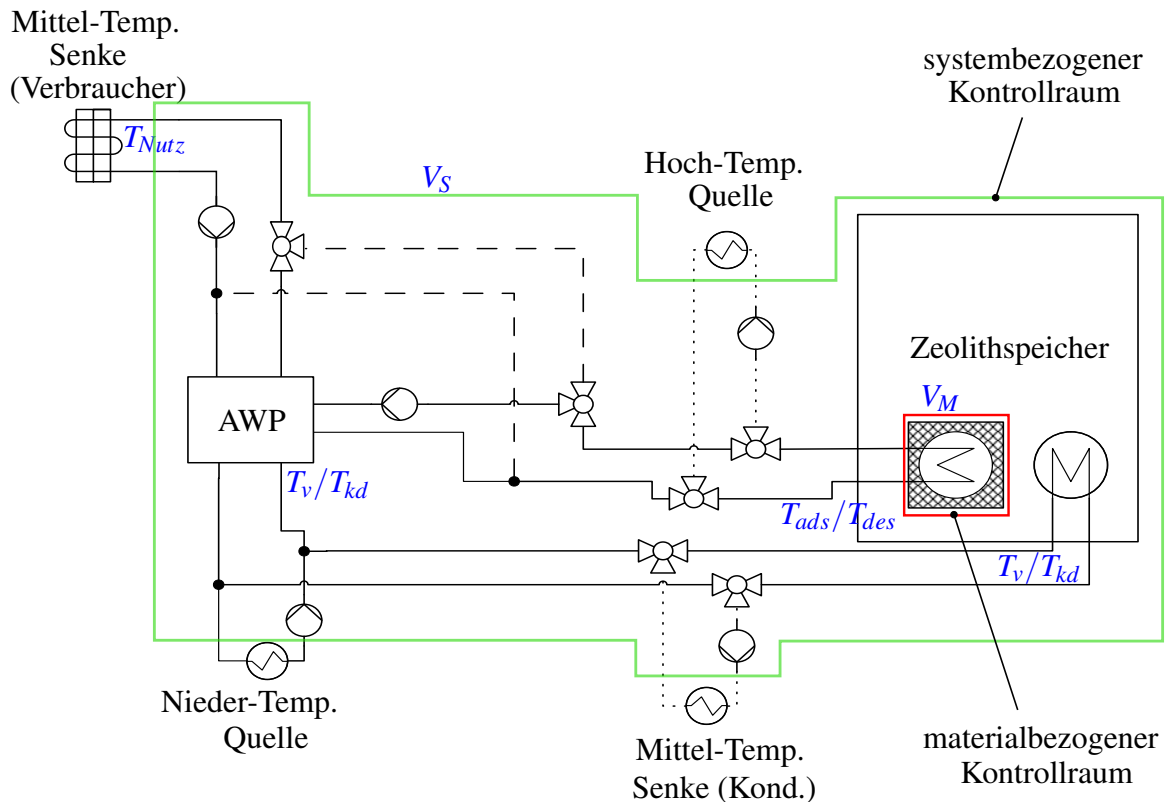


Abbildung 3.9.: Kaskadierender Wärmespeicher mit benötigten Randbedingungen in blau und Kontrollraumgrenzen auf Materiallevel (roter Bereich) und Systemlevel (grüner Bereich) [76].

3.3.2. Betrachtung des Referenzfalls

Für die Analyse von Wärmespeichern sind zusätzlich auch die Temperaturrandbedingungen sehr wichtig. Als Referenztemperaturhub werden 30 K definiert. Um diesen Hub zu realisieren, wird eine Verdampfertemperatur von 5 °C und eine Adsorbortemperatur von 35 °C angesetzt. Für die Desorption werden zwei Temperaturniveaus betrachtet, 180 °C und 250 °C; die Kondensatortemperatur beträgt 35 °C. Als Nutzttemperatur T_{Nutz} wird 35 °C angenommen.

Die Betrachtung auf Systemebene erfordert die Bestimmung der unterschiedlichen Systemvolumen V_S unter Verwendung der Komponentenvolumen aus Abschnitt 3.2.4. Das Systemvolumen für die direkte Entladung setzt sich aus dem Volumen des Zeolithspeichers inklusive des Verdampfers/Kondensators, sowie der Dämmung und dem zugehörigen Rohrvolumen zusammen. Beim Systemvolumen des kaskadierten Systems mit Fasermodul ist zusätzlich das Volumen des Fasermoduls einbezogen. Um das Systemvolumen für die Kaskadierung mit dem Stratisorp-System zu berechnen, wird zum System mit Fasermodul noch das Volumen des Schichtwärmespeichers mit Dämmung und des Wärmeübertragers hinzuaddiert. Durch das aufwändigere System verdoppelt

3. Analyse kaskadierender Adsorptionsspeicher

sich das Rohrvolumen. Als Volumen des Adsorbermoduls im Stratisorp-System wird das Volumen des Fasermoduls verwendet.

Die verwendeten Randbedingungen sind in Tabelle 3.4 zusammengefasst.

Tabelle 3.4.: Gewählte Referenzwerte für die Analyse des kaskadierenden Wärmespeichers und berechnete Systemvolumen.

Parameter	Wert
Stoffpaar AWP	Wasser/SAPO-34
Stoffpaare Zeolithspeicher	Wasser/NaY, Wasser/Z13X, Wasser/LiLSX
Desorptionstemperaturen	180 °C, 250 °C
Kondensatortemperatur	35 °C
Adsorbtemperatur	35 °C
Verdampferemperatur	5 °C
Sorbendichte im Adsorber	400 kg/m ³
Materialvolumen	1 m ³
Systemvolumen direkte Entladung	2,010 m ³
Systemvolumen mit Fasermodule	2,078 m ³
Systemvolumen mit Stratisorp	3,277 m ³

Die Speicherdichte für eine Desorptionstemperatur von 180 °C ist in Abbildung 3.10 dargestellt. Für jedes Material wird ein Vergleich des unkaskadierten Speichers mit den beiden Kaskadierungsarten gezogen. Um den Einfluss des Systemvolumens auf die erreichbare Speicherdichte zu verdeutlichen, wird diese sowohl auf Materialebene (Bilanzkreis I) als auch auf Systemebene (Bilanzkreis IV) diskutiert. Die einzelnen Balken sind zweigeteilt. Der voll gefärbte, untere Bereich der Balken zeigt den Anteil der Speicherdichte, der durch direkte Nutzung zur Verfügung gestellt wird. Der schraffierte, obere Bereich der Balken zeigt den Anteil oberhalb 85 °C, der durch die kaskadierte Nutzung erzeugt wird.

Im Schaubild ist zu erkennen, dass auf Materialebene die höchste Speicherdichte für alle Materialien durch die Kaskadierung mit dem Stratisorp-System erreicht werden kann. Dies liegt am höheren COP des Stratisorp-Systems im Vergleich zum Fasermodule. Durch die Kaskadierung mit dem Fasermodule kann die Speicherdichte allerdings im Vergleich zum unkaskadierten System ebenfalls gesteigert werden. Darüber hinaus zeigt die Abbildung, dass die höchste absolute erreichbare Speicherdichte durch die Nutzung des Materials NaY möglich ist. Beim Vergleich zwischen den unkaskadierten und den kaskadierten Werten zeigt sich, dass für das Material LiLSX die Kaskadierung am meisten nutzt. Der Grund dafür ist, dass der Anteil der Speicherdichte oberhalb von

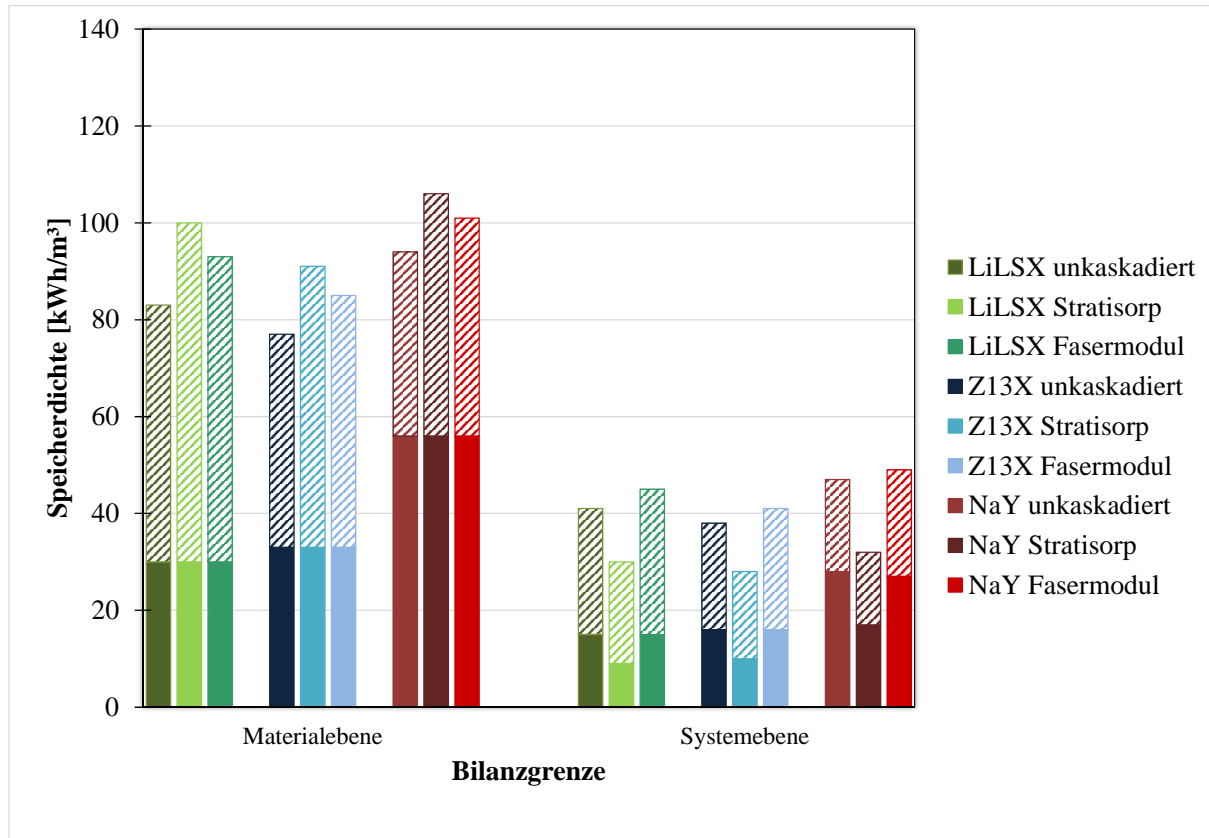


Abbildung 3.10.: Darstellung der Speicherdichte für die drei untersuchten Materialien, jeweils unkaskadiert, kaskadiert mit Stratisorp und kaskadiert mit Fasermodul gegenübergestellt bei einer Desorptionstemperatur von 180 °C; Balken aufgeteilt in Speicherdichte aus direktem Bereich unterhalb 85 °C (voll gefärbt) und kaskadiertem Bereich (schraffiert).

85 °C für dieses Material am größten ist, während beim Material NaY sogar der Anteil unterhalb von 85 °C größer als der Anteil oberhalb ist, selbst durch Nutzung der Kaskadierung.

Auf den ersten Blick ist bereits zu erkennen, dass die Speicherdichten auf Systemebene deutlich geringer ausfallen als auf Materialebene. Der Grund dafür sind die Volumen der zusätzlichen Komponenten, die in die Berechnung miteinbezogen werden. Da die Volumen für das System mit Fasermodul und das Stratisorp-System, mit dem zusätzlichen Wasserspeicher, größer sind als für eine direkte Nutzung, sinken die erreichbaren Speicherdichten für die Kaskadierung stärker. Im Falle der Kaskadierung mit dem Stratisorp-System ist die erreichbare Speicherdichte sogar niedriger, als für den unkaskadierten Fall. Nur durch die Kaskadierung mit dem Fasermodul kann die Speicherdichte im Vergleich zur direkten Nutzung noch leicht erhöht werden.

Die Speicherdichten bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C stellt die Abbildung 3.11 dar. Durch die Erhöhung der Desorptionstemperatur steigen auch die erreichbaren Speicherdichten, da die größere Wärmezufuhr zu einem kleineren Beladungsgrad des Adsorbens führt. Dadurch kann

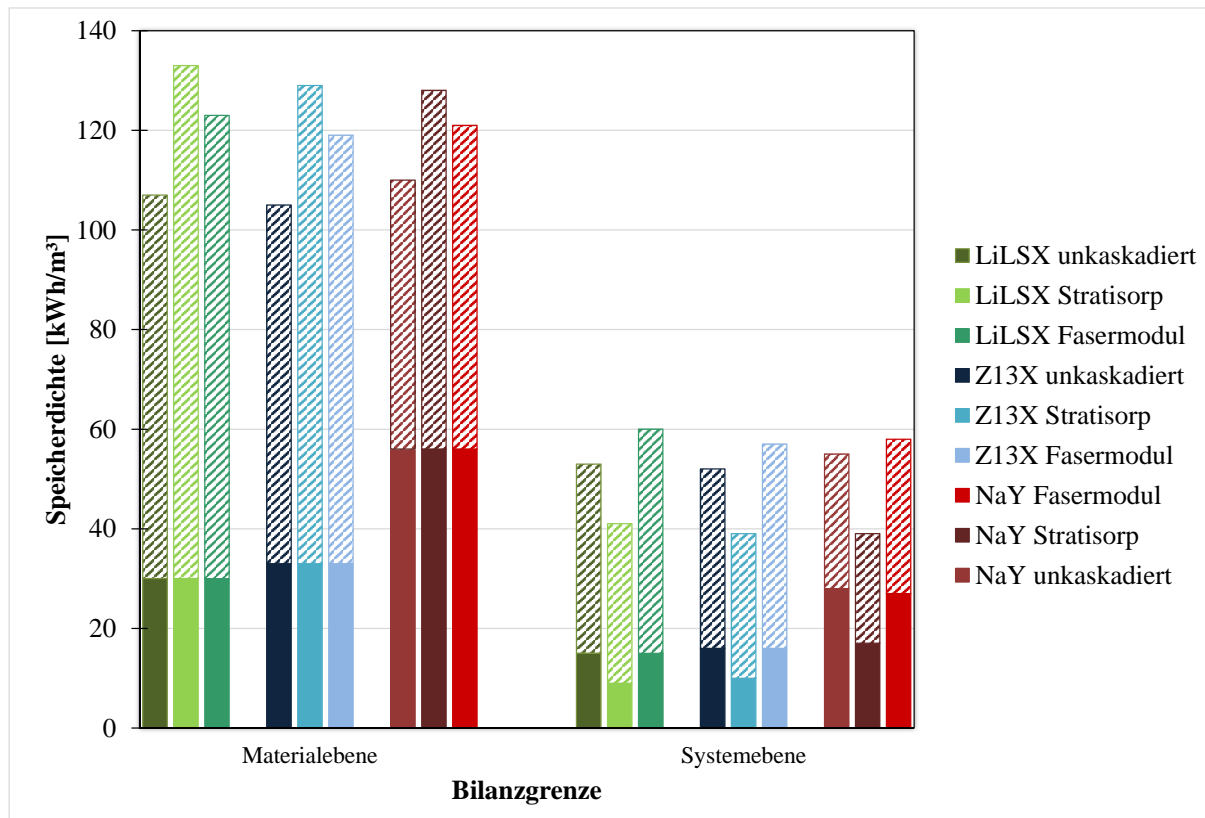


Abbildung 3.11.: Erreichbare Speicherichte für die drei untersuchten Materialien, jeweils unkaskadiert, kaskadiert mit Stratisorp und kaskadiert mit Fasermodul gegenübergestellt, bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C; Balken aufgeteilt in Speicherichte aus direktem Bereich unterhalb 85 °C (voll gefärbt) und kaskadiertem Bereich (schraffiert).

in der Entladephase des Speichers länger entladen werden, was zu einem Zugewinn an Adsorptionswärme führt, der die Speicherichte erhöht.

Mit der höheren Desorptionstemperatur kann mit dem Material LiLSX die höchste absolute Speicherichte erzielt werden. Die Erhöhung der Desorptionstemperatur hat bei diesem Material den größten positiven Einfluss.

Die weiteren Korrelationen sind ähnlich zu den bereits mit Desorptionstemperatur 180 °C diskutierten. Auf Systemebene ermöglicht die Kaskadierung lediglich mit dem Fasermodul eine Erhöhung der Speicherichte gegenüber der unkaskadierten Variante. Am größten ist die Steigerung bei LiLSX um 7 kWh/m³.

Um die Speicherichte eines Wasserspeichers zu vergleichen, wird als Bezugsgröße 1 m³ betrachtet. Dabei werden die gleichen Annahmen für den Verlust sensibler Wärme wie für den kaskadierenden Speicher getroffen. In einem Wasserspeicher sind die maximalen Temperaturen niedriger als die im kaskadierenden Speicher verwendeten Temperaturen, weshalb für den Wasser-

speicher eine Maximaltemperatur von 105 °C angenommen wird. Als Nutzniveau wird in beiden Anordnungen eine Temperatur von 35 °C betrachtet.

Zunächst wird die Temperatur des Wasserspeichers $T(t)$ nach 12 h Standzeit berechnet, die man aus folgender Gleichung

$$T(t) = e^{-\frac{(U \cdot A)}{c_p} \cdot t} \cdot (T_0 - T_{amb}) + T_{amb} \quad (3.10)$$

erhält. Der $(U \cdot A)$ -Wert wird analog zum Wasserspeicher des Stratisorp-Systems bestimmt und es ergibt sich 2,58 W/K. Unter Verwendung der spezifischen Wärmekapazität von Wasser $c_{p,W} = 4,19 \text{ kJ}/(\text{kg K})$, einer Speichermasse von $m_W = 1000 \text{ kg}$ und der Umgebungstemperatur 20 °C ergibt sich nach 12 h ein $T = 102,77 \text{ °C}$. Daraus kann die gespeicherte Wärme berechnet werden, die zur Bestimmung der Speicherdichte des Wasserspeichers verwendet wird. Für die Dämmung ergibt sich ein Wert von 0,545 m³ und dadurch ein Systemvolumen von 1,553 m³. Mit den hier hergeleiteten Bedingungen und Annahmen wird die Speicherdichte des Wasserspeichers berechnet, die 51 kWh/m³ beträgt. Die Werte der Speicherdichte zeigen, dass der kaskadierende Speicher eine geringfügig höhere Speicherdichte auf Systemebene erreicht, als der Wasserspeicher. Da die Ladetemperaturen für den kaskadierenden Speicher deutlich höher sind, ist ein direkter Vergleich schwierig.

Zur Analyse der Speichereffizienz wird diese bei den Desorptionstemperaturen 180 °C und 250 °C betrachtet. Die Abbildung 3.12 zeigt die errechneten Effizienzen im Vergleich der kaskadierten mit der unkaskadierten Nutzung. Die Effizienzen des unkaskadierten Falls unter Einbeziehung des Verlusts der sensiblen Wärme liegen zwischen 0,9 und 0,95. Darüber hinaus ist die Effizienz mit der niedrigeren Desorptionstemperatur (180 °C) für alle Materialien minimal größer, da bei einer höheren Speicherausgangstemperatur auch die Wärmeverluste ansteigen. Mit allen drei Materialien kann die Effizienz im Vergleich zur unkaskadierten Nutzung erhöht werden, wobei der größte Nutzen der Kaskadierung mit dem Material LiLSX erreicht werden kann, da der kaskadierte Anteil der Wärme aus dem Speicher bei dem Material am größten ist. Für die kaskadierte Betrachtung bringt die höhere Desorptionstemperatur auch einen Zuwachs an Speichereffizienz. Die höchste Effizienz zeigt das Stratisorp-System bedingt durch den höheren Wärmepumpen-COP im Vergleich zur Kaskadierung mit dem Fasermodul.

Diese Ergebnisse illustrieren, dass eine Steigerung der Speicherdichte immer eine Verbesserung der Effizienz erzeugt. Eine gesteigerte Effizienz führt hingegen nicht automatisch zu einer größeren Speicherdichte, wie bei der Kaskadierung mit dem Stratisorp-System deutlich wird.

Im Folgenden werden Parameter variiert, um deren Einfluss auf die Speicherdichte und die Speichereffizienz zu quantifizieren. Bei den variierten Parametern handelt es sich um den Temperaturhub, die Dichte des Sorbensmaterials, den COP der Wärmepumpe und die Größe der Wärmeverluste, die bereits im Abschnitt 3.2 diskutiert werden. Für die nicht variierten Parameter werden die Referenzwerte genutzt. Als Desorptionstemperatur wird der Fall mit der höheren Desorptions-

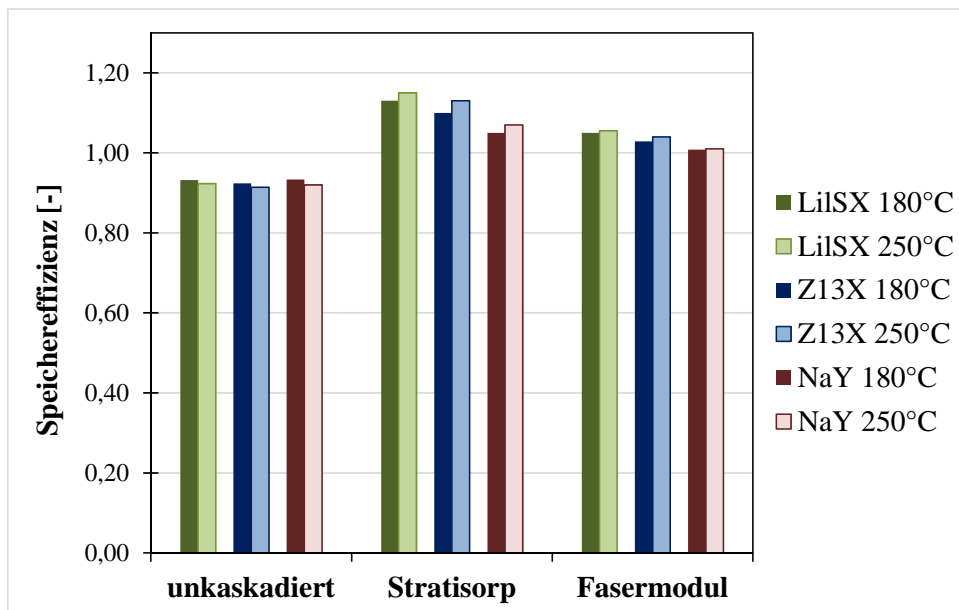


Abbildung 3.12.: Berechnete erreichbare Effizienz durch Kaskadierung im Vergleich zur unkaskadierten Nutzung für verschiedene Materialien bei einer Desorptionstemperatur von 180 °C und 250 °C.

temperatur, 250 °C, betrachtet, da die absoluten Werte für die Speicherdichte in diesem Fall höher ausfallen.

3.3.3. Variation des Temperaturhubs

Die Zielgrößen werden mit Temperaturhub von 15 K bis 30 K analysiert, wobei die Verdampfer-temperatur von 5 °C bis 15 variiert wird und die Adsorbenttemperatur von 27 °C bis 35 °C. Die Temperatur des Kondensators wird identisch zur Temperatur des Adsorbers angenommen.

Der Temperaturhub hat beim kaskadierenden Speicher nicht nur Auswirkungen auf die Entladung des Zeolithspeichers, sondern auch auf den COP der verwendeten Wärmepumpe. Da beim Fasermodule als Referenzwert die Veröffentlichung von Wittstadt et al. [52] verwendet wird, ist die weitere Abschätzung für die variierten Temperaturhübe mit Unsicherheit behaftet. Deshalb wird für die Variation des Temperaturhubs nur das Stratisorp-System als Wärmepumpe betrachtet. Hierzu erfolgt für jede untersuchte Temperaturvariation eine dynamische Simulation zur Bestimmung der COPs.

Um die Wärmepumpen-COPs zu vergleichen, wird ein mittlerer COP für jede Temperaturkombination gebildet, den die Abbildung 3.13 als Funktion des Temperaturhubs zeigt. Mit steigendem Temperaturhub fällt der Wärmepumpen-COP monoton. Für den kleinsten untersuchten Temperaturhub beträgt dieser ungefähr 1,57, für den Referenzhub von 30 K nur noch ca. 1,3. Besonders

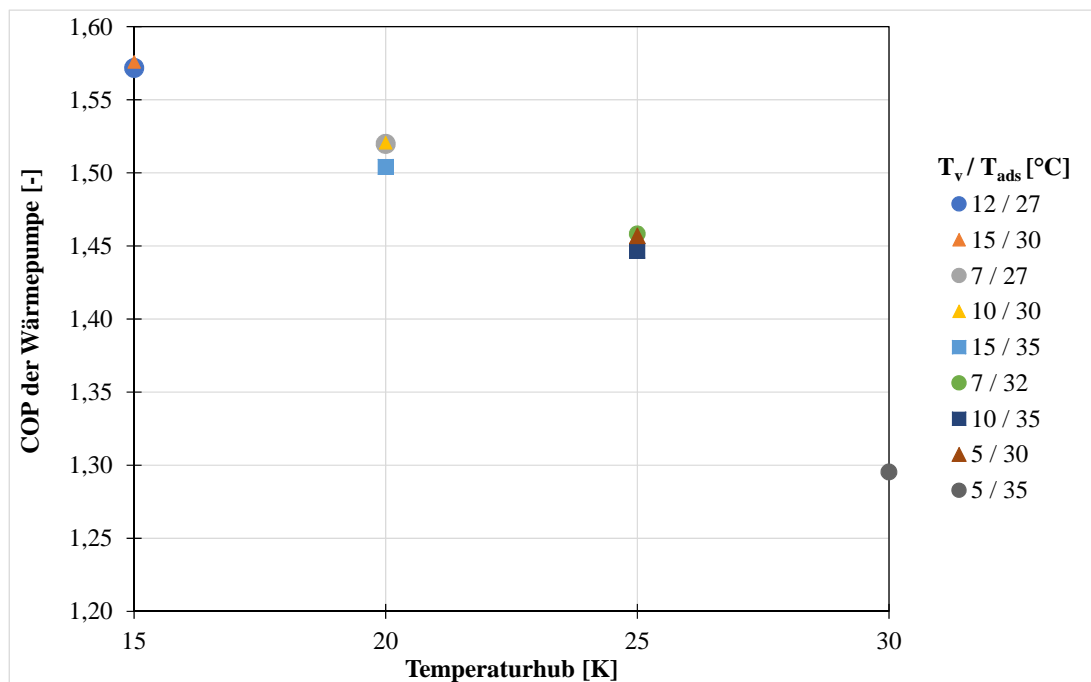


Abbildung 3.13.: Berechnete gemittelte COPs der Wärmepumpe als Funktion des Temperaturhub für verschiedene Adsorptions- und Verdampfertemperaturen bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C.

zwischen Temperaturhub 25 K und 30 K ist die Reduktion des COPs um ca. 0,15 substantiell und hat einen großen Einfluss auf den kaskadierten Teil der erreichbaren Speicherdichte. Zusätzlich ist der Temperaturhub auch von Bedeutung für die aus dem Zeolithspeicher entnehmbare Wärme.

Abbildung 3.14 zeigt die erreichbaren Speicherdichten als Funktion des Temperaturhub für die verschiedenen untersuchten Temperaturtripel aus Desorptionstemperatur (250 °C), Verdampfertemperatur und Adsorbentemperatur. Die Werte sind jeweils für den unkaskadierten und den kaskadierten Fall mit dem Stratisorp-System dargestellt. Die Kaskadierung mit dem Stratisorp-System zeigt aufgrund des großen Volumens (Wasserspeicher) kleinere Speicherdichten als das unkaskadierte System.

Ein Vergleich der unkaskadierten Werte untereinander zeigt außerdem, dass durch den steigenden Temperaturhub die Speicherdichten sinken. Für den Referenzfall von 30 K Hub sind diese am niedrigsten. Der steigende Temperaturhub hat demnach nicht nur negative Auswirkungen auf den COP der Wärmepumpe, sondern auch auf die Wärme, die dem Zeolithspeicher entnommen werden kann. Die Unterschiede zwischen den Temperaturtripeln bei gleichem Temperaturhub kommen aus den unterschiedlichen Mitteltemperaturen und Niedertemperaturen, die betrachtet werden. Dieser Sachverhalt ist auch bei einer genaueren Betrachtung der kaskadierten Werte zu sehen. Mit stei-

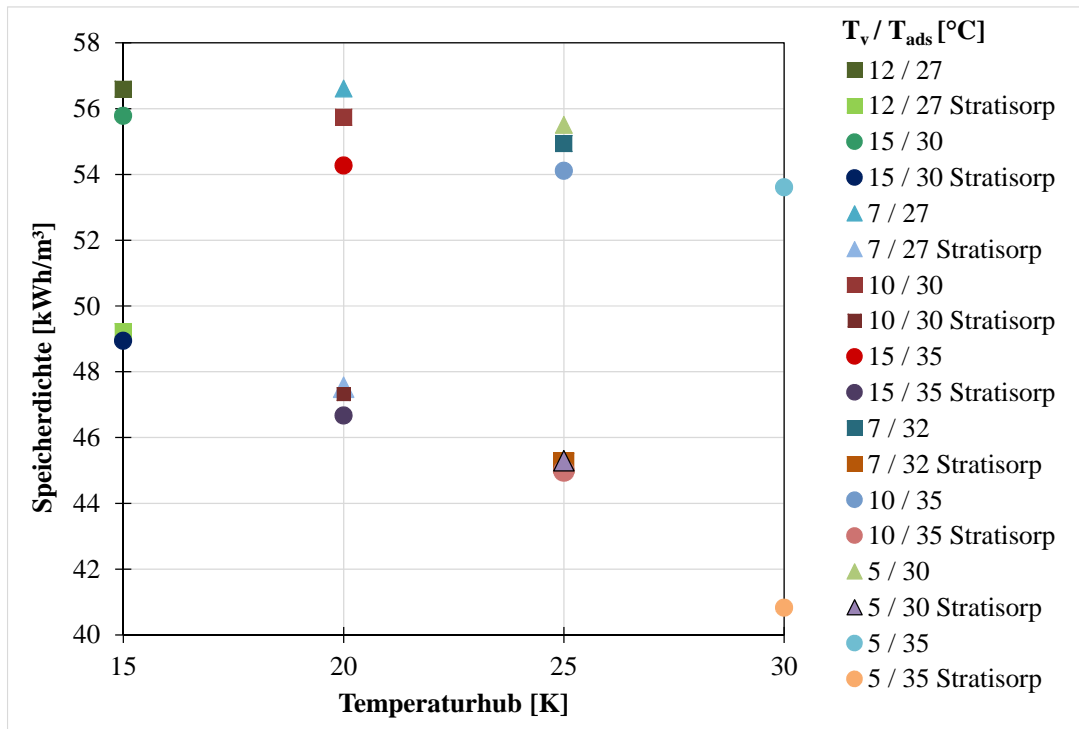


Abbildung 3.14.: Berechnete erreichbare System-Speicherichte als Funktion des Temperaturhubes bei unterschiedlichen Adsorptions- und Verdampfertemperaturen für LiLSX, unkaskadiert und kaskadiert mit Stratisorp.

gendem Temperaturhub nimmt auch der Unterschied zwischen kaskadiertem und unkaskadiertem System zu.

Die Speichereffizienz als Funktion des Temperaturhubes zeigt die Abbildung 3.15. Diese ist für das unkaskadierte System relativ konstant, mit einer leichten Zunahme bei steigendem Temperaturhub. Bei der Kaskadierung mit dem Stratisorp-System ist ein deutlicher Einfluss des Wärmepumpen-COPs auf die Effizienz zu erkennen. Da dieser mit steigendem Temperaturhub abnimmt, nimmt auch die Effizienz ab. Dies zeigt, dass der Temperaturhub eine große Auswirkung auf die Zielgrößen hat. Der Referenztemperaturhub von 30 K ist ein realistischer Wert für eine Anwendung in gebäudetechnischen Anlagen. Die dadurch entstehenden Einbußen bei den erreichbaren Werten für das betrachtete System müssen in Kauf genommen werden. Vor allem durch den Einsatz von Wärmepumpen, die bei größeren Temperaturhuben effizienter sind, könnten diese verringert und so die Speicherichte und die Speichereffizienz erhöht werden.

3.3.4. Wärmeverluste an die Umgebung

Die Wärmeverluste, die durch die Standzeit des Speichers vor der Entladung entstehen, werden als Referenz mit 20 % abgeschätzt und damit die erforderliche Dämmstärke und das resultieren-

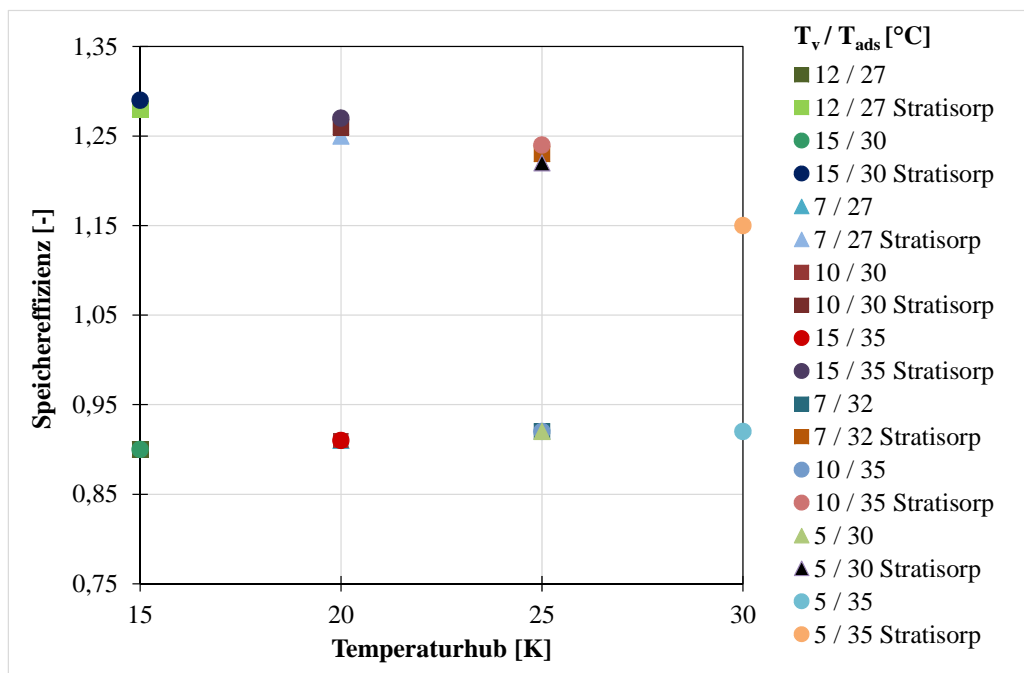


Abbildung 3.15.: Vergleich der Speichereffizienz als Funktion des Temperaturhubs bei unterschiedlichen Adsorptions- und Verdampfertemperaturen mit dem Material LiLSX unkaskadiert und kaskadiert mit Stratisorp.

de Dämmvolumen bestimmt. Die Verluste wurden nun zwischen 10 % und 50 % variiert, um die Auswirkungen auf die Zielgrößen zu betrachten. Durch die Variation der Verluste ändert sich auch die benötigte Dicke der Dämmung des Zeolithspeichers. In Tabelle 3.5 sind die Dämmvolumen, die sich aus der veränderten Dämmstärke mit den verschiedenen Verlustannahmen ergeben, dokumentiert.

Tabelle 3.5.: Berechnete erforderliche Dämmschichtstärken und daraus resultierende Volumen bei unterschiedlichen Wärmeverlusten.

Verlust	Dicke der Dämmschicht	Dämmvolumen
10 %	0,270 m	2,980 m ³
15 %	0,141 m	1,261 m ³
20 %	0,092 m	0,756 m ³
25 %	0,067 m	0,527 m ³
30 %	0,052 m	0,396 m ³
35 %	0,041 m	0,308 m ³
40 %	0,034 m	0,248 m ³
45 %	0,028 m	0,204 m ³
50 %	0,023 m	0,169 m ³

Der Tabelle 3.5 ist zu entnehmen, dass größere Wärmeverluste zu einer Verringerung der Dämmschichtdicke führen. Dadurch sinkt das Volumen der Dämmung und auch das Volumen des gesamten Systems.

Da bei der Betrachtung auf Materialebene nur das Volumen des Adsorbens berücksichtigt wird, bewirken sinkende Verluste größere Speicherdichten und eine höhere Effizienz.

Abbildung 3.16 zeigt die Abhängigkeit der Speicherdichte von den Wärmeverlusten auf Systemebene. Der positive Effekt der Speicherdichte bei geringen Verlusten, der auf Materialebene auftritt, wird durch das steigende Systemvolumen aufgehoben. Die Speicherdichte ist bei den niedrigsten Verlusten (10 %) für alle Kombinationen am kleinsten. Der Grund dafür ist das hohe Dämmvolumen, das benötigt wird, um die Verluste so gering zu halten.

Darüber hinaus sieht man, dass sowohl für den unkaskadierten Speicher als auch für die beiden Kaskadierungsarten der Verlauf der Speicherdichte ein Maximum bei einem bestimmten Anteil an Verlusten aufweist.

Ausgehend vom Maximalwert sinkt die Speicherdichte mit abnehmenden Verlusten, da der Zugewinn durch das größere Dämmvolumen aufgehoben wird. Ab dem Maximalwert nehmen die Speicherdichten wieder ab, da die Verluste zu groß sind. Dabei verlagert sich das Maximum für die unterschiedlichen Kaskadierungsarten. Da bei der Kaskadierung mit dem Stratisorp-System das Systemvolumen am größten ist, tritt das Maximum dieser Kaskadierungsart bei kleineren Verlusten auf, als bei der Kaskadierung mit dem Fasermodule und dem unkaskadierten Speicher. Die Grafik zeigt weiterhin, dass die als Referenz gewählten 20 % Wärmeverluste nicht dem Maximum an erreichbarer Speicherdichte entsprechen. Was bei der Betrachtung zusätzlich auffällt ist, dass mit dem Material NaY zwischen den Werten für 25 % und 30 % Verlust ein stärkerer Abfall der

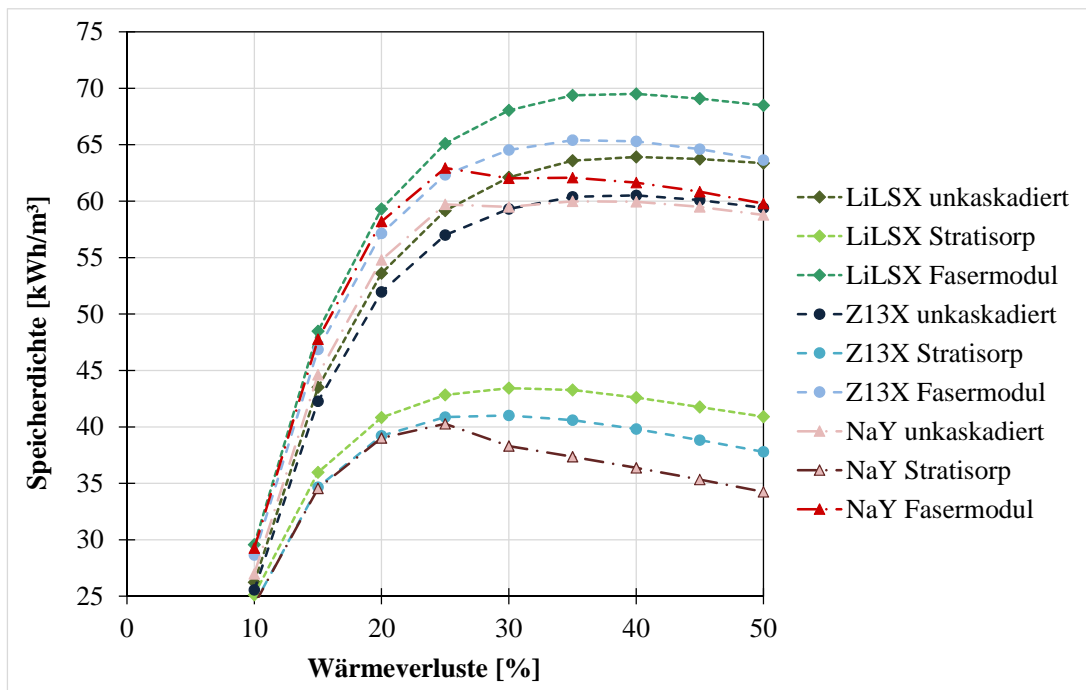


Abbildung 3.16.: Berechnete Speicherichte auf Systemebene als Funktion der Wärmeverluste bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C.

Speicherichte auftritt als zwischen den anderen Werten, was auf die vorliegenden Materialdaten für das Material NaY zurückzuführen ist.

Die bestimmten Speichereffizienzen sind als Funktion der Wärmeverluste in Abbildung 3.17 zu sehen.

Die Effizienz des Speichers sinkt mit zunehmenden Verlusten für alle betrachteten Sorbentien. Die Effizienzen der Kaskadierung mit dem Stratisorp-System sind am größten. Für das unkaskadierte System sind die Effizienzen für alle Materialien bereits bei 10 % Verlusten kleiner als eins. Durch die Kaskadierung mit dem Fasermodule können mit dem gewählten Referenzwert von 20 % Wärmeverluste gerade noch Speichereffizienzen größer als eins erreicht werden; bei größeren Verlusten sinken die Effizienzen monoton.

Zusätzlich ist zu sehen, dass für NaY auch bei der Effizienz ein stärkerer Abfall zwischen 25 % und 30 % auftritt. Aus der Betrachtung der Variation der Verluste auf die beiden Zielgrößen wird ein Zielkonflikt deutlich. Die bestmögliche Speichereffizienz wird durch möglichst geringe, im Optimalfall keine, Verluste erreicht. Dies erfordert eine sehr große Dämmstärke. Da durch die große Dämmstärke aber auch das Volumen der Dämmung stark zunimmt, nimmt dabei gleichzeitig die zu erreichende Speicherichte ab.

Deshalb ist die Dämmstärke so zu dimensionieren, dass sie einen Kompromiss aus thermischen Verlusten und Speicherichte bzw. Speichereffizienz darstellt.

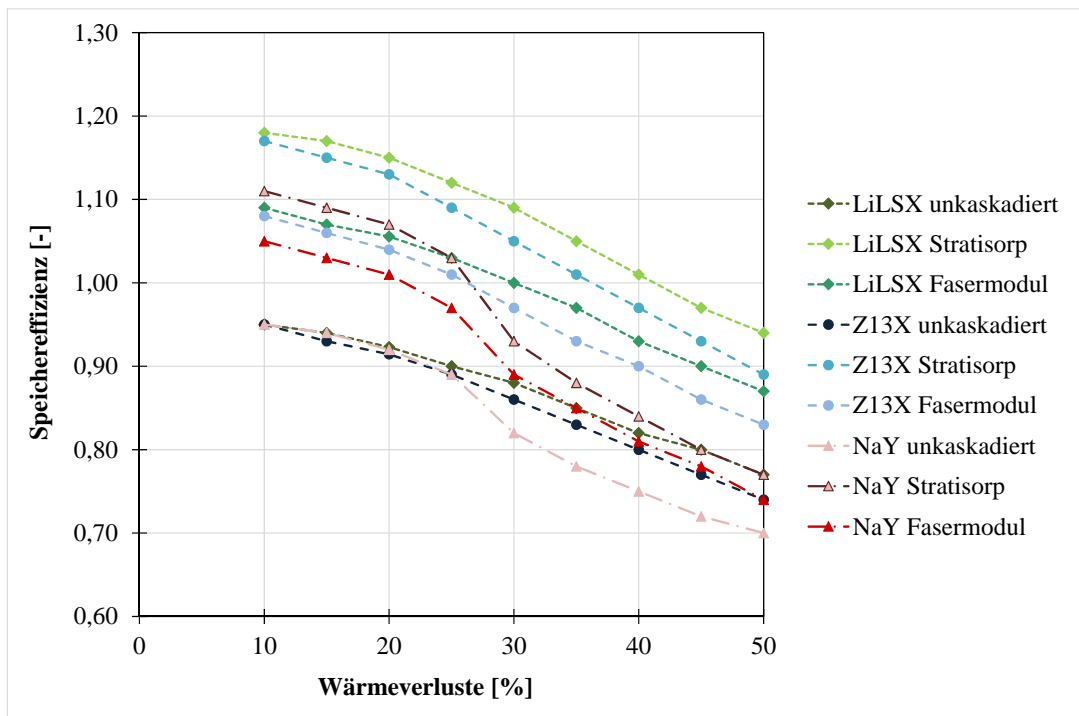


Abbildung 3.17.: Berechnete Speichereffizienz als Funktion der Wärmeverluste bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C.

3.3.5. Dichte des Sorbensmaterials

Die Analyse des kaskadierenden Speichers nimmt einen Referenzwert der Sorbensdichte von 400 kg/m³ an, der als realistischer Wert beim heutigen Stand der Technik angenommen ist. Durch neue Beschichtungsmethoden kann die Sorbensdichte gesteigert werden. Um deren Einfluss zu analysieren, wird diese im Folgenden variiert. Für die Variation wurden Werte zwischen dem Standardwert und einer maximalen Sorbensdichte von 800 kg/m³ gewählt, was einem geschütteten Speicher entsprechen würde.

Da durch die größere Sorbensdichte auch die Wärmekapazität des Adsorbers erhöht wird, kann bei Annahme gleicher thermischer Verluste die Dämmstärke des Speichers verringert werden. Die dazu errechneten Werte und die resultierenden Dämmvolumen sind in Tabelle 3.6 zusammengefasst.

Tabelle 3.6.: Berechnete Dämmschichtstärken und Volumen als Funktion der Sorbendichte.

Sorbendichte	Dicke der Dämmschicht	Dämmvolumen
400 kg/m ³	0,092 m	0,756 m ³
500 kg/m ³	0,078 m	0,626 m ³
600 kg/m ³	0,068 m	0,536 m ³
700 kg/m ³	0,061 m	0,470 m ³
800 kg/m ³	0,054 m	0,415 m ³

Mit den neu bestimmten Dämmvolumen kann die Speicherdichte ohne Kaskadierung und für die beiden Kaskadierungsarten berechnet werden, wobei nur die Systemebene betrachtet wird. In Abbildung 3.18 sind die erreichbaren Speicherdichten als Funktion der Sorbendichte aufgetragen.

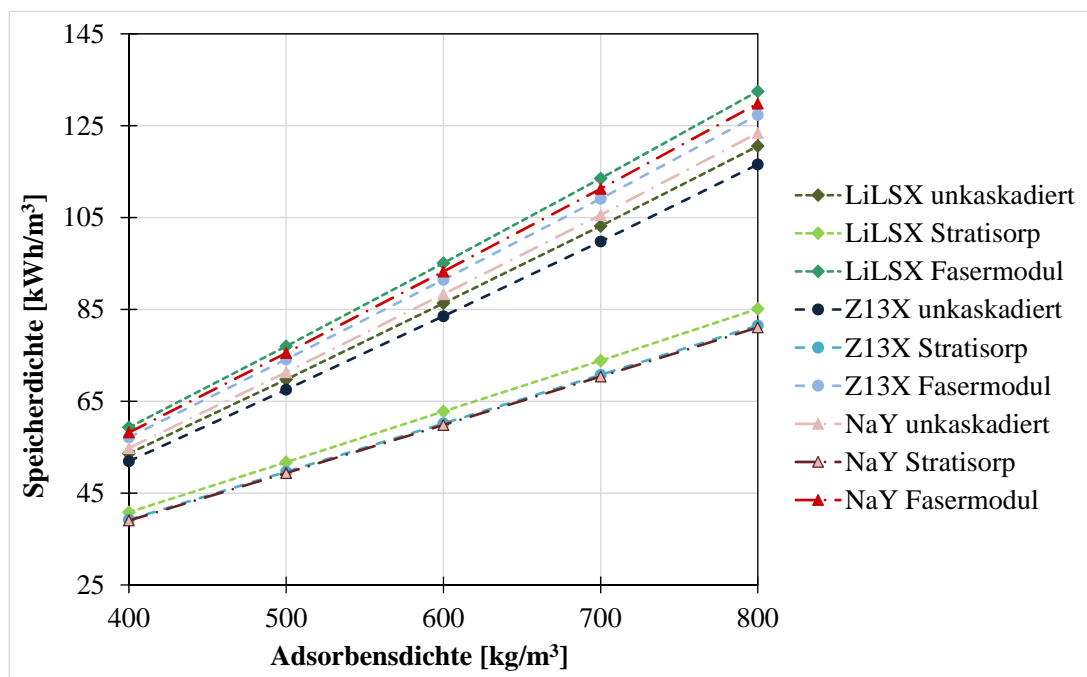


Abbildung 3.18.: Berechnete erreichbare Speicherdichte auf Systemebene als Funktion der Sorbendichte bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C.

Die Abbildung zeigt, dass die Speicherdichte durch die erhöhte Sorbendichte deutlich gesteigert werden kann. Die größte Steigerung kann bei der Kaskadierung mit dem Fasermodule erzielt werden, wo die erreichbare Speicherdichte durch die doppelte Sorbendichte mehr als verdoppelt werden kann, gefolgt vom unkaskadierten System. Bedingt durch das große Systemvolumen ist

der Zugewinn bei der Kaskadierung mit dem Stratisorp-System kleiner als in den beiden anderen Fällen.

Die erhebliche Steigerung der Sorbendichte erlaubt somit eine signifikante Verbesserung, so dass sie einen entscheidenden Hebel darstellt, der dem Konzept technische Relevanz verschaffen könnte.

Auf die Speichereffizienz hat die Erhöhung der Sorbendichte keine Auswirkungen, aber die vergrößerte Speichermasse erlaubt mehr Wärme im Speicher zu allokalieren, wengleich das Verhältnis zwischen eingespeicherter und entladener Wärme gleich bleibt.

3.3.6. COP der Wärmepumpe

Beim kaskadierenden Speicher wird der COP der genutzten Wärmepumpe von 1,1 bis 1,5 variiert. Für das Fasermodul, bei dem ein konstanter COP von 1,2 als Referenz verwendet wird, lassen sich die Ergebnisse durch die Variation gut vergleichen. Der Vergleich mit dem Stratisorp-System ist hingegen aufwändiger durch den kontinuierlich bestimmten COP, der im Referenzfall verwendet wird und der zwischen 1,15 und 1,35 liegt.

Die berechneten Speicherdichten, als Funktion des COP, zeigt die Abbildung 3.19.

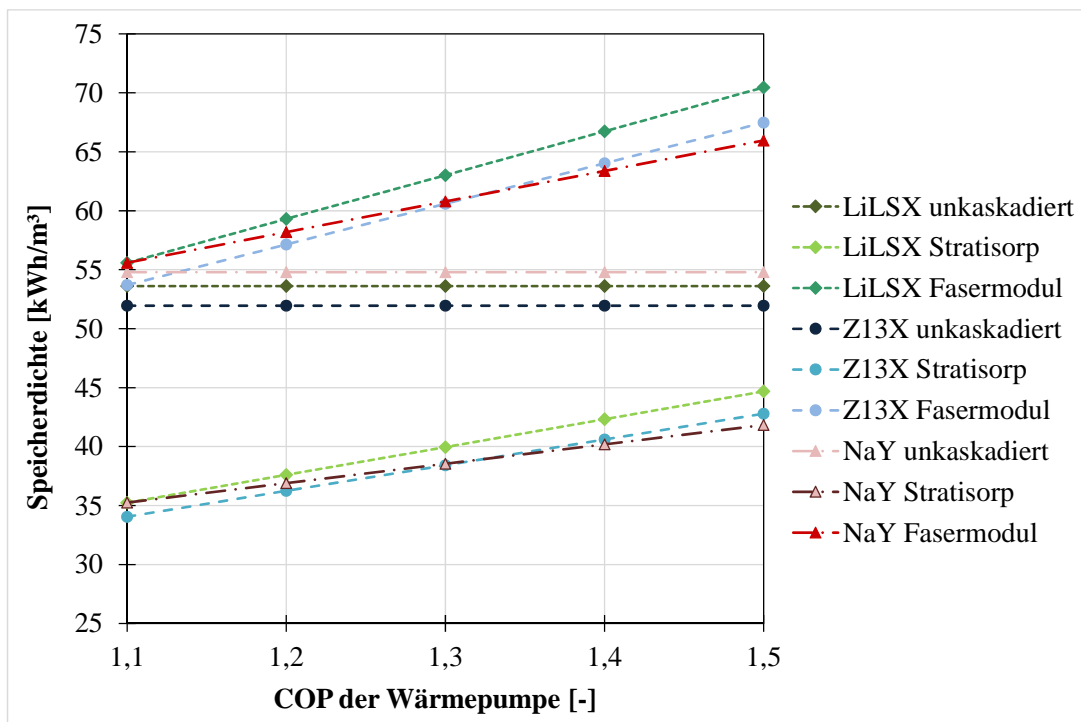


Abbildung 3.19.: Berechnete Speicherdichte auf Systemebene als Funktion des COPs, bei einer Desorptions-temperatur von 250 °C.

Da die Wärmepumpe nur im Fall des kaskadierten Speichers verwendet wird, bleibt die Speicherdichte für das unkaskadierte System durch die Veränderung des COP unbeeinflusst und beschreibt deshalb einen horizontalen Verlauf, parallel zueinander.

Bei der Betrachtung der beiden Kaskadierungsarten ist zu erkennen, dass die Speicherdichte erwartungsgemäß mit steigendem COP der Wärmepumpe zunimmt. Da für das Sorbens NaY der größte Anteil der Nutzwärme kleiner $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ anfällt, steigen die Werte hier weniger an als für die beiden anderen Materialien. Eine Erhöhung des COPs für das Fasermaterial erhöht die Speicherdichte und mit steigendem COP auch den Zugewinn gegenüber dem unkaskadierten System. Mit einem COP von 1,5 statt dem Referenzwert von 1,2 lässt sich die Speicherdichte für LiLSX um mehr als 10 kWh/m^3 steigern. Beim Stratisorp-System liegen die mit dem kontinuierlichen COP errechneten Speicherdichten bei 41 kWh/m^3 mit LiLSX und 39 kWh/m^3 für Z13X und NaY, was ungefähr einem gemittelten COP von 1,3 entspricht. Durch das hohe Volumen des zusätzlichen Wasserspeichers kommt die Speicherdichte auch durch eine Erhöhung des COPs auf 1,5 nicht an die Speicherdichte des unkaskadierten Systems heran. Um diesen Wert zu erreichen, wäre ein Wärmepumpen-COP von 1,8 nötig.

Abbildung 3.20 zeigt die Speichereffizienzen, die sich durch die Variation des Wärmepumpen-COPs ergeben, für die unterschiedlichen Sorbentien und verschiedenen Systemarten.

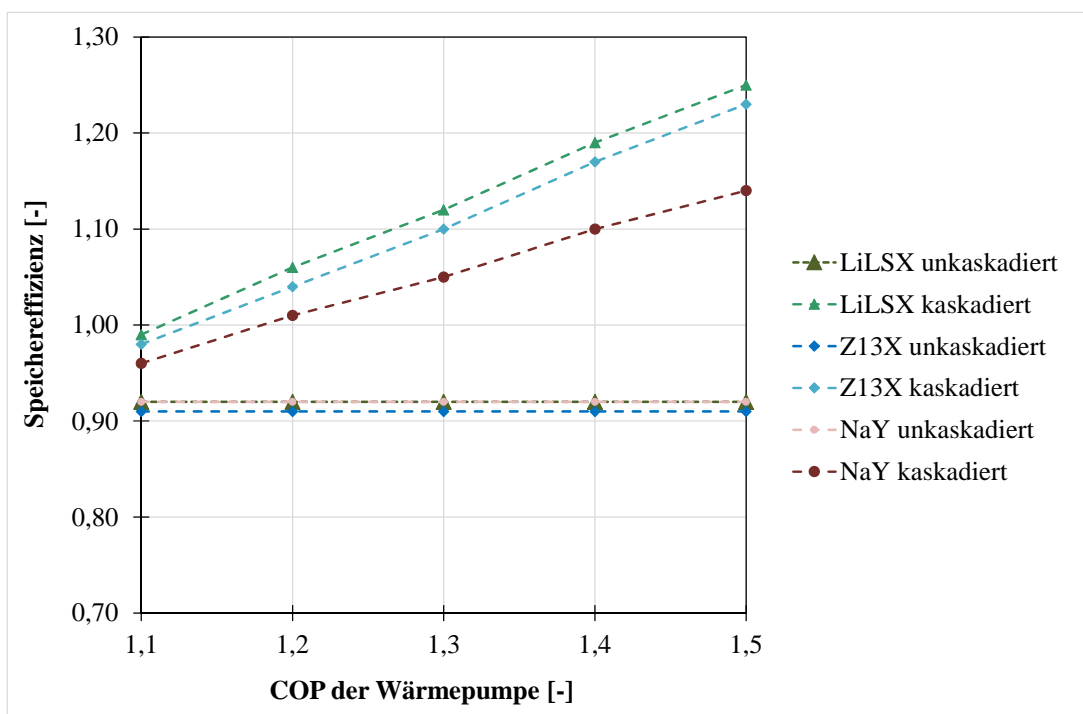


Abbildung 3.20.: Berechnete Speichereffizienz als Funktion des COPs, bei einer Desorptionstemperatur von $250\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Da bei dieser Betrachtung die spezielle Kaskadierungsart (Stratisorp und Fasermodule) keine Rolle spielt, wird nur zwischen kaskadiert und unkaskadiert unterschieden.

Die unkaskadierten Fälle sind COP-unabhängig und für NaY und LiLSX nahezu gleich und liegen deshalb übereinander. Für das kaskadierte System steigt die Effizienz linear mit steigendem COP der Wärmepumpe. Dadurch nimmt auch der Gewinn durch die Kaskadierung verglichen mit dem unkaskadierten System zu. Der Effizienzgewinn fällt mit dem Material NaY geringer aus als für die beiden anderen Materialien.

Ein höherer Wärmepumpen-COP hat eine positive Auswirkung auf die Zielgrößen.

3.3.7. Nutzung der Kondensationswärme während der Ladephase

Je nach Systemaufbau ist es möglich, zusätzlich zur Adsorptionswärme auch die Kondensationswärme zu nutzen. Da diese allerdings während der Desorptionsphase des Speichers anfällt, kann sie nicht zur Speicherdichte des Speichers hinzugezählt werden. Abhängig vom Einsatzzweck des Speichers kann die Kondensationswärme aber zum Beispiel, zumindest anteilig, genutzt werden, um damit zu heizen. Diese Nutzung hat dann einen Einfluss auf die Effizienz des Speichersystems. Für das Material LiLSX mit der Desorptionstemperatur von 250 °C wird untersucht, wie sich eine Nutzung der Kondensationswärme auf die Effizienz auswirkt, wenn die Hälfte oder die komplette Kondensationswärme eingesetzt werden kann.

Das Diagramm 3.21 zeigt die Speichereffizienzen für die drei Systeme. Es ist zu erkennen, dass durch die Nutzung der Kondensationswärme die Effizienz sowohl unkaskadiert als auch für die beiden Kaskadierungsarten deutlich gesteigert werden kann. Schon die Nutzung der Hälfte der Kondensationswärme sorgt dafür, dass die Effizienz für alle Konfigurationen um ca. 0,3 höher ist. Wenn die vollständige Kondensationswärme genutzt werden kann, ist die Effizienz sogar um ca. 0,6 höher. Ein kaskadierendes Speichersystem kann also für Systeme interessant sein, bei denen ein Zusammenhang zwischen Speicher- und Wärmepumpennutzung besteht, wie beispielsweise bei KWK-Systemen.

3.4. Betriebsverhalten und erreichbare Leistungsparameter

3.4.1. Skalierung

Da die Speicherdichten durch die Randbedingungen durchweg kleiner als erwartet ausfallen, wird der kaskadierende Speicher für Anwendungen in größeren Gebäuden skaliert. Dabei wird zunächst der Adsorber auf ein Volumen von 4 m³ vergrößert, das für die nachfolgend dargestellten Berechnungen und für die Leistungsbetrachtungen verwendet wird. Durch die Vergrößerung des Zeolithspeichers werden auch die anderen Komponenten entsprechend skaliert. Die Volumina der skalierten Komponenten sind in Tabelle 3.7 zusammengefasst.

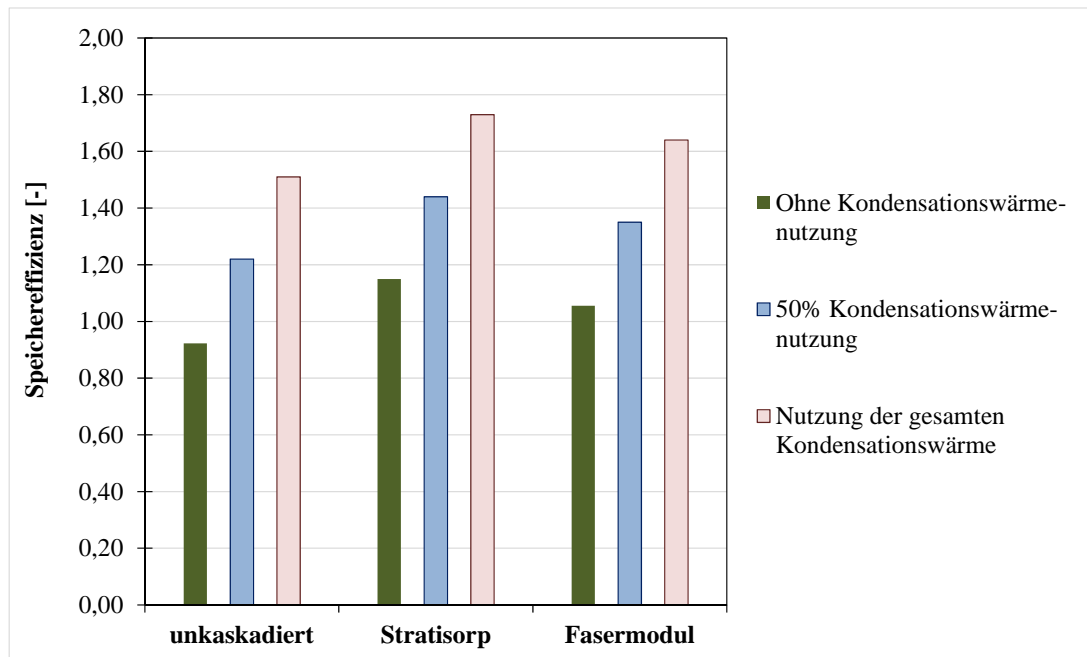


Abbildung 3.21.: Einfluss der Nutzung der Kondensationswärme auf die Speichereffizienz für das Material LiLSX bei der Desorptionstemperatur von 250 °C.

Tabelle 3.7.: Berechnete Volumen der Einzelkomponenten und Systemvolumen nach der Skalierung des Zeolithspeichers auf 4 m³.

Komponente	Volumen
Zeolithspeicher	4 m ³
Verdampfer/Kondensator des Zeolithspeichers (inklusive Wasservorlage)	1 m ³
Dämmung des Zeolithspeichers	0,933 m ³
Fasermodul Sortech (inklusive Dämmung)	0,51 m ³
Stratisorp-Schichtwärmespeicher	0,8 m ³
Dämmung Schichtwärmespeicher	0,390 m ³
Rohrvolumen direkte Entladung und Kaskadierung mit Fasermodul	0,015 m ³
Rohrvolumen Kaskadierung mit Stratisorp	0,030 m ³
Wärmeübertrager	0,025 m ³
Systemvolumen direkte Entladung	5,948 m ³
Systemvolumen mit Fasermodul	6,458 m ³
Systemvolumen mit Stratisorp	7,688 m ³

3. Analyse kaskadierender Adsorptionsspeicher

Der Vergleich der Tabelle 3.7 mit der Tabelle 3.3 zeigt, dass durch die Skalierung des Speichers um den Faktor 4 die Volumen der anderen Komponenten nicht mit demselben Faktor anwachsen. Dies hat vor allem auf die Wärmedämmung des Zeolithspeichers einen Einfluss. Diese wächst nur um den Faktor von ungefähr 1,2. Das Volumen des Stratisorp-Speichers und seiner Dämmung wird beibehalten, aber der Wärmeübertrager um den Faktor 5 vergrößert. Durch erste Abschätzungen zu Leistungen des Speichers wird für das Fasermodule und das Adsorbermodule des Stratisorp-Systems ein Skalierungsfaktor von 7,5 errechnet.

Die Skalierung des Systems verändert die erreichbaren volumetrischen Speicherdichten, aber die Effizienzen der Systeme bleiben durch die Skalierung annähernd konstant.

Deshalb werden hier nur die Speicherdichten betrachtet, wobei durch die Skalierung auf Materialebene auch keine Unterschiede zum unskalierten System auftreten. Die Betrachtung der Speicherdichten erfolgt deshalb nur auf Systemebene für die beiden untersuchten Desorptionstemperaturen. Die Speicherdichten sind in Abbildung 3.22 für die verschiedenen Sorbentien und Desorptionstemperaturen dargestellt. Die Speicherdichten werden durch die Skalierung gegenüber dem

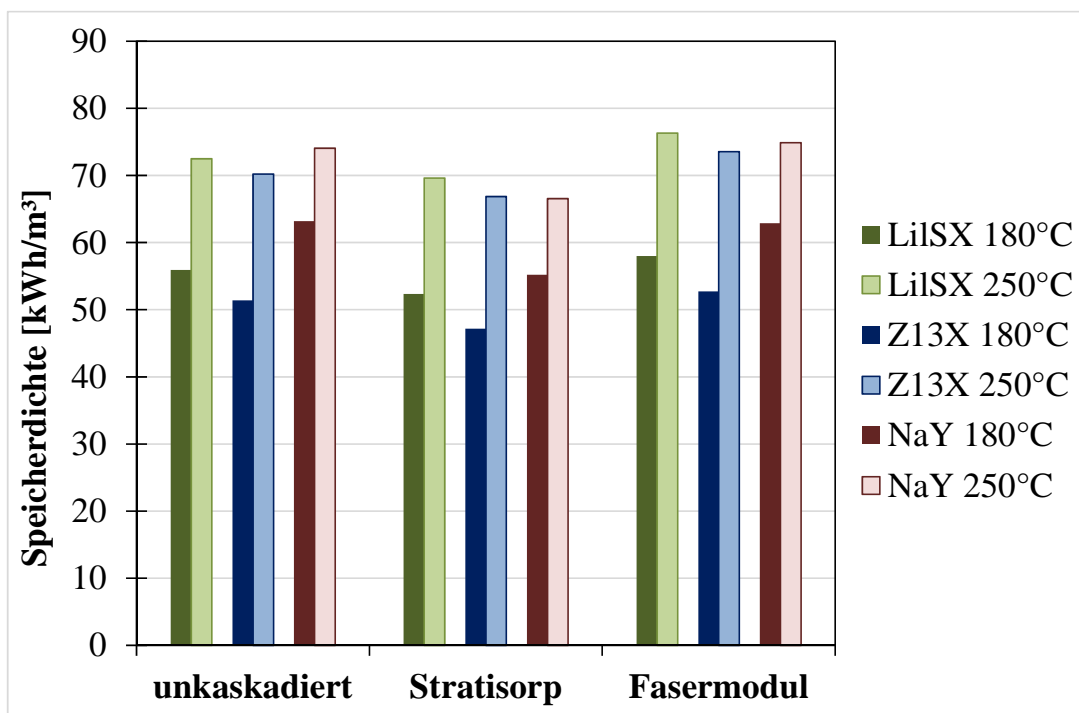


Abbildung 3.22.: Berechnete Speicherdichte des skalierten Systems für die drei untersuchten Sorbentien, jeweils unkaskadiert, kaskadiert mit Stratisorp und kaskadiert mit Fasermodule für die beiden betrachteten Desorptionstemperaturen.

unskalierten System (vgl. Abbildung 3.10 und 3.11) gesteigert. Die höchste Speicherdichte wird mit LiLSX und der Kaskadierung mit dem Fasermodule erreicht. Bei der Desorptionstemperatur

von 250 °C beträgt der Wert 76 kWh/m³ im Vergleich zu 59 kWh/m³ mit dem unskalierten System, was einer Steigerung von fast 30 % entspricht. Auch mit dem Stratisorp-System wird durch die Skalierung die Speicherdichte nochmal gesteigert, allerdings wird der Wert des unkaskadierten Systems nicht erreicht.

3.4.2. Dynamische Simulation des Speichersystems zur Bestimmung der Entladeleistungen

Abschließend werden die verfügbaren Entladeleistungen analysiert. Die Simulation der Leistungen erfolgt mit Hilfe des dynamischen Modells. Um den Rechenaufwand zu reduzieren, werden der Zeolithspeicher und die Wärmepumpe unabhängig voneinander simuliert. Dazu wird zunächst der Zeolithspeicher simuliert, um die Entladeleistungen zu analysieren. Anschließend wird die Entladeleistung aus dem Zeolithspeicher als Quelleistung für die Simulation der Wärmepumpe verwendet. Durch Nutzung des dynamischen Modells wird vor allem das Adsorptionsmodul, das Adsorber, Verdampfer und Kondensator enthält, detaillierter simuliert. Im Vergleich zu den bisher in diesem Kapitel durchgeführten Betrachtungen muss für die Bestimmung der Leistungen auch die Adsorptionskinetik berücksichtigt werden. Dadurch sind zusätzliche Randbedingungen, die definiert werden müssen, wie die Koeffizienten für Wärme- und Stofftransport im Adsorber, nötig. Die Entladeleistungen beim Zeolithspeicher und der Wärmepumpe werden durch die Adsorptionskinetik beeinflusst, wodurch sich gegenläufige Abhängigkeiten zwischen Leistung, Speicherdichte und Effizienz ergeben.

3.4.2.1. Simulation des Zeolithspeichers

Da für die eingesetzten Sorbentien keine experimentellen Daten vorliegen, wird der HX5-Wärmeübertrager aus der Veröffentlichung von Bendix et al. [46] herangezogen. Der HX5 wird hierfür auf ein Volumen von 4 m³ skaliert und die übrigen Komponenten des Speichers ebenfalls wie in Abschnitt 3.4.1 angepasst. Die Nutzung des dynamischen Modells erfordert Koeffizienten für Wärme- und Stofftransport, die aus einer Parameteridentifikation für den HX5-Wärmeübertrager übernommen werden, die im Rahmen des Projektes Maksore [31] durchgeführt wurde.

Da der HX5-Wärmeübertrager mit TiAPSO beschichtet ist, die Betrachtung des Zeolithspeichers aber für die Materialien Z13X, NaY und LiLSX durchgeführt wird, wird im Weiteren die Annahme getroffen, dass sich die Beschichtung mit NaY, Z13X und LiLSX ähnlich verhält wie mit TiAPSO. Auch bei der dynamischen Simulation der Speicherentladung wird zunächst von einer Standzeit des Speichers und einem daraus resultierenden Verlust von sensibler Wärme an die Umgebung ausgegangen. Da im Modell keine Wärmeverluste an die Umgebung implementiert sind, wird der sensible Verlust durch aktive Kühlung des Adsorbers simuliert. Diese läuft so lange,

bis ein Temperaturschwellenwert unterschritten wird. Ab diesem Punkt beginnt die Ausspeicherung der Wärme aus dem Speicher. Dabei wird die Entladeleistung gesteuert. Für die Simulationen in diesem Abschnitt wird der Adsorber mit 8 Knoten modelliert.

Die weiteren Parameter für die Simulation des Zeolithspeichers sind in Tabelle 3.8 nachzulesen. Als Dauer für die Entladung des Zeolithspeichers wird eine Zeit von 12 h angenommen.

Tabelle 3.8.: Randbedingungen der dynamischen Simulation des Zeolithspeichers.

Parameter	Wert
Stoffpaare	Wasser/NaY, Wasser/Z13X, Wasser/LiLSX
Volumen des Verdampfers	50 L
Volumen der Wasservorlage	350 L
Adsorbensmasse	1519 kg
Desorptionstemperatur	250 °C
Temperatur der Mitteltemperatur-Senke	35 °C
Temperatur der Niedertemperatur-Quelle	5 °C
Anteil der Wärmeverluste	20 %
Entladezeit	12 h

Um die Wärme aus dem Speicher nutzen zu können, ist eine möglichst konstante Nutzwärmeleistung während der Entladephase wünschenswert. Aufgrund der Beschaffenheit der Adsorptionsgleichgewichte der Sorbentien ändert sich die freigesetzte Adsorptionswärme zeitlich. Dadurch ist auch der Verlauf der Wärme, die aus dem Speicher entnommen werden kann, variabel. Die Leistung wird deshalb durch eine Anpassung der Vorlauftemperatur des Wärmeträgerfluids auf einen konstanten Wert geregelt.

Zusätzlich ist die Nutzwärmeleistung aus dem Speicher während der kaskadierenden Nutzung um den COP der Wärmepumpe höher, als bei der direkten Nutzung. Um dies in der Berechnung der Entladeleistung zu berücksichtigen, wird angenommen, dass

$$P_{\text{direkt}} = 1,2 \cdot P_{\text{kask}}, \quad (3.11)$$

für die direkt Leistung P_{direkt} gilt, unter Verwendung der kaskadierenden Leistung P_{kask} .

Die Entladung des Speichers wird für sieben verschiedene Leistungsniveaus analysiert, 8 kW, 24 kW, 28 kW, 32 kW, 36 kW, 40 kW und 44 kW. Die unterschiedlichen Leistungsniveaus werden durch die Verwendung unterschiedlicher Massenströme simuliert. Die Leistungsverläufe während der Entladung für die drei betrachteten Materialien sind in Abbildung 3.23 über der Entladezeit aufgetragen. Die Abbildung 3.23 (b) stellt die Adsorberaustrittstemperaturen der Leistungsniveaus

für das Material NaY dar. Die Adsorberaustrittstemperatur hat zu Beginn der Entladung die Temperatur $T_{sens,min}$, die nach der sensiblen Abkühlung mit 20 % Verlust im Speicher vorliegt.

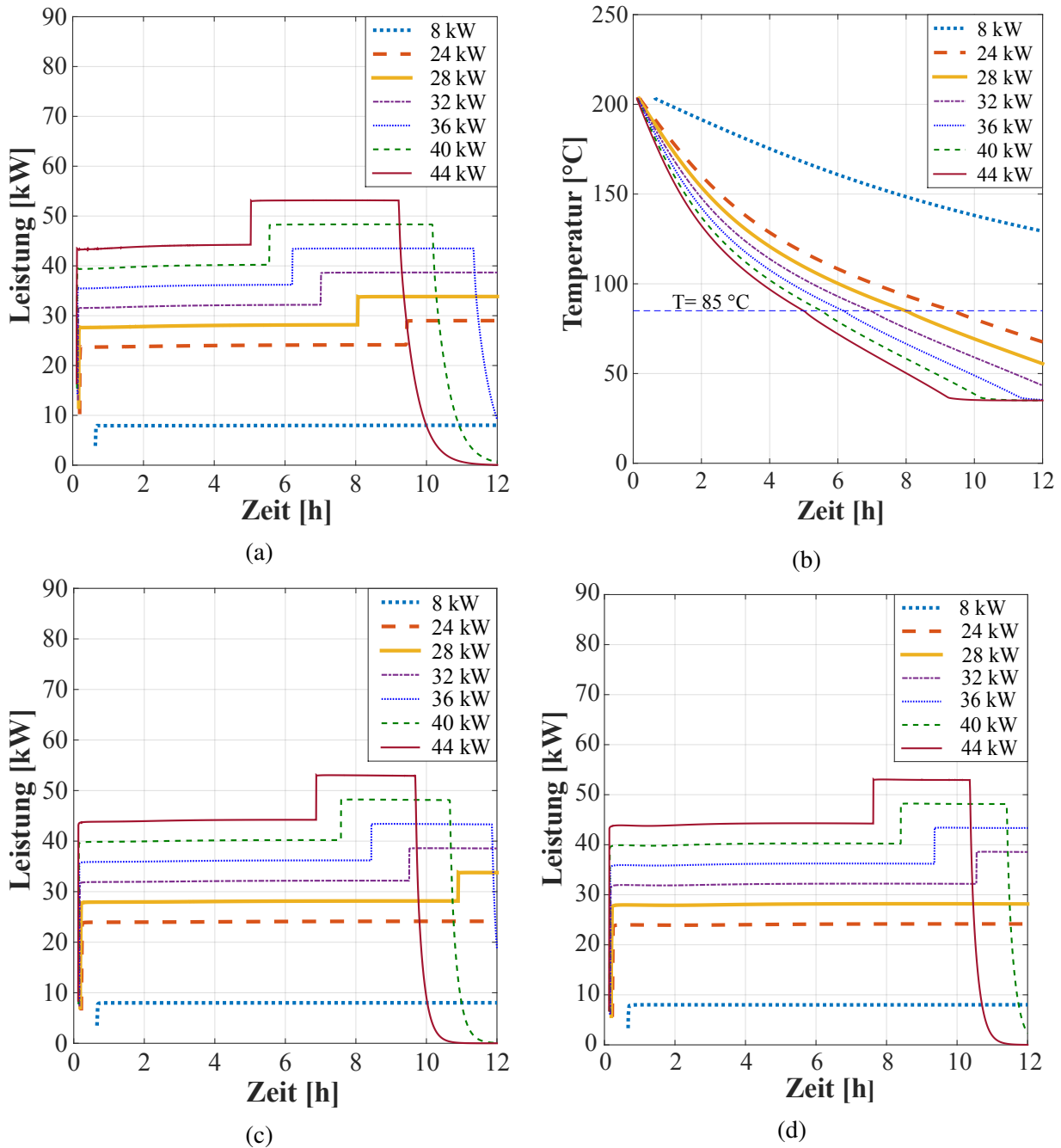


Abbildung 3.23.: Berechnete Leistungs-Verläufe während der Entladung des Speichers mit Material NaY (a) und Verläufe der Austrittstemperatur des Adsorbers während der Entladung mit Material NaY (b), sowie Leistungs-Verläufe während der Entladung mit Material Z13X (c) und mit Material LiLSX (d), jeweils für die unterschiedlichen Leistungsniveaus.

Das Sorbens NaY in Abbildung 3.23 (a) zeigt bei einer Entladeleistung von 8 kW eine sehr geringe Entladung. Dadurch ist der Speicher auch nach 12 h noch nicht vollständig entladen und

die Adsorberaustrittstemperatur befindet sich noch im kaskadierenden Bereich, da sie oberhalb der Temperatur 85 °C liegt. Bei der größten Entladeleistung (44 kW) können drei Bereiche identifiziert werden. Im ersten Abschnitt wird die Leistung aus dem Speicher extrahiert, bis der kaskadierende Betrieb nach ungefähr 5 h endet, da die Adsorberaustrittstemperatur unter 85 °C fällt. Dann wird direkt entladen, bis die minimale Vorlaufstemperatur zum Speicher erreicht ist. Danach, bei ungefähr 9 h, stellt der Speicher keine Leistung mehr bereit. Die Entladeleistung von 36 kW zeigt ein ähnliches Verhalten, ist aber zeitlich verschoben, sodass das Ende der direkten Entladung und somit der Leistungsabfall erst nach etwa 11 h stattfindet. Um eine Wärmebereitstellung über die gesamten 12 h zu erreichen, muss die Entladeleistung noch leicht verringert werden.

Das Sorbens Z13X, dessen Leistungsverläufe die Abbildung 3.23 (c) darstellt, weist bei einer Entladeleistung von 36 kW eine Entladungszeit von 12 h auf.

Die Abbildung 3.23 (d) für das Sorbens LiLSX illustriert, dass bei einer Entladeleistung von 40 kW der Speicher nach ungefähr 11 h entladen ist, aber bei 36 kW der Speicher innerhalb der 12 h noch nicht ganz entladen ist.

Die Ergebnisse der Simulationen zeigen, dass bei einer konstanten Entladeleistung von 36 kW alle drei betrachteten Materialien eine Entladezeit von 12 h ermöglichen. Deshalb wird diese Entladeleistung als Quellleistung für die Wärmepumpe angenommen.

3.4.2.2. Simulation der Wärmepumpe

Nach der Ermittlung der Entladeleistung aus dem Zeolithspeicher, erfolgt die Simulation der Wärmepumpe. Da für die Fasermodulwärmepumpe keine vollständigen Daten zu Wärme- und Stofftransportkoeffizienten vorliegen, werden die Daten des eZea-Moduls für die Simulation der Wärmepumpe verwendet. Im Gegensatz zur Fasermodul Wärmepumpe besteht das eZea-Modul aus Lamellen. Bei der Fasermodul-Wärmepumpe handelt es sich um eine Wärmepumpe, die aus zwei Modulen aufgebaut ist, so dass eine interne Wärmerückgewinnung realisiert werden kann. Jedes der beiden Module beinhaltet zwei Wärmeübertrager, einen als Adsorber und einen, der abwechselnd als Verdampfer und Kondensator fungiert.

Die dynamische Simulation der Wärmepumpe simuliert lediglich eines der beiden Module, da beide Module denselben Zyklus durchlaufen, der nur um einen Halbzyklus verschoben ist.

Die Antriebswärme für die Wärmepumpe liefert die Wärme aus dem Zeolithspeicher. Daher muss die Wärmepumpe die aus dem Speicher entnommene Entladeleistung aufnehmen können. Um eine Leistung von 36 kW an die Wärmepumpe zu transferieren, muss jedes der beiden Module 18 kW aufnehmen können. Da die Fasermodul-Wärmepumpe normalerweise für kleinere Leistungen, im Bereich 2 kW bis 3 kW ausgelegt ist (vgl. [67]), musste sie für die Untersuchungen entsprechend hochskaliert werden. Die Vorgehensweise bei der Skalierung wird im Folgenden beschrieben.

Die Simulationen zur Wärmepumpe wurden im Projekt Maksore durchgeführt. Dabei wurden verschiedene Skalierungsgrade und eine parallele und eine serielle Verschaltung für die Skalierung untersucht. Bei der parallelen Skalierung sind mehr Fluidpfade im Modul gegenüber dem Referenzfall, bei der seriellen Verschaltung sind die Fluidpfade länger. Zusätzlich wurden zwei Regelungsstrategien untersucht, mit dem Ziel den COP der Wärmepumpe zu erhöhen. Bei der ersten handelt es sich um eine Umkehr der Fließrichtung des Wärmeträgerfluids durch den Adsorber bei Umschaltung der Halbzyklen. Die zweite Regelungsstrategie setzt auf eine verzögerte Halbzyklenumschaltung, wodurch nach der Halbzyklenumschaltung kurzzeitig kein Wärmeträgerfluid durch den Verdampfer/Kondensator fließt. Die hier beschriebenen Untersuchungen sind im Endbericht des Projektes Maksore [31] und im Anhang A genauer nachzulesen.

Das Ergebnis aus den Simulationen zur Wärmepumpe ist, dass eine serielle Skalierung mit dem Faktor 7,5 und eine verzögerte Umschaltung der Halbzyklen zwischen den beiden Modulen eingesetzt werden sollte, um die Leistung aus dem Speicher aufzunehmen und den besten COP zu liefern.

Da sich die Austrittstemperatur aus dem Speicher während der Entladung ändert (vergleiche Abbildung 3.23 (b)), ist die Desorptionstemperatur für die Wärmepumpe nicht konstant. Deshalb wird der COP für verschiedene Desorptionstemperaturen bestimmt. Aus den dazu durchgeführten Variationen ergibt sich eine COP Kennlinie, die in Abbildung 3.24 dargestellt ist.

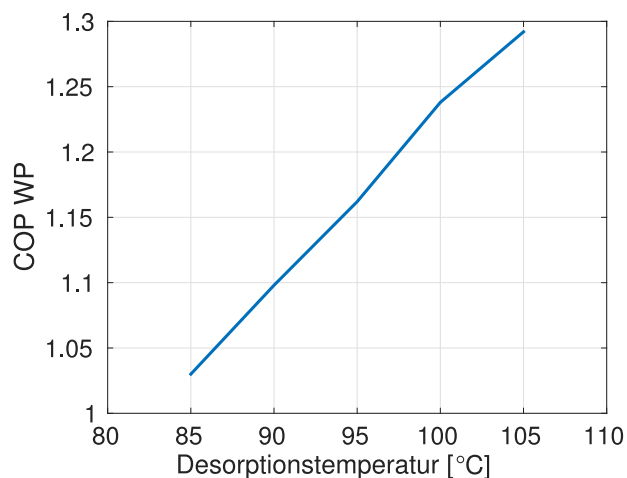


Abbildung 3.24.: Berechneter COP-Wert der WP als Funktion der Desorptionstemperatur [31].

Aus den Leistungsverläufen (Abbildung 3.23) und der COP Kennlinie kann die Speicherdichte und die Effizienz für das kaskadierende System aus dem dynamischen Modell bestimmt werden. Die so berechneten Werte für die drei Materialien sind in der Tabelle 3.9 zusammengefasst.

Tabelle 3.9.: Speicherdichten und Effizienzen aus der dynamischen Berechnung.

Material	Speicherdichte	Effizienz
NaY	79 kWh/m ³	1,02
Z13X	82 kWh/m ³	1,06
LiLSX	88 kWh/m ³	1,07

Dabei zeigen die Speicherdichten aus dem dynamischen Modell leicht höhere Werte als die, der statischen Betrachtung (vgl. Abbildung 3.22). Das statische Modell ermittelt für das Sorbens LiLSX 76 kWh/m³, während das dynamische Modell einen um 12 kWh/m³ höheren Wert zeigt; bei den anderen beiden Materialien liegt der Zugewinn bei ungefähr 5 kWh/m³. Auch die Effizienzen sind durch die dynamische Simulation leicht höher (ca. 0,02 für alle Materialien).

Der Unterschied zwischen den beiden Betrachtungen ist durch den COP der Adsorptionswärmepumpe zu erklären. Bei der statischen Betrachtung wird ein konstanter Wert von 1,2 angenommen. Die COP-Kennlinie aus Abbildung 3.24 zeigt, dass bei einer dynamischen Betrachtung für Desorptionstemperaturen höher als 97,5 °C Werte von größer 1,2 auftreten. Da ein großer Teil der Adsorptionswärme aus dem Zeolithspeicher eine höhere Temperatur hat, führt das auch zu den erhöhten Werten der Speicherdichte. Da mit dem Material LiLSX in diesem Bereich die größte Wärmemenge bereitgestellt werden kann, ist hier die Zunahme größer als bei den beiden anderen Sorbentien.

3.5. Fazit zum kaskadierenden Adsorptionsspeicher

Die Ergebnisse zum kaskadierenden Adsorptionsspeicher in diesem Kapitel zeigen, dass durch den Einsatz des kaskadierenden Speichers eine Erhöhung der Speicherdichte und Speichereffizienz gegenüber einem unkaskadierten Adsorptionsspeicher möglich ist. Allerdings hat das Systemvolumen einen großen Einfluss auf die erreichbare Speicherdichte, so dass bei der Kaskadierung mit dem Stratisorp-System, aufgrund des großen Systemvolumens, durch die Kaskadierung nur eine Steigerung der Effizienz erzielt werden kann. Auch die weiteren Randbedingungen, wie die Systemtemperaturen und der Temperaturhub zwischen Verdampfer und Nutzniveau, haben große Auswirkungen auf die Zielgrößen.

Die höchste Speicherdichte von 60 kWh/m³ bei einer Effizienz von 1,06 ist durch die Kaskadierung mit dem Fasermodule und dem Material LiLSX zu erreichen. Ein Grund für die niedrigen Werte im Vergleich zu verfügbaren Literaturwerten über 100 kWh/m³ ist die Betrachtung als Tagesspeicher und die dadurch unterschiedlichen Anforderungen an den Adsorber. Die Nutzung eines

beschichteten Wärmeübertragers als Adsorber führt zu einer um die Hälfte reduzierten Sorbendichte gegenüber geschütteten Speichern.

Ein Zugewinn bei der Speicherdichte kann durch eine Skalierung des Systems erreicht werden, da bei einer Skalierung des Zeolithspeichers die übrigen Komponenten in geringerem Maße skaliert werden müssen. Mit dem skalierten Speicher und durch Nutzung des dynamischen Modells wird eine Speicherdichte von 88 kWh/m^3 berechnet. Zusätzlich kann die Effizienz des kaskadierenden Speichers durch Nutzung der Kondensationswärme während der Ladephase des Speichers erhöht werden. Bei einer Nutzung der kompletten Kondensationswärme kann die Effizienz mit dem Material LiLSX um 0,6 erhöht werden.

4 Sorptionsunterstützter Wasserspeicher

Das zweite Wärmespeicherkonzept, das in dieser Arbeit untersucht wird, ist der sorptionsunterstützte Wasserspeicher (Sorption Assisted Water Storage, kurz SAWS), wobei zuerst der Aufbau und die Funktionsweise des SAWS beschrieben wird, bevor die wichtigen Prozessgrößen und Randbedingungen aufgezeigt werden. Da für den SAWS die thermische Schichtung im Wasserspeicher eine große Rolle spielt, werden experimentelle Ergebnisse zum Einfluss von Einströmung und Vermischung auf die Schichtung in einem Plexiglastank vorgestellt und analysiert. Teilergebnisse zum sorptionsunterstützten Wasserspeicher wurden bereits in [76] veröffentlicht.

4.1. Funktionsweise und Analyse des SAWS

Den Aufbau des sorptionsunterstützten Wasserspeichers und die Komponenten des Systems stellt die Abbildung 4.1 dar. Die Hauptkomponenten des Systems sind eine Adsorptionswärmepumpe und ein geschichteter Wasserspeicher, die durch eine Ventilbank miteinander verbunden sind. Mit Hilfe dieser kann Wasser aus verschiedenen Höhen des Speichers, entsprechend seiner Temperatur, entnommen und wieder eingeschichtet werden. An das obere Ende des Tanks ist eine Wärmequelle angeschlossen, um den Speicher mit thermischer Energie zu beladen. Die Nutzwärme wird aus dem unteren Teil des Tanks an die Mitteltemperatursenke abgegeben. Der Verdampfer der Adsorptionswärmepumpe wird durch eine Niedertemperaturquelle gespeist, die zusätzlich den unteren Teil des Tanks kühlt.

Beim sorptionsunterstützten Wasserspeicher wird die Wärme in einem Schichtwärmespeicher gespeichert, der sensible Wärme speichert. Die Speicherdichte eines sensiblen Wärmespeichers ist proportional zur Temperaturdifferenz der maximal be- und entladenen Speicherzustände.

Bei der direkten Entladung des Schichtwärmespeichers wird die Exergie des heißen Wassers nicht vollständig genutzt, weswegen beim SAWS das heiße Wasser aus dem oberen Bereich des Speichers zum Antrieb einer Adsorptionswärmepumpe (AWP) genutzt wird. Dadurch kann zusätzliche Umgebungswärme von einer Niedertemperaturquelle aufgenommen werden, um die nutzbare

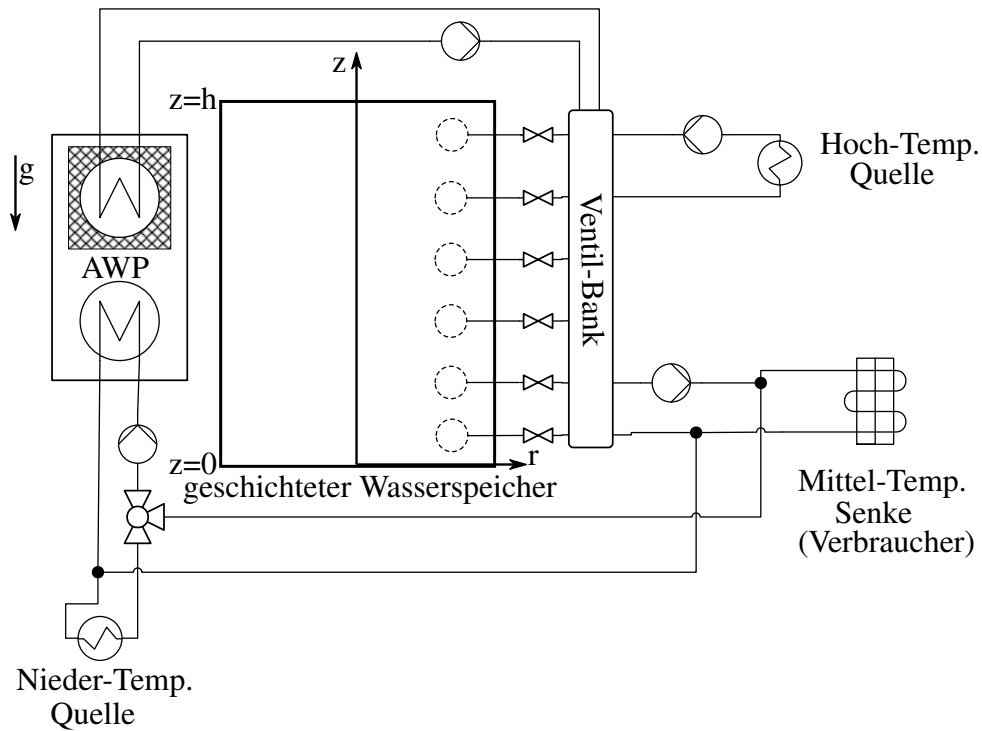


Abbildung 4.1.: System Schema des sorptionsunterstützten Wasserspeichers adaptiert von [76].

Wärme während der Entladung zu steigern. Sobald die Temperatur des Wassers im Tank zu niedrig ist, um die AWP zu desorbieren, wird die Wärme aus dem Speicher direkt genutzt. Während des Desorptionshalbzyklus der AWP wird im Kondensator der Adsorptionswärmepumpe ebenfalls nutzbare Wärme frei. Das Konzept des SAWS wird auch von Schwamberger et al. [88] diskutiert.

Das SAWS-System wird so betrieben, dass der Adsorber mit geringen treibenden Temperaturdifferenzen beaufschlagt wird, indem Wasser aus dem Speicher knapp unterhalb der aktuellen Adsorbtemperatur entnommen wird, um diesen zu kühlen, und knapp oberhalb, um diesen zu heizen.

Die Ein- und Ausschichtung des Wassers aus dem Speicher zur Versorgung des Adsorbers erfolgt dabei analog zum Stratisorp-Konzept. Dabei wird während der Adsorption zunächst das Wasser aus dem oberen Bereich des Tanks entnommen und wieder eingeschichtet, im Laufe des Adsorptionszyklus wird so geschaltet, dass immer niedrigere Bereiche genutzt werden. Während der Desorption zu Beginn kann das Wasser aus dem unteren Bereich genutzt werden und es wird im Laufe des Halbzyklus zu höheren Bereichen geschaltet. Auf diese Weise kann die Exergie des Speichers weitgehend energetisch ausgenutzt werden, weil der Adsorber während des gesamten Zyklus mit geringen treibenden Temperaturdifferenzen betrieben wird.

Die Effizienz des SAWS kann dadurch erhöht werden, dass der geschichtete Wärmespeicher zusätzlich zur internen Wärmerückgewinnung zwischen den Halbzyklen der AWP genutzt wird. Die freigesetzte Adsorptionswärme wird über die Ventilbank in den Schichtwärmespeicher geleitet und

dort gespeichert. Im Desorptionshalbzyklus wird sie dann wieder aus dem Speicher entnommen und zum Regenerieren des Adsorbers verwendet.

Für den Betrieb des SAWS werden zwei verschiedene Betriebsweisen während der Entladung des Systems betrachtet, eine kontinuierliche und eine intermittierende. Die beiden Betriebsweisen unterscheiden sich in der Art der Bereitstellung der nutzbaren Wärme.

Bei der kontinuierlichen Betriebsweise wird kontinuierlich Wärme aus dem Wasserspeicher an die Nutzwärmesenke abgegeben. Während des Desorptionshalbzyklus der Wärmepumpe wird zusätzlich die Kondensationswärme genutzt. Im intermittierenden Betrieb wird die Nutzwärme direkt vom Adsorber am Ende des Adsorptionshalbzyklus entnommen und zusätzlich, wie beim kontinuierlichen Betrieb, vom Kondensator im Desorptionshalbzyklus. Die Wärme aus dem Speicher wird ausschließlich zur Desorption der AWP verwendet. Diese Betriebsweise führt zu einer diskontinuierlichen Bereitstellung von Wärme an die Mitteltemperatursenke und ist dadurch passend für Nutzszenarien, bei denen das System eine hohe thermische Masse beinhaltet, was zum Beispiel bei Gebäudeheizungen mit Radiatoren der Fall ist. Wenn die Wärme im Wasserspeicher nicht mehr ausreicht, um die Wärmepumpe zu betreiben, wird die restliche Wärme des Wasserspeichers direkt genutzt. Diese direkte Entladungsphase ist bei beiden Betriebsweisen gleich, wobei der Energieinhalt des Wasserspeichers zur Berechnung der Speicherdichte genutzt wird.

Als Wärmepumpe für das SAWS-System wird ein kommerziell verfügbares eZea-Modul der Fahrenheit GmbH genutzt. Die Wärme- und Stofftransferparameter des Moduls, die für die dynamische Simulation benötigt werden, sind in vorherigen Projekten bestimmt worden. In dieser AWP wird das Stoffpaar Wasser/SAPO-34 eingesetzt, welches von SorTech synthetisiert wurde [89]. In den Veröffentlichungen von Fuldner [30] und Stallmach et al. [90] können die Materialdaten des Adsorbens nachgelesen werden. Für die Entladung des SAWS wird, wie auch bei der Betrachtung des kaskadierenden Speichers, eine Entladezeit von 12 h angenommen. Dies hat Auswirkungen auf die Entladeleistungen und die Anzahl der Wärmepumpenzyklen, die durchgeführt werden können.

4.2. Sensitivität des SAWS auf Prozessgrößen

Zunächst werden für den SAWS die Speicherdichte und die Speichereffizienz als Zielgrößen untersucht. Für den Betrieb des SAWS werden Referenzparameter definiert, die für die Simulation der Speicherentladung herangezogen werden. Diese orientieren sich an den Werten, die auch für die Berechnung des kaskadierenden Speichers verwendet werden. Die wichtigsten Parameter sowie deren Werte sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Tabelle 4.1.: Angenommene Referenzwerte zur Analyse des sorptionsunterstützten Wasserspeichers (SAWS).

Parameter	Wert
Stoffpaar AWP	Wasser/SAPO-34
Speichermedium	Wasser
Maximaltemperatur im Speicher	105 °C
Kondensatoreinlasstemperatur	35 °C
minimale Adsorbereinlasstemperatur	35 °C
Verdampferinlasstemperatur	5 °C
Volumen des Wasserspeichers	1 m ³
Höhe des Wasserspeichers	2 m
Dämmstärke Boden/Deckel	0,072 m
Dämmstärke Zylindermantel	0,08 m
Dämmvolumen	0,545 m ³
Systemmassenstrom	0,194 kg/s
Volumen der AWP	0,1 m ³
Volumen der Verrohrung	0,008 m ³
Volumen des Systems inklusive Rohre und Dämmung	1,653 m ³

Wie beim kaskadierenden System besteht ein erheblicher Teil des Systemvolumens aus Wärmedämmvolumen des Speichers. Zur Berechnung der Dämmstärke wird die gleiche Berechnungsmethodik wie für den Schichtspeicher des Stratisorp-Systems verwendet. Das Dämmmaterial ist Polyurethan mit einer Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 0,03 \text{ W}/(\text{mK})$ und es ergibt sich ein $(U \cdot A)$ -Wert von $2,58 \text{ W}/\text{K}$, der zu einer Dämmstärke von $0,072 \text{ m}$ am Boden und Deckel des Speichers und $0,08 \text{ m}$ am Zylindermantel führt. Das Dämmvolumen beträgt $0,545 \text{ m}^3$.

Das Gesamtvolumen inklusive der zusätzlichen Rohre und der Wärmepumpe beträgt $1,653 \text{ m}^3$. Um die Unsicherheiten der gewählten Referenzparameter zu überprüfen, wird eine simulationsgestützte Sensitivitätsanalyse bezüglich der Zielgrößen durchgeführt.

Für die Parametervariationen werden wenige Parameter variiert und die übrigen Parameter werden als konstant angenommen, damit der Einfluss der variierten Parameter eindeutig identifiziert werden kann.

4.2.1. Variation der Zyklenanzahl

Für alle Parameter wird eine feste Zyklenanzahl verwendet. Deshalb erfolgt zunächst eine Simulation, um die Speicherdichte und die Speichereffizienz für verschiedene Zyklenanzahlen zu

ermitteln, wozu die intermittierende Bereitstellung von Wärme und ein voll geheizter Speicher angenommen werden.

Es werden die Werte für eine Zyklenzahl von 10 bis 73 ausgewertet, da der COP der Wärmepumpe bei höheren Zyklenzahlen unter 1 fällt und deshalb eine Nutzung der Wärmepumpe nicht mehr sinnvoll ist.

In Abbildung 4.2 sind die Speicherdichten für die verschiedenen Zyklenzahlen dargestellt. Die Speicherdichte ist dabei jeweils nochmal aufgeteilt in den Wärmepumpenanteil und den direkt genutzten Anteil.

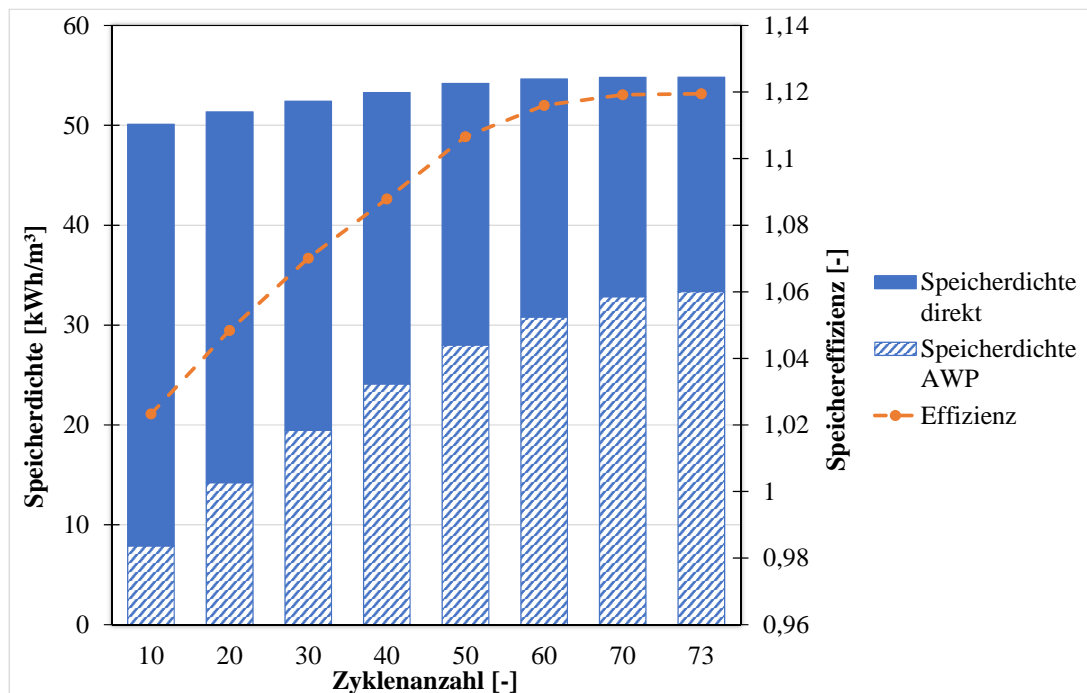


Abbildung 4.2.: Berechnete Speicherdichte und Speichereffizienz als Funktion der Zyklenzahl sowie Anteile der Speicherdichte des Wasserspeichers und der AWP.

Aus dem Diagramm ist zu erkennen, dass die erreichbare Speicherdichte mit steigender Zyklenzahl graduell steigt, das heißt sie weist eine geringe Sensitivität auf die Zyklenzahl auf. Mit 10 Zyklen beträgt diese 50 kWh/m^3 , für 50 simulierte Zyklen ist eine Speicherdichte von 54 kWh/m^3 möglich. Mit mehr als 50 Zyklen ist keine weitere Steigerung erkennbar.

Die Kurven für den direkten genutzten Anteil und den Wärmepumpenanteil zeigen, dass mit zunehmender Zyklenzahl der Wärmepumpenanteil steigt, während der direkt genutzte Anteil abnimmt. Es ist allerdings zu erkennen, dass beide Kurven einen konvergenten Verlauf annehmen, was mit dem Abfallen des Wärmepumpen COPs gegen Ende der Simulation zusammenhängt. Die Wärme im Wasserspeicher reicht hier nicht mehr aus, um die Wärmepumpe anzutreiben.

Eine signifikante Sensitivität ist für die Speichereffizienz im Bereich 10 bis 50 Zyklen erkennbar. Mit steigender Zyklenanzahl nimmt auch die Speichereffizienz zu, da durch eine längere Wärmepumpennutzung mehr Wärme aus dem Speicher vergütet wird. Es ist aber auch hier zu erkennen, dass ab einer Zyklenanzahl von 50 nur noch eine geringe Effizienzsteigerung möglich ist, was wiederum dem fallenden Wärmepumpen COP geschuldet ist.

Zusätzlich zur Zyklenanzahl wird die Zykluszeit betrachtet, da als Annahme für den SAWS eine Entladezeit von 12 h betrachtet wird. Da nach dem Wärmepumpenbetrieb der Rest des Speichers direkt entladen werden soll, um die gesamte Speicherkapazität zu nutzen, ist ein Wärmepumpenbetrieb von weniger als 12 h erforderlich. In Tabelle 4.2 sind die Zeiten zu sehen, die für die betrachtete Anzahl von Wärmepumpenzyklen nötig ist.

Tabelle 4.2.: Berechnete Dauer der Wärmepumpenzyklen des Referenz-SAWS Systems.

Zyklenzahl	Zeit
10	2,04 h
20	4,5 h
30	7,19 h
40	10,11 h
50	12,93 h
60	15,29 h
70	17,3 h
73	17,86 h

Die Daten zeigen, dass die Betriebsdauer für 40 Zyklen 10,11 h beträgt und für 50 Zyklen die Zeit bereits länger als die geforderten 12 h ist. Deshalb wird für die weitere Betrachtung eine konstante Zyklenanzahl von 40 verwendet, um unter den 12 h zu bleiben. Da sich durch Veränderung der Parameter auch die Zeit der einzelnen Zyklen ändert, schwankt die Zeit für die betrachteten 40 Zyklen leicht.

Die genaue Entladezeit wird bei den Parametervariationen für die Speicherdichte und Speichereffizienz aufgrund der geringen Schwankungen nicht betrachtet. Für die aus dem Speicher entnehmbare Entladeleistung ist sie allerdings ein wichtiger Faktor, der deswegen bei der Diskussion der Leistungen berücksichtigt werden muss.

4.2.2. Variation des Anfangsprofils und des Betriebsmodus

Um den SAWS mit verschiedenen Anfangsbedingungen zu untersuchen, wird für die beiden Betriebsweisen der Beladungszustand des Wasserspeichers zu Beginn der Entladephase variiert.

Dabei wird im Speicher ein Anfangsprofil vorgegeben, das aus einem konstanten Temperaturplateau und einem linearen Temperaturabfall besteht, wie in Abbildung 4.3 dargestellt. Dadurch ist der obere Bereich des Speichers auf Maximaltemperatur beladen und am Boden liegt im Speicher die Minimaltemperatur vor. Variiert wird für die Betrachtung die Höhe des Plateaus, das auf die maximale Temperatur geladen wird. Um die Höhe genauer zu definieren, wird eine neue Größe, das Plateau-Höhen-Verhältnis (PHV) eingeführt:

$$\text{PHV} = \frac{h_P}{h_S}. \quad (4.1)$$

Das PHV beschreibt die Höhe des Plateaus h_P im Verhältnis zur Speicherhöhe h_S . Ein größeres PHV bedeutet demnach eine größere Höhe des Plateaus und somit mehr Wärme, die zu Beginn der Simulation im Wasserspeicher gespeichert ist. Das PHV wird von 0,1 bis 1 variiert, wobei für ein PHV von 1 der Wasserspeicher vollständig auf Maximaltemperatur aufgeheizt ist und dadurch kein linearer Temperaturabfall vorhanden ist.

Bei der Entladung des SAWS gibt es einen Bereich, in dem die AWP genutzt wird, und einen Bereich, in dem die Wärme aus dem Speicher direkt genutzt wird. In der Abbildung 4.3 sind die einzelnen Bereiche zu erkennen. Ausgehend vom Anfangsprofil bis zur roten Kurve (Ende AWP) wird der Speicher unter Nutzung der Wärmepumpe entladen, die im Wasserspeicher verbliebene Wärme bis zur orangenen Gerade (Ende direkte Entladung) wird als direkte Entladung angenommen.

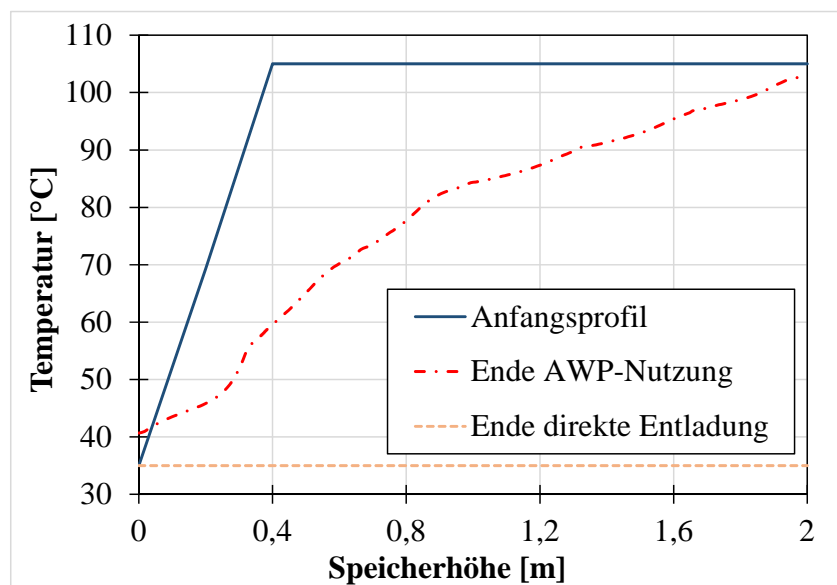


Abbildung 4.3.: Vergleich der Temperaturprofile im Speicher zu Beginn der Entladung des SAWS und zum Ende des Wärmepumpenbetriebs für ein PHV von 0,8, adaptiert von [76].

In Abbildung 4.4 sind die erreichbaren Speicherdichten und Speichereffizienzen dargestellt. Das

Ansteigen der Speicherdichte mit steigendem PHV spiegelt den Anstieg der Energie des Anfangszustands des Speichers wider. Durch das höhere PHV schaltet das System in den ersten Zyklen auch schnell in den letzten Adsorptionsschritt. Dies bedeutet, dass beim intermittierenden Betrieb in den ersten Zyklen annähernd während des gesamten Adsorptionshalbzyklus Wärme entnommen werden kann. Zusätzlich zeigen die Abbildungen, dass beim intermittierenden Betrieb (4.4 (b)) im Vergleich zum kontinuierlichen Betrieb (4.4 (a)) eine leicht höhere Speicherdichte erreicht werden kann.

Bei der kontinuierlichen Bereitstellung von Wärme ist zudem zu erkennen, dass die Speichereffizienz ein lokales Maximum bei einem PHV von 0,2 hat. Mit steigendem PHV und dadurch erhöhter Speicherdichte nimmt die Speichereffizienz ab. Der Grund dafür ist, dass weniger kaltes Wasser für den Adsorptionszyklus vorhanden ist und der Tank dadurch zu Beginn fast direkt entladen wird. Der COP der Wärmepumpe ist in den ersten Zyklen klein, was zu einer niedrigeren Speichereffizienz führt.

Durch die intermittierende Bereitstellung von Wärme hat das PHV einen geringeren Einfluss auf die Speichereffizienz, da die direkte Entladung des Speichers zu Beginn reduziert wird. Das Maximum verschiebt sich deshalb, hin zu größeren PHV, da der Adsorber auch direkt den Verbraucher beliefern kann.

Für den hohen geforderten Temperaturhub wird auch eine hohe Desorptionstemperatur benötigt, damit die AWP betrieben werden kann. Dadurch wird die Zeit, während der die AWP genutzt werden kann, verringert, was zu einem größeren Anteil an direkt genutzter Wärme führt.

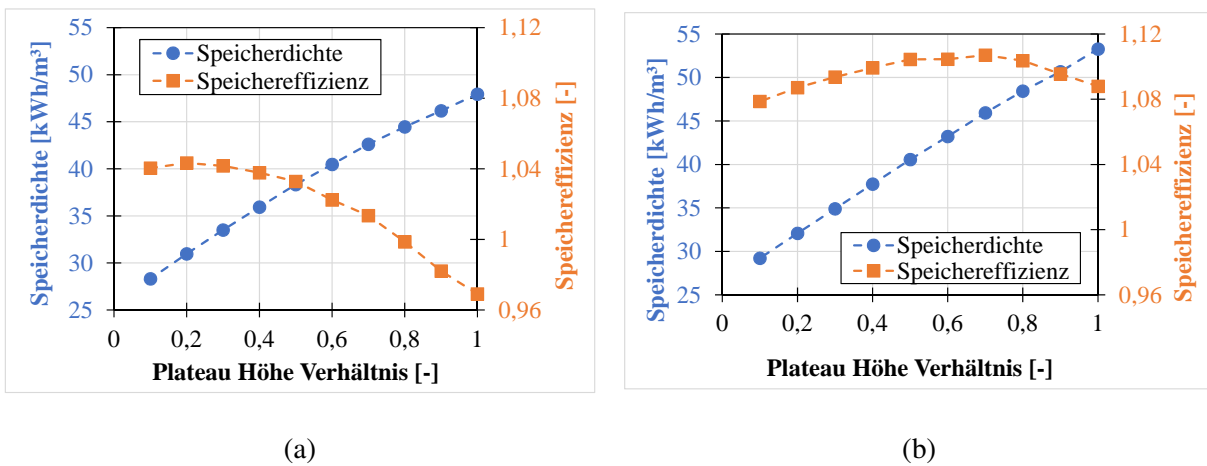


Abbildung 4.4.: Simulierte Auswirkung der Variation des PHV auf die Speicherdichte und Effizienz bei kontinuierlicher Bereitstellung von Wärme (a) und intermittierender Bereitstellung von Wärme (b).

Die höchste erreichbare Speicherdichte beträgt hier 53 kWh/m^3 beim intermittierenden Betrieb und einem $\text{PHV} = 1$. Als Vergleich wird die Speicherdichte berechnet, die durch eine Direktentladung des Speichers, ohne zusätzliche Nutzung einer Wärmepumpe, erreichbar ist. Durch die

direkte Entladung ergibt sich ein Wert von 52 kWh/m^3 . Der SAWS hat also nur eine leicht höhere Speicherdichte im Vergleich zur Direktentladung. Durch die Wärmepumpennutzung kann zwar die Effizienz im Vergleich zur reinen Direktentladung erhöht werden, da aber das zusätzliche Volumen der Wärmepumpe in die Speicherdichte mit einberechnet werden muss, ist bei dieser kein großer Gewinn zu erreichen.

Da die Speicherdichte mit zunehmender Beladung des Wasserspeichers zunimmt, wird für die weiteren Betrachtungen der Speicher vollständig auf die Temperatur von 105°C geladen ($\text{PHV} = 1$). Bei der kontinuierlichen Bereitstellung von Wärme bei vollgeladenem Speicher nimmt die Speichereffizienz deutlich ab und auch die Speicherdichte ist geringer, als bei der intermittierenden Bereitstellung. Demgegenüber ist die Effizienz beim intermittierenden Betrieb kaum sensitiv bezüglich des PHV, weshalb sowohl Speicherdichte und Speichereffizienz simultan maximiert werden können ($\text{PHV} = 1$). Deshalb wird für die weiteren Untersuchungen nur die intermittierende Bereitstellung von Wärme weiterverfolgt.

4.2.3. Variation des Temperaturhubs

Für die Simulationen im Rahmen dieser Arbeit wird ein Temperaturhub von 30 K als Referenzwert angenommen, der realistisch ist in Bezug auf eine Anwendung im Heizungsbereich.

Für die Wärmepumpe, die für den SAWS eingesetzt wird, ist dieser große Temperaturhub allerdings nicht einfach zu erreichen. Deshalb soll in diesem Abschnitt untersucht werden, wie sensitiv die Zielgrößen des SAWS auf die Variation des Temperaturhubs reagieren. Dazu wird der Temperaturhub von 15 K bis 30 K variiert, wobei für die kleineren Temperaturhübe Nutztemperaturen von 27°C bis 35°C untersucht wurden. Bei allen Simulationen wird der Speicher als voll geladen angenommen. Die Temperatur des Kondensators entspricht der minimalen Adsorbtemperatur.

Abbildung 4.5 zeigt die berechneten erreichbaren Speicherdichten als Funktion des Temperaturhubs.

Die Speicherdichte nimmt mit steigendem Temperaturhub monoton ab. Grund dafür ist die Wärmepumpe, die bei kleineren Temperaturhüben effizienter betrieben werden kann. Für die Berechnungen mit 15 K Hub sind Speicherdichten bis über 68 kWh/m^3 erreichbar. Ebenso nimmt mit sinkender Nutztemperatur die Speicherdichte zu, da der Speicher durch die niedrigere Nutztemperatur weiter entladen werden kann.

Die Speichereffizienz als Funktion des Temperaturhubs ist in Abbildung 4.6 dargestellt.

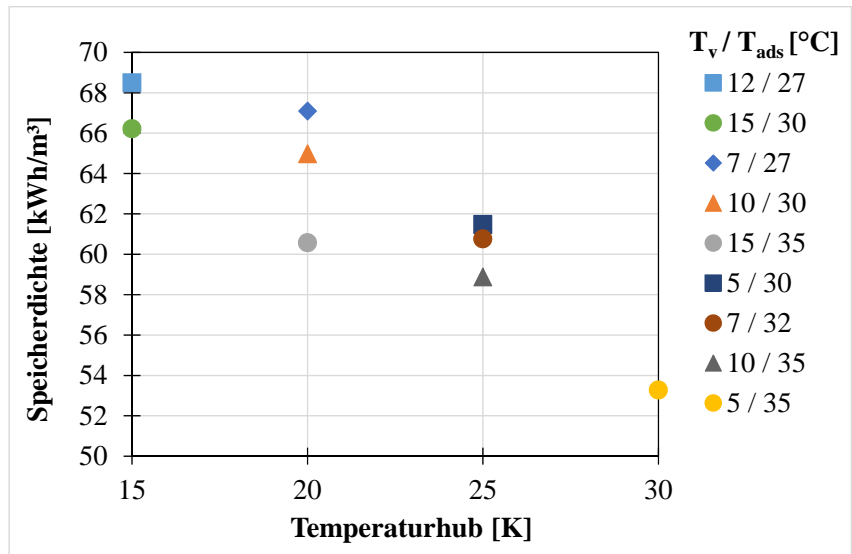


Abbildung 4.5.: Berechnete Speicherichten als Funktion des Temperaturhubs bei verschiedenen Temperaturkombinationen.

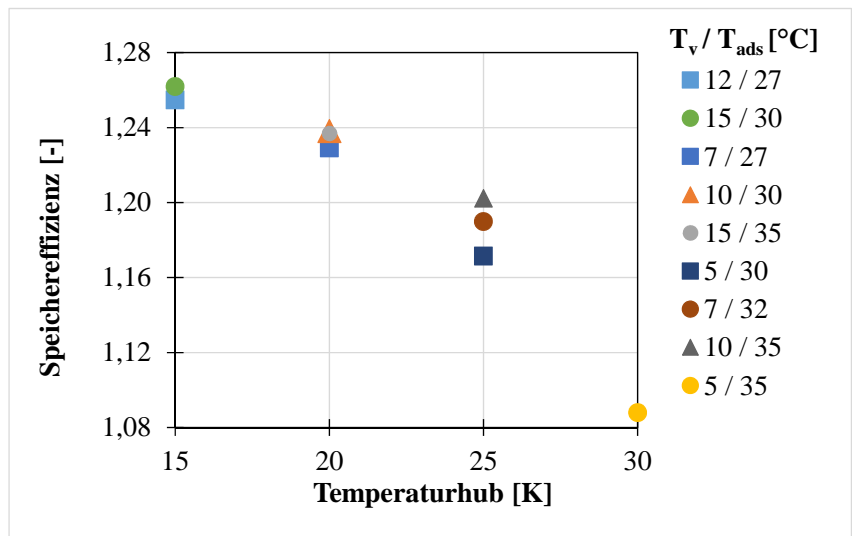


Abbildung 4.6.: Berechnete Speichereffizienzen als Funktion des Temperaturhubs bei verschiedenen Temperaturkombinationen.

Auch die Speichereffizienz nimmt mit steigendem Temperaturhub ab. Im Vergleich zum kleinsten untersuchten Temperaturhub von 15 K ist der Wert für 30 K um 0,17 kleiner. Die Effizienz ist für niedrigere Nutzttemperaturen bei gleichem Temperaturhub kleiner, wobei der Unterschied mit steigendem Temperaturhub größer wird.

Aus den Betrachtungen in diesem Abschnitt lässt sich schlussfolgern, dass sowohl die Speicher-

dichte als auch die Speichereffizienz sehr sensitiv bezüglich des genutzten Temperaturhubes sind. Bei der Speicherdichte beträgt der Unterschied zwischen 15 K und 30 K Temperaturhub mehr als 20 %, bei der Speichereffizienz ca. 15 %.

4.2.4. Variation des Speichervolumens

Hierzu wird das Speichervolumen von $0,6 \text{ m}^3$ bis zum Referenzwert von 1 m^3 variiert. Die Höhe des Speichers wird in der Betrachtung konstant gehalten, was zu veränderten Speicherdurchmessern führt. Durch die Variation des Speichervolumens ändern sich auch die Dämmstärken. Die daraus resultierenden Dämmvolumen für die unterschiedlichen Speichervolumen sind in Tabelle 4.3 zu sehen.

Tabelle 4.3.: Berechnetes Dämmvolumen für die Variation des Speichervolumens.

Speichergröße	Dämmvolumen
$0,6 \text{ m}^3$	$0,360 \text{ m}^3$
$0,7 \text{ m}^3$	$0,412 \text{ m}^3$
$0,75 \text{ m}^3$	$0,436 \text{ m}^3$
$0,8 \text{ m}^3$	$0,457 \text{ m}^3$
$0,9 \text{ m}^3$	$0,500 \text{ m}^3$
1 m^3	$0,545 \text{ m}^3$

Die bestimmten Dämmvolumen werden anschließend für die Berechnung der Speicherdichten und die Speichereffizienzen verwendet, die in Abbildung 4.7 als Funktion des Speichervolumens dargestellt sind.

Es ist zu erkennen, dass Speicherdichte und Speichereffizienz einen gegenläufigen Trend aufweisen. Mit steigendem Speichervolumen steigt die Speicherdichte, da durch das größere Speichervolumen die übrigen Volumen weniger ins Gewicht fallen. Zudem skaliert die Dämmung des Speichers nicht im gleichen Maße mit. Gleichzeitig nimmt die Speichereffizienz mit steigendem Speichervolumen ab. Durch den kleineren Speicher steigt der Anteil der Speicherdichte aus der Wärmepumpennutzung, während der Anteil der direkten Nutzung abnimmt. Dies hat einen positiven Einfluss auf die Speichereffizienz. Es ist allerdings anzumerken, dass sowohl die Speicherdichte als auch die Speichereffizienz eine geringe Sensitivität von wenigen Prozent bezüglich eines veränderten Volumens aufweisen.

Bei der Größenauswahl ist es deshalb nötig, die Zielparameter zu gewichten. Liegt der Fokus auf der Speicherdichte, ist der gewählte Referenzwert von 1 m^3 am besten. Wird hingegen die Speichereffizienz als wichtiger angesehen, kann dies mit kleineren Speichern erreicht werden. Durch

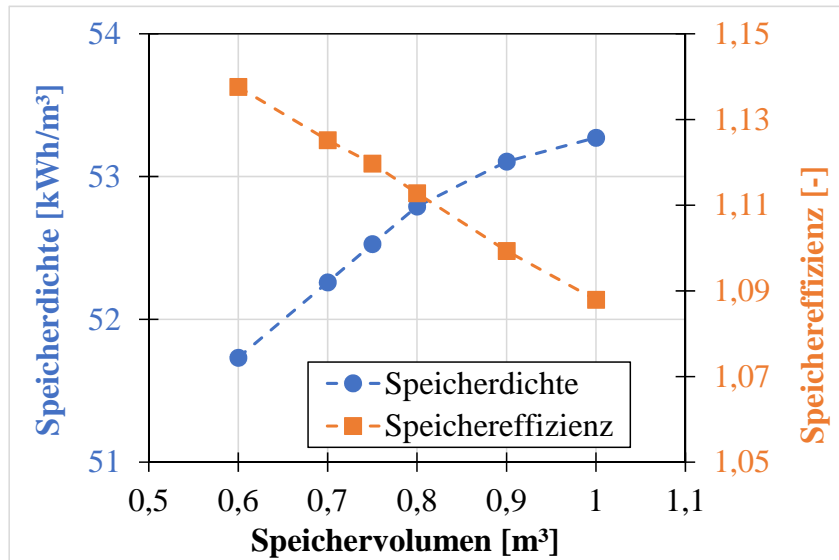


Abbildung 4.7.: Berechnete Speicherdichte und Speichereffizienz als Funktion des Speichervolumens.

die Größe des Speichers kann allerdings auch unabhängig von der Speicherdichte die Wärme reguliert werden, die im Speicher gespeichert werden kann. Da beim SAWS die Wärme im Wasserspeicher gespeichert ist, kann durch das größere Speichervolumen auch mehr Wärme aufgenommen und bei Bedarf zur Verfügung gestellt werden.

4.2.5. Variation des Massenstroms

Der Einfluss des Systemmassenstroms zwischen Wärmepumpe und Wasserspeicher auf die Speicherdichte und die Speichereffizienz wird mit Hilfe einer Parametrisierung vom Referenzwert von 0,194 kg/s bis 0,6 kg/s analysiert, deren Ergebnisse in Abbildung 4.8 zu sehen sind.

Mit steigendem Massenstrom sinken die erreichbare Speicherdichte und die Speichereffizienz, da der höhere Massenstrom zu kürzeren Wärmepumpenzyklen führt. Dadurch sind die betrachteten 40 Zyklen und damit die Entladezeit über die Wärmepumpe kürzer. Durch die kürzeren Wärmepumpenzyklen nimmt auch der Unterschied zwischen maximaler und minimaler Beladung des Sorbensmaterials in der Wärmepumpe ab, was wiederum zu niedrigeren Wärmepumpen COPs führt. Die Unterschiede in Speicherdichte und -effizienz zwischen den Werten mit kleinstem und größtem Massenstrom sind allerdings nur im Bereich von 6 %, trotz einer Erhöhung des Massenstroms um mehr als den Faktor 3.

Der Systemmassenstrom hat auch Auswirkungen auf die Leistung des Systems, weshalb bei der Betrachtung der Entnahmeleistung in Abschnitt 4.4 der variierte Massenstrom ebenfalls betrachtet wird.

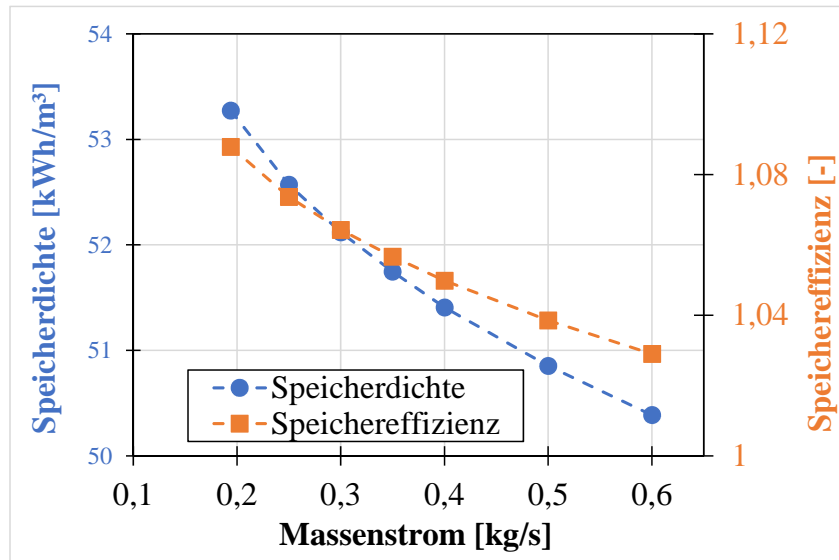


Abbildung 4.8.: Berechnete Speicherdichte und Speichereffizienz als Funktion des Systemmassenstroms.

4.2.6. Variation der Vermischungsparameter

In früheren Arbeiten zum Stratisorp-System [44,91], wurde der Vermischungsprozess am Ein- und Auslass des Schichtspeichers als signifikante Einflussgröße auf die Leistungsfähigkeit der Adsorptionswärmepumpe identifiziert. Da auch beim SAWS die Wärmepumpe mit einem Schichtspeicher verbunden ist, wird der Einfluss der Vermischung auf die Zielgrößen untersucht. Der Vermischungsprozess wird in den Modellrechnungen des SAWS durch die Parameter $r_{mix,ein}$ und δz_{ein} für die Einströmung sowie $r_{mix,aus}$ und δz_{aus} für die Ausströmung aus dem Speicher gesteuert (siehe Kapitel 2, Tabelle 2.1). Deshalb werden diese vier Parameter variiert. Zunächst werden unterschiedliche Parameter für die Einströmung untersucht, anschließend für die Ausströmung. Die jeweils anderen werden konstant gehalten. Die variierten Werte und die Referenzwerte sind in Tabelle 4.4 dargestellt.

Tabelle 4.4.: Übersicht über die Referenzwerte der Vermischungsparameter und die Variationswerte.

Parameter	Referenzwert	Variationsbereich
$r_{mix,ein}$	0,3	0; 0,15; 0,3; 0,45; 0,6; 0,75; 0,9; 1
δz_{ein}	0,01	0,006; 0,01; 0,014; 0,05; 0,1; 0,15
$r_{mix,aus}$	0,5	0; 0,15; 0,3; 0,45; 0,5; 0,6; 0,75; 0,9; 1
δz_{aus}	0,12	0,04; 0,08; 0,12; 0,16; 0,2; 0,3; 0,4

In Abbildung 4.9 ist die Speicherdichte über $r_{mix,ein}$, dem Vermischungsmassenstrom im Ver-

hältnis zum Systemmassenstrom, aufgetragen. Für jede untersuchte Vermischungsbreite δz_{ein} sind einzelne Verläufe dargestellt.

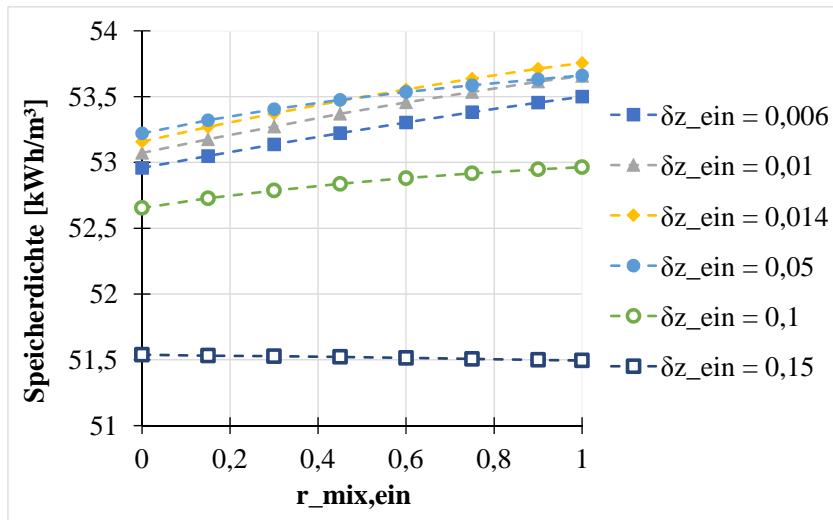


Abbildung 4.9.: Berechnete Speicherdichte als Funktion des Einströmparameters $r_{mix,ein}$ für verschiedene δz_{ein} bei konstanten Ausströmparametern $r_{mix,aus} = 0,5$ und $\delta z_{aus} = 0,12$.

Betrachtet man die verschiedenen Vermischungsbreiten bei einem konstanten Vermischungsmassenstrom, lässt sich erkennen, dass die Speicherdichte bei einer Zunahme der Vermischungsbreite bis $\delta z_{ein} = 0,014$ steigt. Mit steigendem Vermischungsmassenstrom sind die COPs der Wärmepumpe leicht höher, was positive Auswirkungen auf die Speicherdichten hat.

Bei der Vermischungsbreite von $\delta z_{ein} = 0,05$ ist die Speicherdichte bei $r_{mix,ein} < 0,45$ noch größer als bei $\delta z_{ein} = 0,014$, bei größeren Vermischungsmassenströmen sinken die Speicherdichten unter die Werte von $\delta z_{ein} = 0,014$.

Erst bei einer weiteren Erhöhung der Vermischungsbreite ($\delta z_{ein} > 0,1$) ist ein signifikanter Abfall der erreichbaren Speicherdichte zu erkennen, allerdings hat die Größe des Vermischungsmassenstroms hier nur kleine Auswirkungen auf die Speicherdichte.

Die Variation der Vermischungsbreite zeigt demnach einen größeren Einfluss auf die Speicherdichte, als die Variation von $r_{mix,ein}$.

Die Speichereffizienzen, die sich durch die Variation von Vermischungsbreite und Vermischungsmassenstrom bei der Einströmung ergeben, sind in Abbildung 4.10 zu betrachten.

Das Diagramm zeigt, dass die Auswirkungen der Variation auf die Speicherdichte und auf die Speichereffizienz korrelieren. Dies sieht man daran, dass die Verläufe für die Speichereffizienz mit den Verläufen für die Speicherdichte vergleichbar sind.

Die Ergebnisse, die sich durch die Variation der Vermischungsparameter bei der Einströmung ergeben, zeigen eine unerwartete Korrelation der Parameter mit den Zielgrößen. Der negative

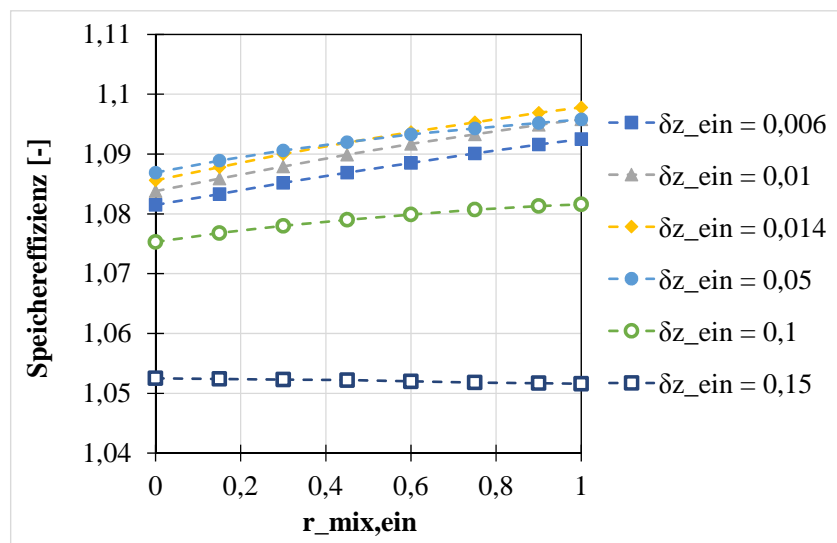
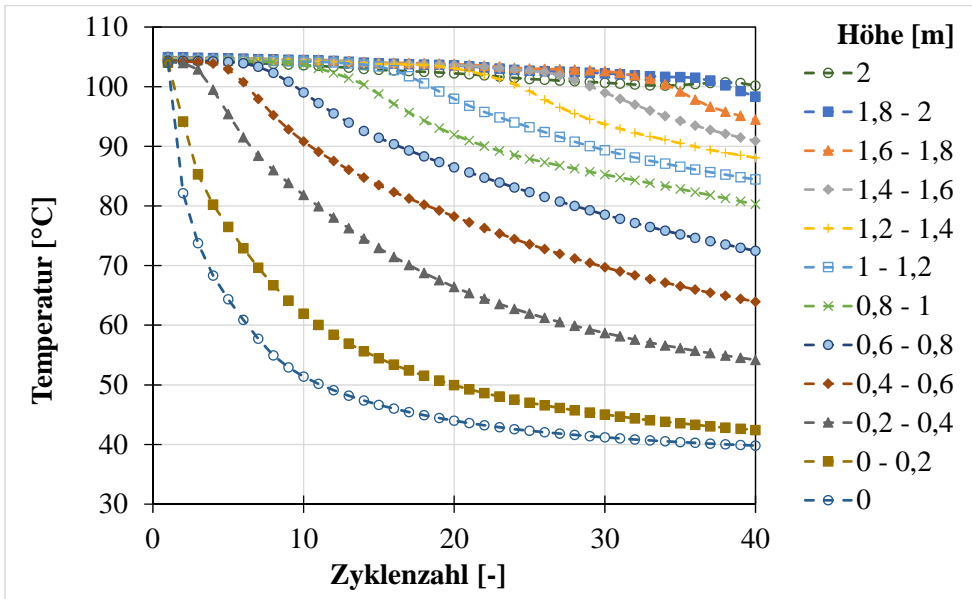


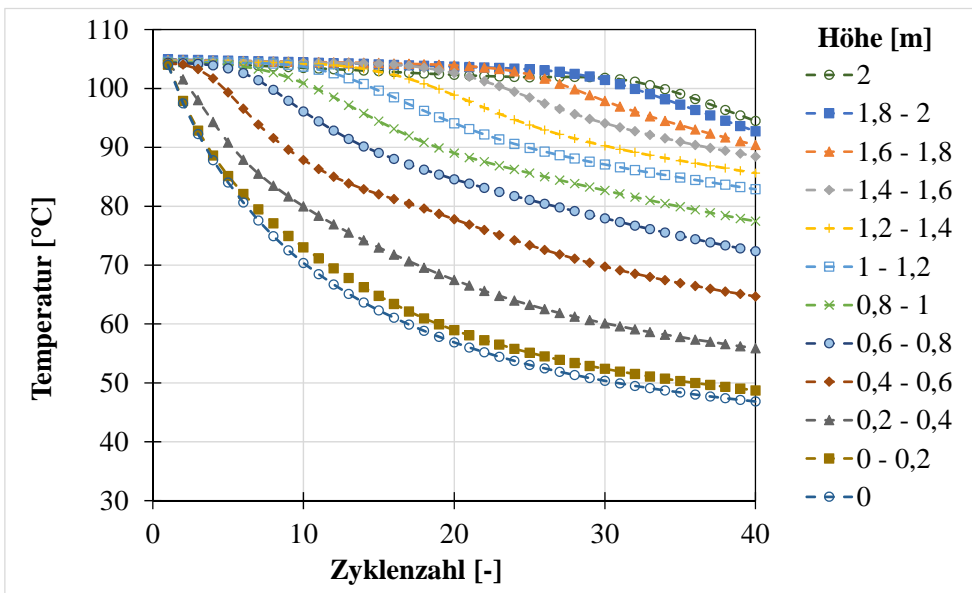
Abbildung 4.10.: Berechnete Speichereffizienz als Funktion des Einströmparameters $r_{mix,ein}$ für verschiedene δz_{ein} bei konstanten Ausströmparametern $r_{mix,aus} = 0,5$ und $\delta z_{aus} = 0,12$.

Einfluss einer größeren Vermischungsbreite auf die Speicherdichte und -effizienz entspricht den Erwartungen. Dahingegen zeigt sich der positive Einfluss durch eine Vergrößerung des Vermischungsmassenstroms bei kleinen Vermischungsbreiten als neue Erkenntnis.

Deshalb werden die vier Simulationen der Extremwerte ($r_{mix,ein} = 0$, $r_{mix,ein} = 1$, $\delta z_{ein} = 0,006$, $\delta z_{ein} = 0,15$) nochmal genauer untersucht. Zunächst werden die Temperaturen innerhalb des Schichtspeichers für die Extremwerte der Vermischungsbreite betrachtet. Es werden dazu die Temperaturen am Ende jedes Zyklus verwendet. Der Speicher wird hierzu in 250 waagerechte äquidistante Zonen aufgeteilt, für die jeweils eine Temperatur angenommen wird. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden aus den 250 Temperaturen 12 Temperaturverläufe ausgewertet. Die Temperaturen am Boden und Deckel des Speichers werden direkt genutzt. Für die weiteren Bereiche werden jeweils die Mittelwerte aus 25 Temperaturen des Speichers gebildet. Anschließend werden den Temperaturen die physikalischen Höhen innerhalb des Tanks zugeordnet. Es wird ein Vergleich der Temperaturen mit $r_{mix,ein} = 0$ für die Vermischungsbreiten $\delta z_{ein} = 0,006$ und $\delta z_{ein} = 0,15$ gezogen. Für beide Simulationen sind die Temperaturverläufe über der Zyklenzahl in Abbildung 4.11 dargestellt. Aus den Diagrammen ist zu erkennen, dass die Temperaturen für die kleine Vermischungsbreite in Abbildung 4.11 (a) nach und nach abnehmen. Die Temperatur am Boden des Speichers nimmt dabei am meisten ab, die anderen Temperaturen folgen im Laufe der Zyklen nach. Am oberen Ende des Speichers bleibt die Temperatur auch nach den 40 Zyklen noch oberhalb von $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Durch die größere Vermischungsbreite in 4.11 (b) wird schon zu Beginn ein größerer Teil des Speichers beeinflusst. Außerdem ist zu sehen, dass der Speicher sich auch im



(a)



(b)

Abbildung 4.11.: Berechnete Temperaturverläufe in verschiedenen Höhen des Speichers als Funktion der Zyklenzahl mit den Parametern $r_{mix,ein} = 0$, und $\delta z_{ein} = 0,006$ (a) sowie $\delta z_{ein} = 0,15$ (b).

oberen Bereich ab ungefähr 30 Zyklen abkühlt. Hier liegt der deutlichste Unterschied zwischen den Temperaturen für die unterschiedlichen Vermischungsbreiten.

Die erzielbaren Speicherdichten und Speichereffizienzen des SAWS hängen vom COP der Wärmepumpe ab. Mit steigendem COP steigen auch die Werte für Speicherdichte und -effizienz. Der Wärmepumpen-COP wird im Wesentlichen durch zwei Parameter beeinflusst. Dies ist zum einen der Beladungsumsatz, der pro Zyklus erreicht werden kann, und zum anderen der Anteil der Wärme, der während des Zyklus zurückgewonnen werden kann. In Abbildung 4.12 sind die Beladungsumsätze für die vier Simulationen dargestellt.

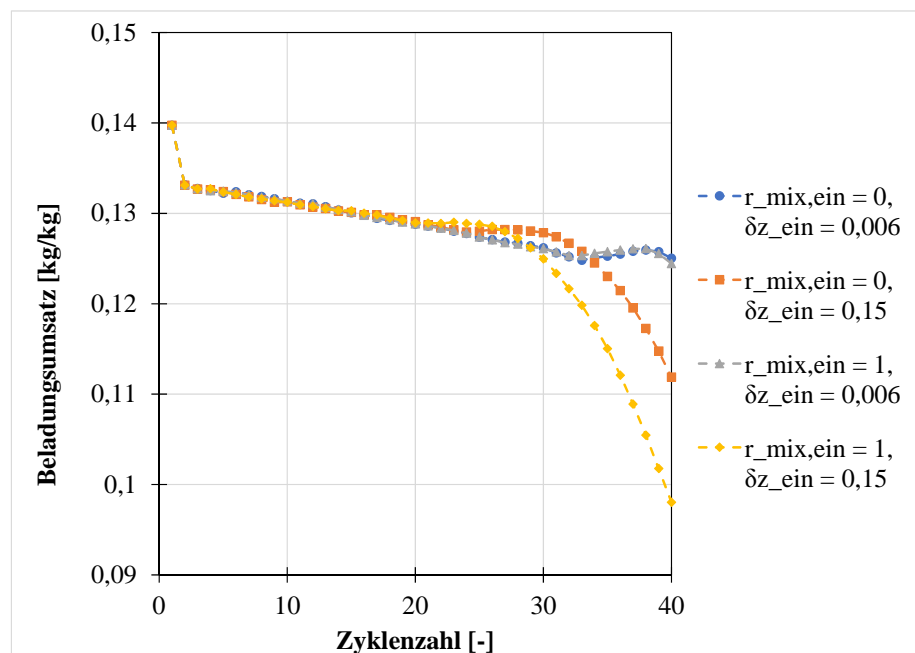


Abbildung 4.12.: Berechneter Beladungsumsatz über der Zykluszahl für die Extremwerte der Vermischungsparameter bei der Einströmung.

Die Beladungsumsätze sind bei der großen Vermischungsbreite in den letzten Zyklen deutlich geringer, als die Werte, die sich mit der kleinen Vermischungsbreite ergeben. Dadurch lässt sich der Unterschied in der Speicherdichte zwischen den Vermischungsbreiten erklären. Zusätzlich ist anhand der Temperaturen im Speicher zu erkennen, dass mit der kleinen Vermischungsbreite die Temperaturen im Speicher einen größeren Temperaturbereich abdecken. Es ist anzunehmen, dass dadurch auch der Anteil der zurückgewonnenen Wärme steigt, da die Temperaturen besser zu den benötigten Temperaturen der Wärmepumpe passen.

Vergleicht man die Speicherdichte mit der kleinen Vermischungsbreite für die beiden Vermischungsmassenstromverhältnisse, ist zu erkennen, dass die Speicherdichte mit $r_{mix,ein} = 1$ größer ist. Betrachtet man jedoch die Beladung, ist diese für beide Fälle gleich. Deshalb ist anzunehmen, dass sich durch die Temperaturen im Speicher mit dem größeren Vermischungsmassenstrom eine

bessere Wärmerückgewinnung realisieren lässt, was zu einem Anstieg des COPs führt. Dies kann daran liegen, dass die Speichertemperaturen durch den größeren Vermischungsmassenstrom besser an die Wärmepumpe angepasst sind.

Beim Vergleich der Beladungsumsätze, die sich aus den beiden Simulation mit der größeren Vermischungsbreite ergeben, ist zu erkennen, dass der Beladungsumsatz mit $r_{mix, ein} = 0$ größer ist. Da die Speicherdichte aber keine signifikanten Unterschiede aufweist, lässt sich auch hier folgern, dass der Anteil der zurückgewonnenen Wärme mit größerem Vermischungsmassenstrom zunimmt. Deshalb weichen die COPs für beide Fälle nur leicht voneinander ab.

Die hier diskutierten Werte hängen wesentlich von der Regelung des Systems ab. Bei einer optimalen Regelung des Systems, sollte durch den größeren Vermischungsmassenstrom auch die Speicherdichte sinken.

Analog zur Vermischung bei der Einströmung sind in Abbildung 4.13 die berechneten Speicherdichten, die sich bei einer Variation der Vermischungsparameter bei der Ausströmung ergeben, dargestellt.

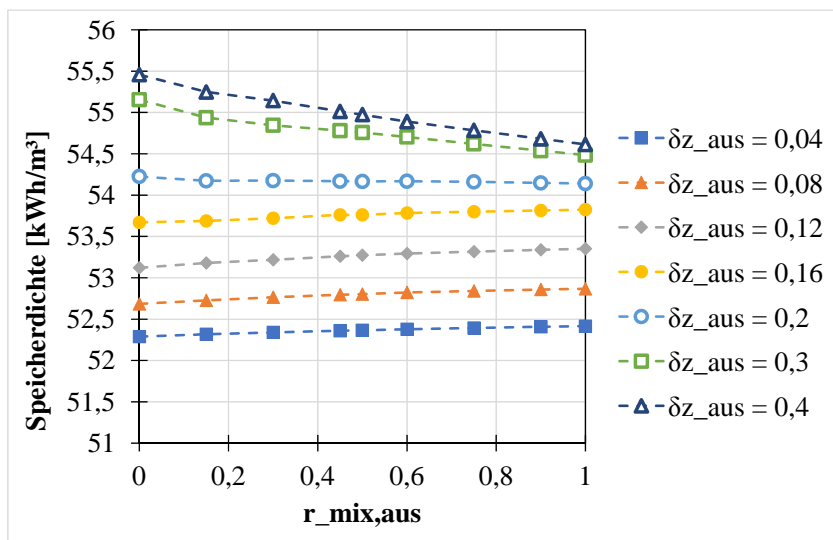


Abbildung 4.13.: Berechnete Speicherdichte als Funktion des Ausströmparameters $r_{mix,aus}$ für verschiedene δz_{aus} bei konstanten Einströmparametern $r_{mix, ein} = 0,3$ und $\delta z_{ein} = 0,01$.

Die Speicherdichten steigen im Gegensatz zu den Werten bei der Variation der Einströmparameter mit steigender Vermischungsbreite. Deshalb sind die Speicherdichten für die größte Vermischungsbreite am höchsten. Dies kommt wiederum daher, dass die Wärmepumpe mit einer größeren Vermischungsbreite höhere COPs erreicht. Betrachtet man den Verlauf mit steigendem Vermischungsmassenstrom, ist zu erkennen, dass die Speicherdichten für die zwei größten betrachteten Vermischungsbreiten mit zunehmendem Vermischungsmassenstrom abnehmen. Für die weiteren

Vermischungsbreiten hat die Variation des Vermischungsmassenstroms keine nennenswerten Auswirkungen.

Die Speichereffizienzen, die aus einer Variation der Vermischungsparameter der Ausströmung resultieren, sind in Abbildung 4.14 zu sehen. Der Einfluss der Variation der Vermischungsparameter hat den gleichen Einfluss auf die Werte der Speichereffizienz wie auf die Werte der Speicherdichte.

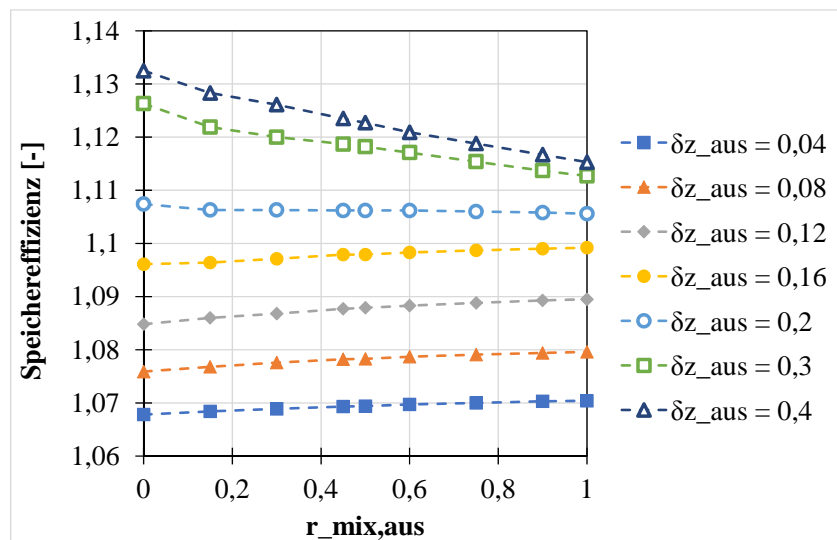


Abbildung 4.14.: Berechnete Speichereffizienz als Funktion des Ausströmparameters $r_{mix,aus}$ für verschiedene δz_{aus} bei konstanten Einströmparametern $r_{mix,ein} = 0,3$ und $\delta z_{ein} = 0,01$.

Auch bei der Variation der Ausströmparameter weichen die Werte für Speicherdichte und -effizienz von den erwarteten Werten ab. Deshalb werden hier vier Simulationen mit den Extremwerten der Variation genauer analysiert. Zunächst ist in Abbildung 4.15 der Beladungsumsatz der vier Simulationen dargestellt. Der Unterschied in der Beladung zwischen den beiden Simulationen mit unterschiedlichem Vermischungsmassenstrom bei der Vermischungsbreite $\delta z_{aus} = 0,4$ ist deutlich zu erkennen. Dadurch ist auch der Unterschied in der Speicherdichte zu erklären. Auch zwischen den beiden Simulationen mit der kleineren Vermischungsbreite ist ein kleiner Unterschied in der Beladung zu erkennen. Diese ist leicht höher mit größerem Vermischungsmassenstrom, was auch zu den Werten der Speicherdichte passt. Vergleicht man die Beladungen bei konstantem Vermischungsmassenstrom miteinander, ist sowohl bei $r_{mix,aus} = 0$ als auch bei $r_{mix,ein} = 1$ die Beladung mit kleinerer Vermischungsbreite größer. Da aber der COP der Wärmepumpe und daraus resultierend die Speicherdichte und -effizienz mit größerer Vermischungsbreite höhere Werte annimmt, ist der Anteil der zurückgewonnenen Wärme signifikant größer.

Abschließend ist zu sagen, dass die berechneten Werte, die sich durch Variation der Vermischungsparameter für die Speicherdichte und die Speichereffizienz ergeben, sich nicht mit den Er-

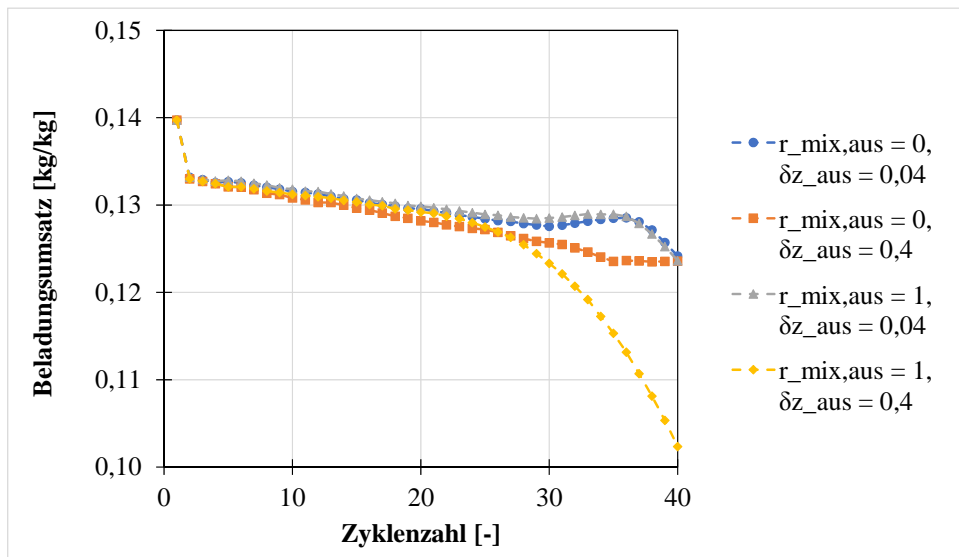


Abbildung 4.15.: Berechneter Beladungsumsatz über der Zyklenzahl für die Extremwerte der Vermischungsparameter bei der Ausströmung.

wartungen decken. Wie in diesem Abschnitt diskutiert, kann dies daran liegen, dass durch die Vermischung im Schichtspeicher ein Temperaturprofil entsteht, das zu den Anforderungen der Wärmepumpe passt. Vor allem der Anteil der Wärme, der zurückgewonnen werden kann, ist schwer abzuschätzen, die Wärmerückgewinnung ist aber eine plausible Erklärung für die höheren COPs der Wärmepumpe.

Ein weiterer Punkt, der für die Abweichung von den erwarteten Verläufen verantwortlich sein kann, ist die Regelung des SAWS Systems. Durch das Zusammenspiel von Wasserspeicher und Adsorptionswärmepumpe ergeben sich sehr viele Regelungsmöglichkeiten, die die Zielgrößen in die eine oder andere Richtung beeinflussen können. Da in dieser Arbeit der Fokus hauptsächlich auf den Abschätzungen zu Speicherdichte und Speichereffizienz lag, wurde die Regelung des Systems nicht detaillierter untersucht. Um eine optimale Regelung zu erreichen, wären deshalb weitergehende Untersuchungen nötig.

4.3. Experimentelle Analyse des Einflusses von Einströmung und Vermischung in Speichern

Die Vermischung im Schichtwärmespeicher hat einen Einfluss auf die Betriebsweise des sorptionsunterstützten Wasserspeichers und auf die erreichbaren Zielgrößen. Auch wenn die Ergebnisse im vorherigen Abschnitt ein uneinheitliches Bild bezüglich des Einflusses der Vermischung liefern, haben thermodynamische Betrachtungen gezeigt [26], dass bei einer gemeinsamen Optimie-

rung von Regelung und Speicherschichtung das bestmögliche SAWS-System eines mit minimierter Vermischung ist. Dies motiviert Laborversuche, um die Auswirkung von Ein- und Ausschichtung in den Speicher zu analysieren. Das Ziel ist eine Bewertung der im SAWS-System eingesetzten Schichtungsringe und einer optimierten Beladegerometrie, die das Einströmen in einen Wasserspeicher möglichst verlustfrei gestalten.

Zunächst erfolgt eine Beschreibung des Versuchsaufbaus und der benutzten Einströmgeometrien. Anschließend wird die Auswertemethodik dargelegt, die auf dem Background Oriented Schlieren (BOS) Verfahren und der Auswertung der MIX-Zahl beruht. Zuletzt werden die durchgeführten Versuche anhand der Betrachtung der MIX-Zahl und ausgewählten BOS-Bildern bewertet.

4.3.1. Plexiglastank für Einströmversuche

Die zentrale Komponente für die Versuche ist ein Plexiglastank, der dem Schichtwärmespeicher des Stratisorp-Prüfstandes nachempfunden ist, der unter anderem von Joshi [44] und Denecke [70] betrachtet wurde.

Die Abbildung 4.16 (a) zeigt eine CAD-Zeichnung des Plexiglastanks, die dazugehörigen Abmaße sind in der Tabelle 4.5 zusammengefasst.

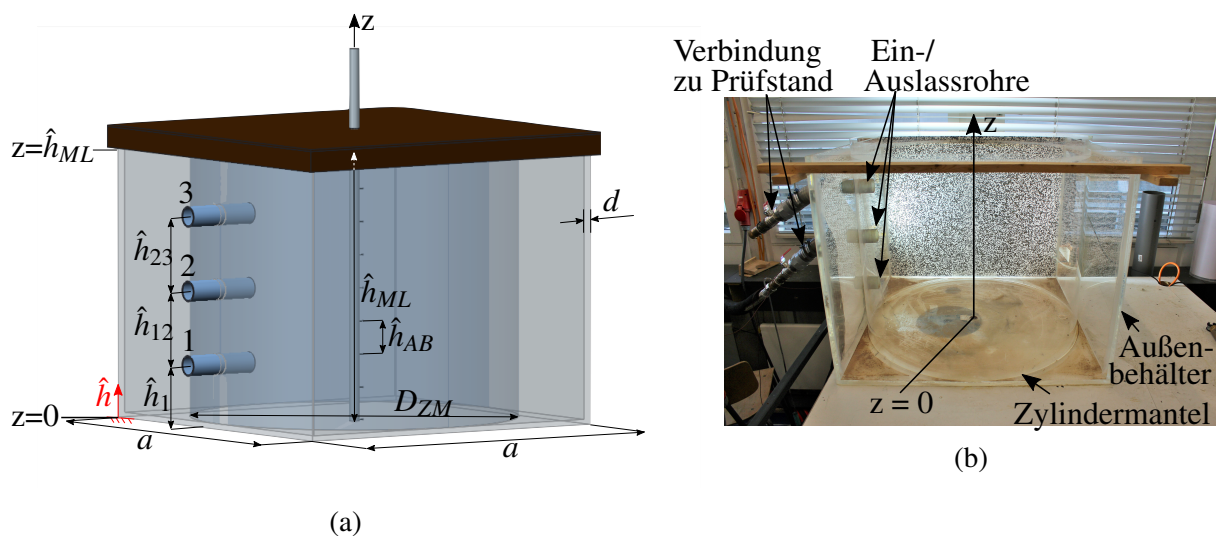


Abbildung 4.16.: 3D CAD Ansicht des Plexiglastanks mit verwendeten Abstandsvariablen, von Putz [24] (a) und Foto des Plexiglastanks aus dem Labor (b).

Aus fertigungstechnischen Gründen und aus Gründen der optischen Auswertung (Vermeidung des Effekts einer Zylinderlinse, die BOS-Auswertungen erschwert), ist die Außenhülle des Tanks rechteckig aufgebaut. Diese Bauweise erhöht auch die Stabilität des Tanks. Anschließend wird durch eine dünnere Plexiglasplatte ein Zylindermantel innerhalb des rechteckigen Teils eingebaut, um eine zylindrische Form für die Untersuchungen nutzen zu können. Die Ein- und Ausströmung wird mit Hilfe dreier Einlassrohre, die seitlich angebracht sind, realisiert. Der Zylindermantel entspricht einem Teilstück des Stratisorp-Schichtwärmespeichers. Deshalb sind der Durchmesser und

die Abstände der Einlässe zueinander gleich. Auch die Größe der Einlässe ist identisch mit denen des Stratisorp-Speichers. Einzig die Höhe der beiden Speicher ist unterschiedlich. Abbildung 4.16 (b) zeigt ein Bild des realen Plexiglastanks im Labor.

Tabelle 4.5.: Abmaße des Plexiglastanks (vgl. Abbildung 4.16).

Bezeichnung	Beschreibung	Größe [m]
a	Seitenlänge Behälter	0,820
d	Wanddicke	0,012
D_{ZM}	Durchmesser innerer Zylindermantel	0,790
\hat{h}_{AB}	Abstand zwischen den Temperatursensoren	0,080
\hat{h}_{ML}	Abstand unterster und oberster Sensor	0,640
\hat{h}_1	Höhe erster Einlass	0,145
\hat{h}_{12}	Abstand erster und zweiter Einlass	0,180
\hat{h}_{23}	Abstand zweiter und dritter Einlass	0,180

Der Plexiglastank wird mittels einer Schlauchverbindung in einen Prüfstand im Labor des Instituts für angewandte Thermofluidik integriert. Dieser ermöglicht die Durchströmung des Plexiglastanks und ein Aufheizen des einströmenden Wassers. Eine genauere Beschreibung des Versuchsstandes kann in Anhang B nachgelesen werden.

Um die durch Ein- und Auslassströmung entstehende Temperaturverteilung zu erfassen, ist im Zentrum des zylindrischen Wassertanks eine Temperaturmesslanze angebracht, die in Abbildung 4.16 zu sehen ist.

4.3.2. Verwendete Einströmgeometrien

Zur Untersuchung der Einströmung in den Plexiglasspeicher werden verschiedene Einströmgeometrien eingesetzt, die auf die Einlassrohre innerhalb des Plexiglastanks aufgesteckt und mittels Schlauchschellen befestigt werden. Zusätzlich wird zu Vergleichszwecken die Einströmung ohne Einströmgeometrie, nur durch die Einlassrohre, als Freistrahle untersucht.

Bei der einen Einströmgeometrie handelt es sich um ein zu einem Ring gebogenes Kunststoff-Aluminium-Verbundrohr, das horizontal in den Plexiglastank eingebaut wird. Dieses ist durch eine Schwammstruktur ummantelt, um dadurch die Strömung zu vergleichmäßigen (siehe Dissertation Joshi [44]). Ringe dieser Art sind standardmäßig im Stratisorp-Prüfstand verbaut. Auch in den Betrachtungen des sorptionsunterstützten Wasserspeichers werden diese als Einströmgeometrie eingesetzt. In Abbildung 4.17 ist ein CAD-Bild des Ringes dargestellt.

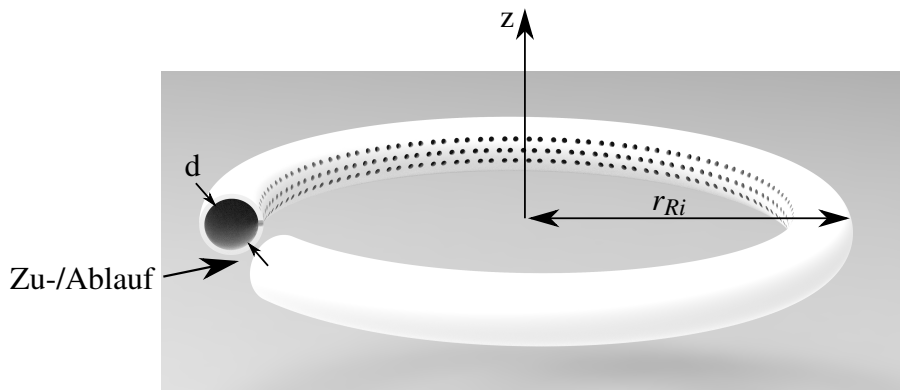


Abbildung 4.17.: Ring, der zur Einströmung genutzt wurde [24].

Der Ring hat einen inneren Rohrdurchmesser von $d = 0,042$ m und einen Ring Außendurchmesser von ca. $r_{Ri} = 0,260$ m. Auf der Innenseite des Ringes sind drei Reihen von Bohrungen mit einem Durchmesser von $0,005$ m eingebracht, durch die das Wasser horizontal einströmen kann. Um den Ring auf dem Einlassrohr zu befestigen, wird ein Bogenstück verwendet.

Die zweite Einströmgeometrie ist ein Beladerohr, durch das das Wasser in den Plexiglastank eingeströmt wird. Dieses wurde für die Masterarbeit von Aali [92] angefertigt und eingesetzt. Dazu wurde ein 3D-Drucker verwendet, um das Rohr aus dem Material Polyactid (PLA) herzustellen. Das Rohr ist in Abbildung 4.18 dargestellt.

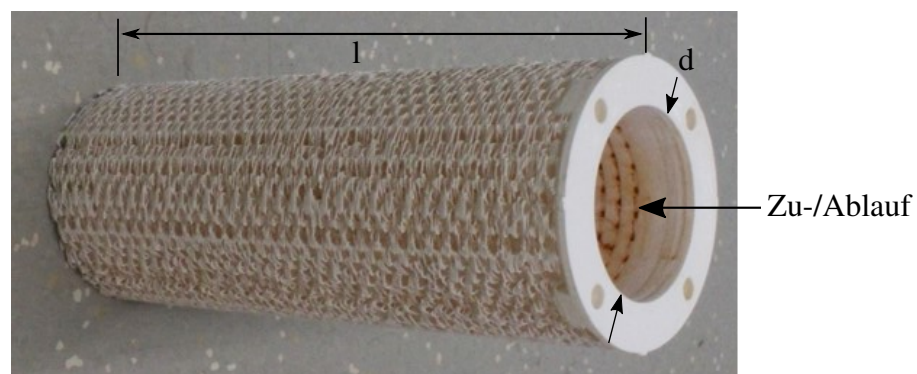


Abbildung 4.18.: Beladerohr als Strömungsdiffusor [92].

Das Rohr hat eine Länge von $l = 0,190$ m und einen Innendurchmesser von $d = 0,0472$ m. Auch das Rohr hat zwei funktionale Schichten. In der Rohrwand befinden sich Löcher mit einem Durchmesser von $0,0016$ m, die auf dem ganzen Rohrmantel verteilt sind und für eine gleichmäßige Verteilung des Fluids sorgen sollen. Zusätzlich wird eine netzartige Außenschicht um das Rohr gedruckt, mit dem Ziel, über einen hohen Druckverlust eine konstante Ausströmgeschwindigkeit und somit eine homogene Ausströmung zu erreichen. Aufgrund der Strukturierung der Außenschicht sind die Porengrößen nicht exakt gleich und auch der Lochanteil der Oberfläche schwankt in Umfangsrichtung periodisch.

4.3.3. Background Oriented Schlieren als Methode zur Strömungsvisualisierung

Die optische Strömungsvisualisierung erlaubt die Strömungsrichtung, oder Phänomene wie auftretende Wirbel oder Ablösungen, zu erfassen und qualifizieren. Besonders da viele Untersuchungen mit den transparenten Medien Wasser oder Luft durchgeführt werden, kann die Strömung nicht ohne das Hilfsmittel der Visualisierung beobachtet werden.

Grundsätzlich lassen sich die Strömungsvisualisierungsmethoden in die drei Kategorien Oberflächenvisualisierung, Visualisierung durch Partikelzugabe und optische Verfahren unterteilen. Detaillierte Beschreibungen der einzelnen Methoden können unter anderen in den Veröffentlichungen von Nitsche und Brunn [93] oder Merzkirch und Gersten [94] nachgelesen werden.

Während der Laboruntersuchungen zur Vermischung im Plexiglasspeicher durch die Einströmung, wird die Strömung mittels der Background Oriented Schlieren Methode analysiert.

Bei der Anwendung von optischen Verfahren wird ausgenutzt, dass durch Dichteunterschiede oder Dichtegradienten in Fluiden der Brechungsindex n des Fluids verändert wird. Durch die unterschiedlichen Brechungsindizes in der untersuchten Strömung werden Lichtstrahlen unterschiedlich abgelenkt und über die Größe der Ablenkung kann die Strömung visualisiert werden [93].

Die Background Oriented Schlieren Methode, sowie typische Anwendungen und veröffentlichte Literatur wird von Raffel [95] ausführlich diskutiert. Erstmals wurde BOS in Veröffentlichungen im Jahr 2000 vorgestellt und beschrieben [96,97]. Der Name der Methode kommt davon, dass bei den Experimenten die Kamera auf den Hintergrund der untersuchten Strömung fokussiert wird und die zumeist in transparenten Medien vorkommenden Schlieren betrachtet werden. Die Abhängigkeit des Brechungsindex eines Fluids und seiner Dichte wird durch die Lorentz-Lorenz Gleichung beschrieben. Für gasförmige Fluide kann diese zur Gladstone-Dale Gleichung vereinfacht werden [95].

Ein einfacher Versuchsaufbau für BOS Messungen zur Visualisierung von Strömungen ist in Abbildung 4.19 dargestellt. Die Komponenten für die BOS sind dabei ein Aufnahmegerät, das die Linse und die Bildebene beinhaltet, zum Beispiel eine Kamera, und eine Hintergrundebene. Der Dichtegradient im Versuchsaufbau, tritt in der analysierten Strömung auf. Die Hintergrundebene bildet ein unregelmäßiges Muster. Das erstellte Muster wird gedruckt und an der hinteren Wand des Plexiglasspeichers angebracht.

Für die Durchführung der BOS Methode wird zunächst ein Bild des Hintergrundmusters durch das zu untersuchende Medium in Ruhe aufgenommen. Es dient in der Auswertung als Referenzbild. Das Referenzbild wird jeweils mit weiteren Bildern verglichen. Wenn durch Temperaturunterschiede ein Dichtegradient innerhalb des Mediums induziert wird, werden Bildpunkte durch die unterschiedliche Brechung lokal verschoben. Dadurch entstehen Bildverschiebungen Δy in der Bildebene (siehe Abbildung 4.19), die in direktem Zusammenhang mit dem Brechungsindex und dem Dichtegradienten stehen.

Nach Raffel [95] kann unter Annahme kleiner Ablenkungswinkel ($\epsilon_y \approx \tan \epsilon_y$) und achsenparal-

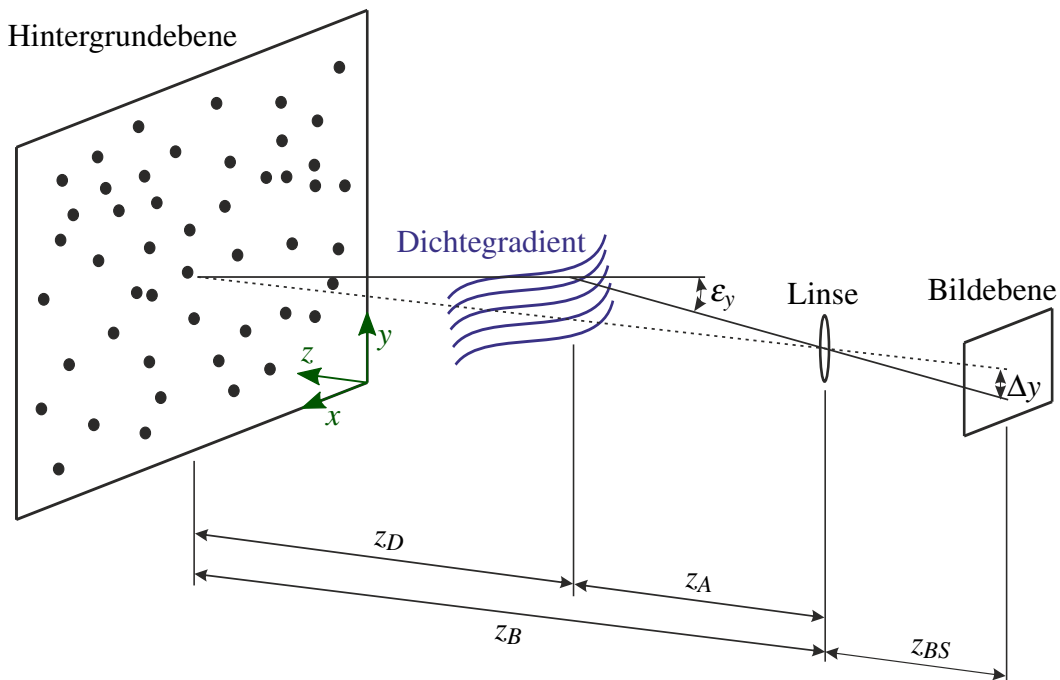


Abbildung 4.19.: Versuchsaufbau für BOS Untersuchungen von [24], angelehnt an Raffel [95].

leler Aufnahme, die Bildverschiebung berechnet werden. Zunächst wird der Ablenkungswinkel ε_y bestimmt. Da die Ablenkung eines Lichtstrahls Informationen über den räumlichen Gradienten des Brechungsindex integriert in Richtung der Bildtiefe enthält, berechnet sich der Ablenkungswinkel

$$\varepsilon_y = \frac{1}{n_0} \cdot \int_{z_D - \Delta z_D}^{z_D + \Delta z_D} \frac{\partial n}{\partial y} dz, \quad (4.2)$$

mit der Annahme, dass die halbe Breite des Dichtefeldes Δz_D viel kleiner als der Abstand des Dichtefeldes vom Hintergrund z_D ist [98]. Bei n_0 handelt es sich um einen Referenzbrechungsindex. Nach [95] kann die Bildverschiebung mit Hilfe des Ablenkungswinkels unter Verwendung der Gleichung,

$$\Delta y = f \cdot \left(\frac{z_D}{z_D + z_A - f} \right) \varepsilon_y, \quad (4.3)$$

bestimmt werden, wobei f und z_A die Brennweite der Linse und den Abstand der Linse von der Messebene bezeichnen. Aus der Abbildungsgleichung für die Brennweite der Linse und ihre Abstände zur Bildebene z_{BS} und zur Hintergrundebe z_B erhält man den Zusammenhang:

$$\frac{1}{f} = \frac{1}{z_{BS}} + \frac{1}{z_B}. \quad (4.4)$$

In den hier eingeführten Gleichungen wird die Bildverschiebung durch die Brechung in y-Richtung betrachtet. Es kann aber bei einem Dichtegradienten sowohl in x- als auch in y-Richtung Lichtbrechung auftreten. Deswegen müssen für eine BOS Auswertung alle Richtungen untersucht werden. Aus Gleichung 4.3 ist zu erkennen, dass für einen großen Abstand der Linse zur Bildebene und einen kleinen Abstand zwischen Dichtegradient und Linse eine große Bildverschiebung auftritt. Größere Bildverschiebungen sind besser zu detektieren und erleichtern so die Auswertung der Messung. Für die BOS ist es allerdings auch wichtig, sowohl den Hintergrund als auch den Dichtegradient scharf aufzunehmen. Dafür ist eine große Schärfentiefe bei der Aufnahme nötig. Eine größere Schärfentiefe erfordert große Abstände zwischen Messebene (Dichtegradient) und Linse sowie kleine Abstände zwischen Messebene und Hintergrund. Da diese beiden Anforderungen an die Abstände im Gegensatz zueinander stehen, muss für die BOS Untersuchungen ein Kompromiss eingegangen werden. Die Schärfentiefe bei Kameraaufnahmen hängt zusätzlich vom Öffnungszustand der Objektivblende ab. Je kleiner die Blendenöffnung ist, desto größer ist die Schärfentiefe der Aufnahme. Für die BOS Methode wird deshalb eine kleine Blendenöffnung gewählt, wodurch weniger Licht auf den Sensor der Kamera fällt, so dass sich das aufgenommene Bild verdunkelt. Um ausreichend beleuchtete Bilder der Strömung aufzunehmen, ist es aus diesem Grund nötig, den Bildhintergrund von hinten auszuleuchten. Neben der Schärfentiefe ist die Gestaltung des Hintergrundes wichtig für die BOS-Bildqualität. Die Erstellung des Hintergrundmusters und die Anpassung an die Randbedingungen der Messung wird in der Masterarbeit von Putz [24] genauer diskutiert.

Die aufgenommenen Bilder werden zur Auswertung mittels geeigneter Software verglichen, wobei auf gängige Software für Particle Image Velocimetry zurückgegriffen werden kann [95], bei welcher Verschiebungen im Hintergrundmuster als Partikelbewegungen aufgefasst werden. In dieser Arbeit wird dazu die frei zugängliche Software PIVlab verwendet, welche auf MATLAB basiert. Darin wird anhand von Kreuzkorrelationen die Verschiebung des Hintergrundmusters an mehreren Stellen des Bildes berechnet. Das so erhaltene Vektorfeld kann grafisch aufbereitet werden, um Temperaturen oder Geschwindigkeiten qualitativ darzustellen. Prinzipiell kann BOS dort eingesetzt werden, wo Dichtegradienten in transparenten Medien auftreten. Verglichen mit anderen optischen Verfahren bietet BOS ein kostengünstiges Verfahren an, da nur das Hintergrundmuster und eine Kamera verwendet werden.

4.3.4. Charakterisierungsmethoden für die Schichtung in thermischen Speichern

Da das Systemverhalten von Wasserspeichern wesentlich von einer stabilen Temperaturschichtung innerhalb des Speichers abhängt, ist ein gut geschichteter Speicher erstrebenswert. Durch die natürliche Konvektion und die Einströmung in den Wasserspeicher bei Beladung, sind verschiedene Zustände innerhalb des Speichers möglich. Um eine Bewertung der Schichtung vorzunehmen, sind viele Methoden in der Literatur zu finden. Einige dieser Methoden werden von Haller

et al. [99] diskutiert. Eine Möglichkeit, die Schichtung zu betrachten, ist eine Untersuchung der Temperaturverteilung über die Tankhöhe zu verschiedenen Zeitpunkten, wie beispielsweise von Davidson et al. [100] genutzt. Um auch einen Vergleich zwischen verschiedenen Experimenten zu ziehen, bietet sich zusätzlich eine Entdimensionierung der Größen an. Weiterhin kann der Temperaturgradient oder die Dicke der Temperatursprungschicht, die den heißen Teil des Tanks vom kalten Teil trennt, quantifiziert werden. Abbildung 4.20 zeigt drei Speicher mit gleichem Energieinhalt aber unterschiedlichem Grad der Schichtung.

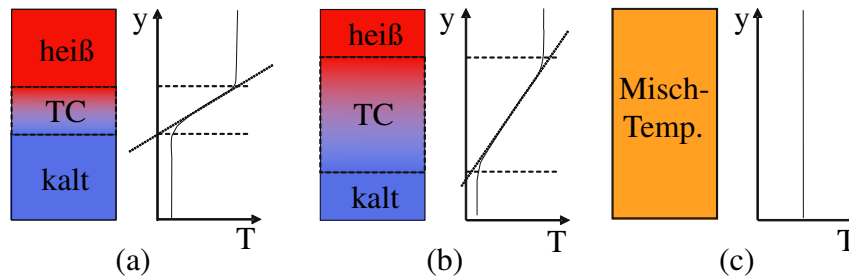


Abbildung 4.20.: Unterschiedlicher Grad der Schichtung mit gleicher Menge an gespeicherter Wärme (a) stark geschichtet (b) moderat geschichtet (c) vollständig durchmischter, nicht geschichteter Speicher [99].

In Abbildung 4.20 (a) ist der Temperaturgradient zwischen heißer und kalter Region groß und die Dicke der Temperatursprungschicht klein. Beim moderat geschichteten Speicher in Abbildung 4.20 (b) besteht ein kleinerer Temperaturgradient und eine dickere Temperatursprungschicht. Der Speicher in Abbildung 4.20 (c) hat eine uniforme Temperatur und ist nicht geschichtet. Der Temperaturgradient und die Dicke der Temperatursprungschicht wurden zum Beispiel von Huhn [101] zur Ableitung einer Bewertung verwendet. Ein Problem bei dieser Betrachtungsweise kann allerdings auftreten, wenn die Einströmtemperatur variiert und dadurch keine Temperatursprungschicht gebildet wird.

Auch die Verwendung von dimensionslosen Kennzahlen ist bei der Diskussion von thermisch geschichteten Speichern weit verbreitet. Ein Vorteil, der sich durch die Verwendung von dimensionslosen Kennzahlen ergibt, ist, dass dadurch Vergleiche von unterschiedlichen Speicherkonfigurationen gezogen werden können, solange die dimensionslosen Kennzahlen gleich sind. Die Richardson Zahl (Ri), beschreibt das Verhältnis zwischen den Auftriebskräften und den Impulskräften in der Strömung und ist wie folgt definiert [102]:

$$Ri = \frac{g(\rho_0 - \rho)\hat{h}}{\rho u_0^2}. \quad (4.5)$$

Dabei ist \hat{h} eine Referenzhöhe und u_0 die Strömungsgeschwindigkeit am Einlass. Maßgeblichen Einfluss auf die Richardson Zahl haben damit der Einström volumenström und die Temperaturdifferenz zwischen der Einströmung und der mittleren Temperatur des Tanks in der jeweiligen Höhe.

Zusätzlich kann durch die Reynoldszahl (Re) der Grad der Turbulenz am Einlass beschrieben werden. Die Reynoldszahl wird mit Hilfe von,

$$\text{Re} = \frac{u_0 \cdot d_h}{\nu}, \quad (4.6)$$

bestimmt. Dabei ist ν die kinematische Viskosität und d_h der hydraulische Durchmesser des Einlassrohres. Eine weitere dimensionslose Kennzahl, um die Vermischung in Wasserspeichern zu beschreiben, die MIX-Zahl, wurde von Davidson et al. [100] eingeführt. Diese wird im Rahmen dieser Arbeit verwendet, um den Einfluss der verschiedenen Einströmgeometrien auf die Schichtung im Speicher zu bewerten. Zusätzlich dazu, werden die Temperaturen innerhalb des Tanks zu verschiedenen Zeitpunkten betrachtet. Die MIX-Zahl bewertet die Leistungsfähigkeit von Speichern in Hinblick auf Gesamtenergieinhalt und das vertikale Temperaturprofil des Tanks. Berechnet wird sie durch,

$$\text{MIX} = \frac{M_S - M_{ist}}{M_S - M_{mix}}. \quad (4.7)$$

Diese dimensionslose Kennzahl bildet sich aus den Energiemomenten des perfekt geschichteten Speichers M_S , des vollständig durchmischten Speichers M_{mix} und des betrachteten Speichers M_{ist} . Die MIX-Zahl beruht auf einem Vergleich von idealem und realem Beladeprozess des Speichers, für einen Entladeprozess ist sie nicht definiert. Der Wert der MIX-Zahl kann Werte von 1 für einen vollständig durchmischten Tank bis zu 0 für einen perfekt geschichteten Tank annehmen. Die Berechnung der MIX-Zahl unter Verwendung der Energiemomente von Davidson et al. wurde später von Andersen et al. [103] genutzt und angepasst. Die weiterentwickelte Version wurde auch von Oró et al. [104] diskutiert und zum Vergleich von zwei Speichern genutzt.

Für die Auswertung der MIX-Zahl müssen die Energiemomente des Tanks für die drei Schichtungsarten berechnet werden. Der Tank wird dazu in N Einzelvolumen diskretisiert. Für die Größe der Einzelvolumen V_i gilt:

$$V_i = \dot{V} \cdot \Delta t, \quad (4.8)$$

wobei \dot{V} der Einströmvolumenstrom und Δt das Zeitintervall zwischen zwei Messaufnahmen ist. Mit Hilfe der Größe der Einzelvolumen und dem Tankvolumen V_0 kann die Anzahl der Einzelvolumen N bestimmt werden:

$$N = \frac{V_0}{V_i}. \quad (4.9)$$

Jedem Einzelvolumen des Tanks wird seine entsprechende Höhe im Tank h_i zugeordnet, die vom Boden des Tanks bis zur Mitte des Volumens reicht (vergleiche Abbildung 4.21).

Die Position des i -ten Volumen vom Behälterboden aus wird durch,

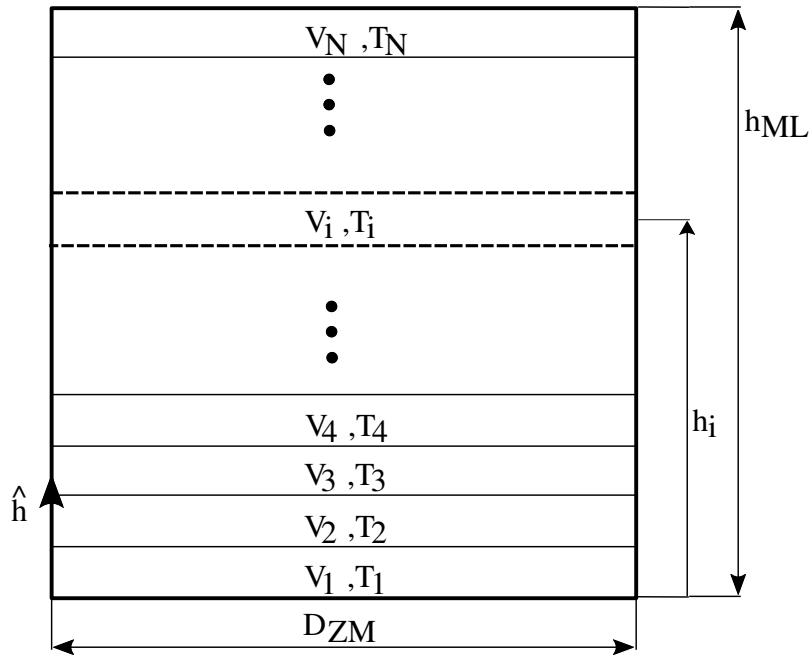


Abbildung 4.21.: Übersicht über die Aufteilung des Tanks in Einzelvolumen, die für die MIX-Zahl Berechnung benötigt werden, abgewandelt von Putz [24].

$$h_i = i \cdot \frac{h_{ML}}{N} - \frac{1}{2} \cdot \frac{h_{ML}}{N}, \quad (4.10)$$

beschrieben. Die Höhe der Messlanze h_{ML} wird durch die Anzahl der Volumen geteilt und anschließend mit der Laufzahl i multipliziert. Dadurch ist die Höhe der Oberkante des Volumens definiert. Um die Höhe der Mitte des Volumens zu bestimmen, muss anschließend noch die halbe Höhe eines Volumens abgezogen werden. Nach der Bestimmung der Volumenanzahl und -größe wird nun als erstes das Energiemoment des Speichers im aktuell vorliegenden Zustand M_{ist} berechnet. Zunächst muss dazu das Temperaturprofil T_{ist} aus den experimentellen Temperaturmessdaten für den Speichertank abgeleitet werden. Falls die Daten nicht für die gesamte Tankhöhe kontinuierlich vorliegen, werden die Bereiche zwischen den einzelnen Temperatursensoren linear interpoliert. Die Interpolation erfolgt jeweils für den Bereich zwischen zwei Sensoren anhand der gemessenen Temperaturen.

Nachdem das Temperaturprofil des Speichers bekannt ist, kann unter Anwendung von

$$E_{ist,i} = \rho_i \cdot V_i \cdot c_{p,i} \cdot (T_{ist,i} - T_{min}) \quad (4.11)$$

die Wärmeenergie der Einzelvolumen $E_{ist,i}$ des Speichers ausgewertet werden. Bei T_{min} handelt es sich um die gemittelte Wassertemperatur zu Versuchsstart. Zu beachten ist hierbei, dass sowohl die spezifische Wärmekapazität c_p als auch die Dichte ρ abhängig von der Temperatur sind. Sie müssen deshalb für jedes Volumen mit der entsprechenden Temperatur angepasst werden. Tabellen für beide Stoffwerte, abhängig von der Temperatur können bei Wagner und Pruß [105] nachgelesen

werden. Bei den Stoffwerten handelt es sich um die Messwerte, die für die IAWPS (International Association for the Properties of Water and Steam) Formulierung von 1995 genutzt wurden. Durch geeignete Annäherungen von Funktionen an diese Messwerte werden Funktionen der Temperatur für Wärmekapazität und Dichte gebildet. Für die Wärmekapazität wird in dieser Arbeit eine Anpassung von Putz [24] genutzt, die eine sehr gute Übereinstimmung mit den Werten von Wagner und Pruß aufweist. Nach dieser Anpassung gilt,

$$c_p(T) = 2,8755 \cdot 10^{-9} \cdot T^4 - 7,1917 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 7,1937 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2,9 \cdot 10^{-3} \cdot T + 4,2186. \quad (4.12)$$

Die maximale Abweichung der Funktion von den Messwerten beträgt 0,001 kJ/(kg K). Der Zusammenhang zwischen Dichte und Temperatur wird von Martin und McCutcheon [106] übernommen:

$$\rho(T) = 1000 \left(1 - \frac{(T + 288,9414)(T - 3,9863)^2}{508929,2(T + 68,12963)} \right). \quad (4.13)$$

Auch diese Funktion stimmt gut mit den Messwerten von Wagner und Pruß überein.

Zuletzt kann das Energiemoment des untersuchten Speichers unter Verwendung der Energie der Einzelvolumen und deren Höhe mit,

$$M_{ist} = \sum_{i=1}^N h_i \cdot E_{ist,i}, \quad (4.14)$$

berechnet werden.

Als nächstes ist das Energiemoment des vollständig durchmischten Speichers gesucht. In der MIX-Zahl Betrachtung nach Andersen wird davon ausgegangen, dass der Energieinhalt des vollständig durchmischten und des perfekt geschichteten Speichers zu jeder Zeit gleich mit dem Energieinhalt des untersuchten Speichers ist [99]. Ein Vorteil von dieser Annahme ist, dass die Wärmeverluste an die Umgebung mit einbezogen werden, ohne dass ein Wärmedurchgangskoeffizient für den Speicher bestimmt werden muss. Aus der Annahme folgt,

$$E_{mix} = E_{ist}, \quad (4.15)$$

mit den Energieinhalten des vermischten und des untersuchten Speichers E_{mix} und E_{ist} . Der Energieinhalt des Speichers wird anschließend durch die Anzahl der Einzelvolumen geteilt, damit die Energie jeder einzelnen Schicht $E_{mix,i}$ bekannt ist:

$$E_{mix,i} = \frac{E_{ist}}{N}. \quad (4.16)$$

Mit Hilfe der Energie der einzelnen Schichten und der Gleichung,

$$M_{mix} = \sum_{i=1}^N h_i \cdot E_{mix,i}, \quad (4.17)$$

kann schließlich das Energiemoment des vermischten Speichers bestimmt werden, das für die Berechnung der MIX-Zahl benötigt wird. Zuletzt muss das Energiemoment des Speichers nach idealem Vergleichs-Beladeprozess ausgewertet werden. Dabei gibt es verschiedene Berechnungsweisen. Bei Andersen et al. wird, wie auch schon beim vermischten Speicher, der Energieinhalt des perfekt geschichteten Speichers E_S gleich dem Energieinhalt des zu untersuchenden Speichers gesetzt $E_S = E_{ist}$. Für das Temperaturprofil des ideal geschichteten Speichers wird der Speicher ohne Temperatursprungschicht und unter Annahme einer exakten Trennung zwischen kaltem und warmem Bereich im Speicher berechnet. Deshalb wird der Speicher in zwei Volumen unterteilt, in denen eine konstante Temperatur vorliegt. Ein heißes Volumen V_h mit Temperatur T_h und ein kaltes Volumen V_k mit Temperatur T_k . Es gilt also,

$$V_0 = V_k + V_h. \quad (4.18)$$

Dabei kann das Volumen des kalten Anteils durch,

$$V_k = V_0 - \dot{V} \cdot t, \quad (4.19)$$

bestimmt werden. Das kalte Volumen entspricht dann dem Gesamtvolumen abzüglich des eingeströmten Volumens $V_h(t)$. Dafür wird für das Volumen des eingeströmten warmen Wassers der Volumenstroms \dot{V} mit der Zeit der Einströmung t multipliziert.

Die Temperaturen des kalten und des heißen Volumens werden als nächstes benötigt. Für die Temperatur des kalten Volumens wird die Anfangstemperatur des Speichers, vor Beginn des Versuches, verwendet. Die Temperatur des warmen Volumens wird zu jedem Zeitpunkt neu berechnet. Dabei wird verwendet, dass die Energieinhalte des perfekt geschichteten und des gemessenen Speichers gleich sind. Unter der Annahme, dass,

$$E_S = \rho \cdot V_h(t) \cdot c_p \cdot (T_h(t) - T_{min}), \quad (4.20)$$

gilt, kann durch,

$$T_h(t) = \frac{E_{ist}}{V_h(t) \cdot \rho \cdot c_p} + T_{min}, \quad (4.21)$$

die Temperatur des heißen Volumens bestimmt werden.

Nachdem die beiden Temperaturen und die beiden Volumen bestimmt wurden, kann der Energieinhalt der Einzelvolumen innerhalb der kalten und der warmen Speicherschicht durch,

$$E_{S,k} = V_i \cdot \rho \cdot c_p \cdot T_k, \quad (4.22)$$

und,

$$E_{S,h} = V_i \cdot \rho \cdot c_p \cdot T_h, \quad (4.23)$$

berechnet werden. Aus den Energieinhalten kann das Energiemoment des perfekt geschichteten Speichers aus,

$$M_S = \sum_{i=1}^{h_{TC}} h_i \cdot E_{S,k} + \sum_{i=h_{TC}+1}^N h_i \cdot E_{S,h}, \quad (4.24)$$

zusammengesetzt werden. Die Variable h_{TC} spezifiziert die Höhe der Thermokline, die das kalte Volumen vom warmen Volumen trennt. Diese wird durch,

$$h_{TC} = \frac{4 \cdot V_k}{\pi \cdot D^2}, \quad (4.25)$$

abgeleitet vom Volumen eines Zylinders, bestimmt.

Die hier vorgestellte Methode der Berechnung des Energiemoments des perfekt geschichteten Speichers nach Andersen ist nur für die Untersuchung einer Einströmung in einen kalten Tank zu verwenden. Da für diese Arbeit auch die Flexibilität erhalten werden sollte, dass der Tank zu Versuchsbeginn wärmer als die Einströmtemperatur oder temperaturgeschichtet vorliegt, wird eine andere Methode gewählt, die schon in der Arbeit von Putz [24] beschrieben und angewendet wurde.

Diese hat gegenüber dem Ansatz von Andersen den Vorteil, dass sie nicht nur für die Einströmung von warmem Wasser in einen kalten Tank verwendet werden kann, sondern unabhängig von der Temperaturverteilung im Tank zu Beginn des Versuches.

Zur Bestimmung eines perfekt geschichteten Temperaturprofils T_S wird die Temperatur des einströmenden Wassers T_E verwendet und zusätzlich werden zur Berechnung des Temperaturprofils folgende Annahmen getroffen:

- keine Wärmeverluste zur Umgebung,
- Temperaturverlauf linear abfallend über Tankhöhe,
- in radialer Tankrichtung liegt kein Temperaturgradient vor,
- warmes Wasservolumen wird unvermischt über kälterem Wasser eingeschichtet.

Als Starttemperatur für T_S wird das im Tank vorliegende Anfangsprofil der Temperaturen verwendet. Dieses wird so sortiert, dass die höchste Temperatur am oberen Ende des Tanks, also an der Stelle N liegt, und die niedrigste Temperatur am Boden des Tanks. Anschließend wird das einströmende Volumen mit der Temperatur T_E mit dem sortierten Temperaturprofil verglichen und in die richtige Höhe innerhalb des Speichers einsortiert. Gleichzeitig wird das Volumen mit der

niedrigsten Temperatur aus dem Temperaturprofil eliminiert. Mit diesem Verfahren kann zu jedem Zeitpunkt das perfekt geschichtete Temperaturprofil bestimmt werden. Aus dem Temperaturprofil kann mittels der Gleichung 4.11 der Energieinhalt des perfekt geschichteten Speichers berechnet werden und aus Gleichung 4.14 das Energiemoment. Die entsprechende MIX-Zahl ergibt sich aus den bestimmten Energiemomenten unter Verwendung von Gleichung 4.7.

Die Arbeit von Buderer [107] vergleicht beide Ansätze zur Bestimmung des perfekt geschichteten Profils anhand experimenteller Daten. Da keine Verluste angenommen werden, fällt die MIX-Zahl mit der Berechnung von Putz höher aus, da das Energiemoment des perfekt geschichteten Speichers höher ist. Da hier ein Vergleich zwischen den einzelnen Einströmgeometrien analysiert werden soll und der Berechnungsansatz von Putz variabler ist, wird im folgenden das Energiemoment des perfekt geschichteten Speichers nach der zweiten Berechnungsmethodik ausgewertet. Hierbei wird die von Putz verwendete Berechnungsroutine weiterentwickelt, in dem statt dem Volumen mit der niedrigsten Temperatur, das Volumen auf Höhe der Ausschichtung aus dem Tank aus dem perfekt geschichteten Temperaturprofil eliminiert wird. Zusätzlich wird eine kontinuierliche Berechnung der MIX-Zahl über die komplette Versuchslaufzeit implementiert.

4.3.5. Durchführung der Versuche

Zuerst wird die jeweilige Beladengeometrie auf der gewünschten Höhe in den Tank eingebaut. Bei den Freistrah-Versuchen wird der vorhandene Anschluss innerhalb des Tanks genutzt. Zusätzlich werden die Zu- und die Ableitung an den Plexiglastank angeschlossen und der Plexiglastank über einen Schlauch mit Leitungswasser gefüllt. Bei den Versuchen mit Pufferspeicher im System, wird zusätzlich der Pufferspeicher auf die gewünschte Einströmtemperatur gebracht. Mittels der Pumpe des Heizmoduls wird in den Einströmversuchen Wasser aus dem Plexiglastank entnommen. Vor der Nutzung des Pufferspeichers wird das Wasser über den Heizer geleitet und anschließend mit einer höheren Temperatur in den Tank zurück gepumpt. Bei Nutzung des Pufferspeichers wird das Wasser des Plexiglastanks in den Pufferspeicher geleitet. Durch Entnahme aus einem höheren Anschluss des Pufferspeichers wird das vorgewärmte Wasser entnommen und wiederum über das Heizmodul zurück in den Plexiglastank gefördert. Während der Versuche wird der Volumenstrom mittels des Volumenstrommessers erfasst. Gleichzeitig werden die Temperaturen innerhalb des Tanks mittels der Temperaturmesslanze aufgenommen und die Temperatur des einströmenden Wassers gemessen. Diese werden zur Bewertung der Vermischung innerhalb des Tanks verwendet. Zu den Temperaturmessungen werden begleitend BOS-Messungen durchgeführt.

4.3.5.1. Entdimensionierung wichtiger Größen

Zur Vergleichbarkeit der experimentellen Ergebnisse werden die betrachteten Größen entdimensioniert. Zunächst wird die entdimensionierte Höhe h^* aus der Höhe h im Tank unter Verwendung von

$$h^* = \frac{h}{h_{ML}}, \quad (4.26)$$

eingeführt. Dabei wird jeweils die Höhe der gesamten Messlanze verwendet. Dadurch sind die selben Temperatursensoren bei der Betrachtung von h^* auf der selben Höhe für alle Experimente. Die entdimensionierte Höhe reicht von 0, am Boden des Tanks und 1 am Deckel des Tanks. Mit Hilfe der Beziehung,

$$T^* = \frac{T - T_{min}}{T_{E,soll} - T_{min}}, \quad (4.27)$$

wird die dimensionslose Temperatur T^* berechnet, mit der Soll-Einströmtemperatur $T_{E,soll}$ und der gemessenen Temperatur T . Die dimensionslose Versuchszeit t^* ergibt sich aus:

$$t^* = \frac{1}{V_0} \int_{t_0}^t \dot{V} dt. \quad (4.28)$$

Dazu wird ein Verhältnis aus dem eingeströmten Volumen während der Versuchszeit und dem Gesamtvolumen gebildet. Bei einem konstanten Volumenstrom und wenn t_0 zu 0 s gesetzt wird, vereinfacht sich die Gleichung zu:

$$t^* = \frac{\dot{V}t}{V_0}, \quad (4.29)$$

wobei t die bereits verstrichene Versuchszeit beschreibt. Durch diese Definition der dimensionslosen Zeit, bedeutet $t^* = 1$, dass das komplette Volumen des Tanks einmal ausgetauscht wurde.

4.3.6. Experimentelle Ergebnisse

Die Experimente werden mit verschiedenen Randbedingungen durchgeführt, um den Einfluss der Einströmung in den Plexiglasspeicher zu untersuchen. Diese werden auch in Putz [24] und Aali [92] diskutiert. Die Tabelle 4.6 gibt einen Überblick über alle betrachteten Versuche.

Tabelle 4.6.: Überblick über alle Versuche, die für die Auswertung der MIX-Zahl und der Tanktemperaturen verwendet werden, mit Einschicht- und Entnahmehöhe sowie der eingesetzten Geometrie.

Versuch	Volumenstrom [m ³ /h]	Re	Einschichthöhe h^* : Geometrie	Entnahmehöhe h^* : Geometrie	$T_{E,soll}$ [°C]
1	1,2	14024	0,51: -	0,23: -	40
2	1,2	14024	0,79: -	0,23: -	40
3	1,2	14024	0,79: Ring	0,23	40
4	1,2	14024	0,79: Ring	0,23: Ring	40
5	1,2	14024	0,51: -	0,23: -	40
6	1,2	14024	0,79: Ring	0,51: Ring	40
7	0,6	7012	0,79: Ring	0,23: -	40
8	1,8	21036	0,79: Ring	0,23: -	40
9	2,8	26887	0,51: -	0,23: -	30
10	2,8	26887	0,51: Rohr	0,23: -	30
11	1,8	17284	0,51: -	0,23: -	30
12	1,8	17284	0,51: Rohr	0,23: -	30
13	3,6	34569	0,51: -	0,23: -	30
14	3,6	34569	0,51: Rohr	0,23: -	30
15	1,2	14024	0,51: Rohr	0,23: -	40
16	1,2	14024	0,51: Ring	0,23: -	40

Neben den Einströmgeometrien werden verschiedene Einström- und Entnahmehöhen analysiert, sowie verschiedene Soll-Einströmtemperaturen und Volumenströme. Aus den Volumenströmen wird mit Gleichung 4.6 die Reynoldszahl im Einlassrohr des Plexiglastanks berechnet. Neben dem Volumenstrom wird dazu der Durchmesser des Einlassrohres und die Soll-Einströmtemperatur verwendet. Die bestimmten Reynoldszahlen sind ebenfalls in Tabelle 4.6 nachzulesen. Aus den Reynoldszahlen ist zu erkennen, dass für alle Versuche eine turbulente Strömung vorliegt.

Die Versuche 1 bis 8 erfolgen ohne Pufferspeicher. Deshalb wird die Soll-Einströmtemperatur von 40 °C über die Versuchszeit nicht erreicht. Die gemessene Einströmtemperatur liegt bei ca. 30 °C bei einem Volumenstrom von 1,2 m³/h. Die tatsächlichen Einströmtemperaturen liegen deshalb bei diesen Versuchen im selben Temperaturbereich, was einen Vergleich mit den weiteren Messungen möglich macht. Nur die beiden Versuche mit kleinerem und größerem Volumenstrom weisen Unterschiede in der Einströmtemperatur auf. Bei der Durchführung der Versuche 9 bis 14

ist die Einströmtemperatur fehlerhaft aufgenommen¹, weshalb hier eine konstante Einströmtemperatur mit $T_{E,soll}$ angenommen wird. Eine Auswertung der Versuche 15 und 16 hat gezeigt, dass die Soll-Einströmtemperatur durch den Einsatz des Pufferspeichers annähernd konstant gehalten werden kann, die Abweichungen sind kleiner als 1 °C. Für Volumenströme größer als 1 m³/h zeigt die Einströmtemperatur keine signifikanten Schwankungen [107].

Ab den Versuchen mit der Nummer 9 ist der Tank nur noch bis zum zweitobersten Temperatursensor gefüllt ($h^* = 0,875$). Dies wird durch eine Reduktion des Gesamtvolumens und eine Verkürzung von h_{ML} in der Auswertung berücksichtigt.

Bei der Auswertung der Temperaturen aus den Versuchen fiel auf, dass in den Versuchen 9 bis 14 ein Temperatursensor zu hohe Werte anzeigte¹. Die Temperatur des zweituntersten Sensors ($h^* = 0,125$) ist auch zu Versuchsbeginn mit kaltem Tank immer höher als die Temperaturen der beiden benachbarten Sensoren. Dieser wird deswegen für die Betrachtung der Tanktemperaturen und die Berechnung der MIX-Zahl nicht verwendet.

4.3.6.1. Temperaturen innerhalb des Tanks und Auswertung der MIX-Zahl

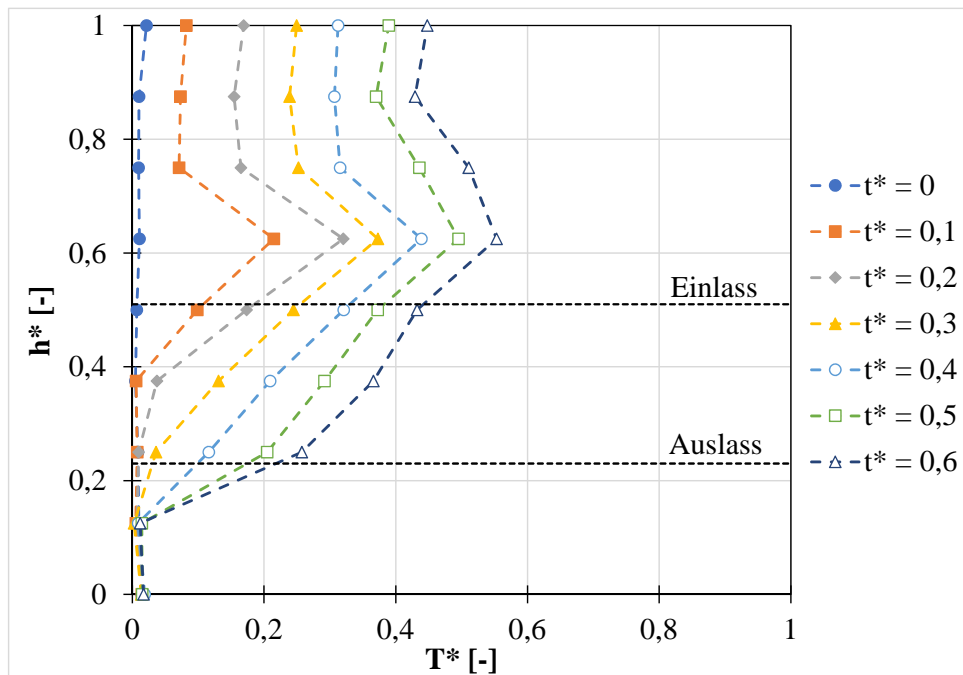
Zunächst wird die Einströmung mittels Freistrahls mit verschiedenen Volumenströmen untersucht. Anschließend erfolgt ein Vergleich zwischen der Einströmung mit Freistrahls und den unterschiedlichen Einströmgeometrien, wofür die gemessenen Temperaturverläufe und die MIX-Zahl miteinander verglichen werden. Da die Laufzeit der verschiedenen Versuche unterschiedlich lang war, werden diese bis zur dimensionslosen Zeit von $t^* = 0,6$ betrachtet, da für fast alle Versuche Messwerte bis zu dieser Zeit vorliegen.

Einströmung ohne Einströmgeometrie

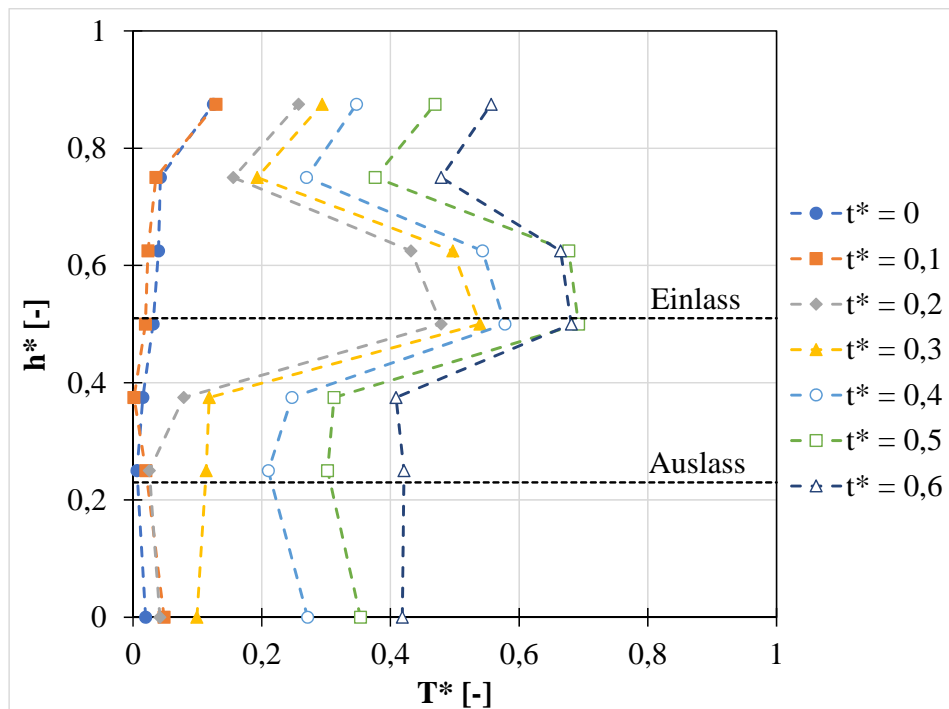
Die Ergebnisse bei unterschiedlichen Einströmvolumenströmen werden als Vergleichsmessungen für die Versuche mit anderen Einströmgeometrien verwendet, wobei die Volumenströme 1,2 m³/h, 1,8 m³/h, 2,8 m³/h und 3,6 m³/h gemessen werden. Die Einströmung erfolgt über den mittleren Einlass des Tanks, in einer Höhe von $h^* = 0,5$; die Ausströmung durch den unteren Einlass, knapp oberhalb von $h^* = 0,2$.

Für die beiden Versuche mit dem höchsten und dem niedrigsten untersuchten Volumenstrom sind die Temperaturverläufe innerhalb des Tanks zu Versuchsbeginn bis zum Ende des Versuches in Abbildung 4.22 zu sehen. Beim niedrigeren Volumenstrom, dargestellt in Abbildung 4.22 (a), nimmt die Temperatur innerhalb des Tanks von Zeitschritt zu Zeitschritt zu. Die höchste Temperatur wird in der Höhe $h^* = 0,6$ gemessen, da dieser Temperatursensor direkt im Freistrahls liegt und deshalb die wärmere Temperatur der Einströmung direkt aufnimmt. Der Temperaturverlauf zeigt, dass der Freistrahls des wärmeren Wassers nicht waagrecht in den Tank strömt, sondern bedingt

¹Grund hierfür war ein Sensorausfall, der zu spät bemerkt wurde



(a)



(b)

Abbildung 4.22.: Gemessene dimensionslose Temperatur als Funktion der dimensionslosen Höhe zu verschiedenen Versuchszeiten bei einer Freistrahleinströmgeometrie für einen Einlassvolumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ (a) und $3,6 \text{ m}^3/\text{h}$ (b).

durch Auftriebseffekte leicht nach oben abgelenkt wird. Die Temperaturen unterhalb des Auslasses werden von der Einströmung nicht beeinflusst.

Die Einströmung des Freistrahls und die Ablenkung nach oben sind auch deutlich in Abbildung 4.23 erkennbar, die ein mit Hilfe von BOS aufgenommenes Bild zeigt. In dem Bild sieht man

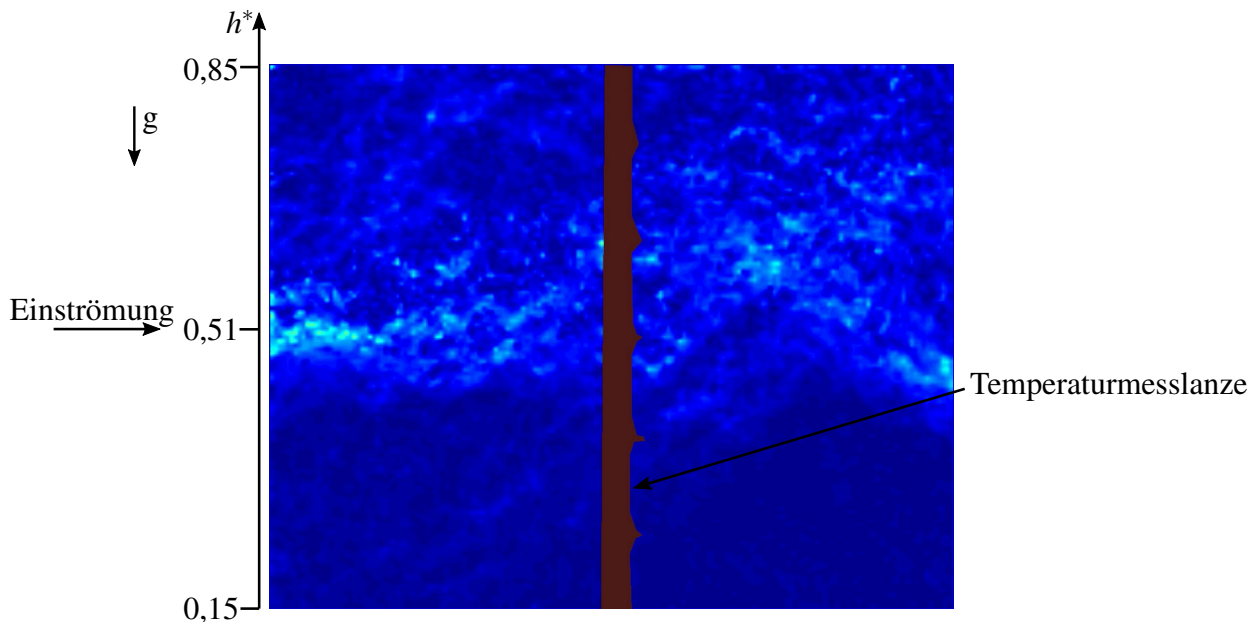


Abbildung 4.23.: BOS Aufnahme der Einströmung in den Plexiglasspeicher bei einem Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ durch den mittleren Einlass ohne Verwendung einer Beladegerometrie [24]; dunkelblaue Farbe zeigt kaltes Wasser im Tank, hellere Blautöne das einströmende, wärmere Wasser.

in der Mitte in braun dargestellt die Temperaturmesslanze. Das warme Wasser strömt von der linken Seite, aus dem mittleren Einlass des Tanks ein. Die helleren Stellen auf dem Bild stellen die Strömung des wärmeren Wassers dar. Es ist zu erkennen, dass an der Stelle des Auslasses das warme Wasser als Freistrahл austritt. Auf dem Weg zur Tankmitte breitet sich der Freistrahл in vertikaler Richtung aus und wird infolge der geringeren Dichte leicht nach oben abgelenkt, was anhand der helleren Stellen zu sehen ist. Dies wird von den Temperatursensoren, die oberhalb des Einlasses liegen, erfasst. Die Schlussfolgerung aus dem zuvor betrachteten Temperaturprofil im Tank, dass der Freistrahл nach oben abgelenkt wird, wird somit in diesem Bild verdeutlicht.

Betrachtet man die Temperaturprofile mit dem größten untersuchten Volumenstrom (Abbildung 4.22 (b)) so zeigt der Temperatursensor auf Höhe der Einströmung die höchste Temperatur. Die Einströmung wird durch die höhere Temperatur des einströmenden Wassers kaum nach oben abgelenkt. Zusätzlich ist zu sehen, dass die Temperaturen schneller steigen als in dem Versuch mit dem niedrigeren Volumenstrom. Die Abbildung zeigt, dass die Temperatur des höchsten Sensors höher ist, als die Temperatur des zweithöchsten Sensors. Dies kommt vermutlich daher, dass das einströmende warme Wasser an der Tankwand nach oben abgelenkt wird und sich dort ausbreitet.

Darüber hinaus zeigt die Abbildung, dass durch den großen Volumenstrom auch die Temperaturen unterhalb der Ausströmhöhe beeinflusst werden. Der größere Impuls der Einströmung bewirkt eine stärkere Durchmischung des Speichers, die sich bis in den unteren Bereich des Speichers auswirkt.

Im nächsten Schritt wird untersucht, wie sich eine Einströmung ohne Einströmgeometrie durch den oberen Einlass, knapp unterhalb von $h^* = 0,8$ auf die vertikale Temperaturverteilung im Speicher bei einem Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ auswirkt. Die gemessenen Temperaturprofile für diesen Versuch sind in Abbildung 4.24 zu sehen.

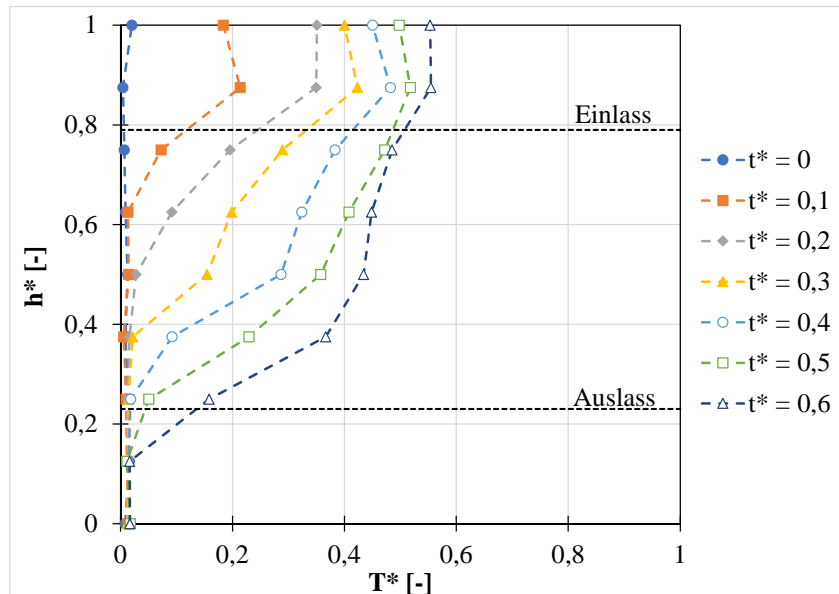


Abbildung 4.24.: Gemessene dimensionslose Temperaturprofile im Speicher ohne Beladegerometrie als Funktion der dimensionslosen Höhe bei Einströmung durch den obersten Einlass mit Volumenstrom $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$.

Auch hier zeigt die dimensionslose Temperatur oberhalb der Einströmung durch die direkte Anströmung des warmen Wassers den höchsten Wert. Allerdings ist durch die höhere Einströmung weniger Vermischung im Speicher zu erkennen. Dies liegt daran, dass das warme Wasser einen kürzeren Weg zum oberen Ende des Tanks hat und deswegen einen kleineren Bereich des Tanks beeinflusst. Die Temperaturen unterhalb des Auslasses ändern sich nicht, während die Temperaturen oberhalb des Einlasses mit wachsender Zeit steigen. Es stellt sich hier ein geschichtetes Profil ein.

Die MiX-Zahlen für die Versuche mit steigendem Volumenstrom zeigt die Abbildung 4.25 als Funktion der dimensionslosen Zeit t^* bis $t^* = 0,6$.

Die Verläufe der MIX-Zahlen verhalten sich wie die Temperaturen im Tank und zeigen eine wachsende Vermischung mit steigendem Volumenstrom, sodass die MIX-Zahl mit steigendem Einlassvolumenstrom ebenfalls zunimmt. Vor allem bei hohem Volumenstrom ist das Profil im Tank eher mit dem vollständig durchmischten Speicher zu vergleichen. Deshalb ergeben sich hier hohe MIX-Zahlen. Für Volumenströme $2,8 \text{ m}^3/\text{h} < \dot{V} < 3,6 \text{ m}^3/\text{h}$ zeigt die MIX-Zahl keine großen

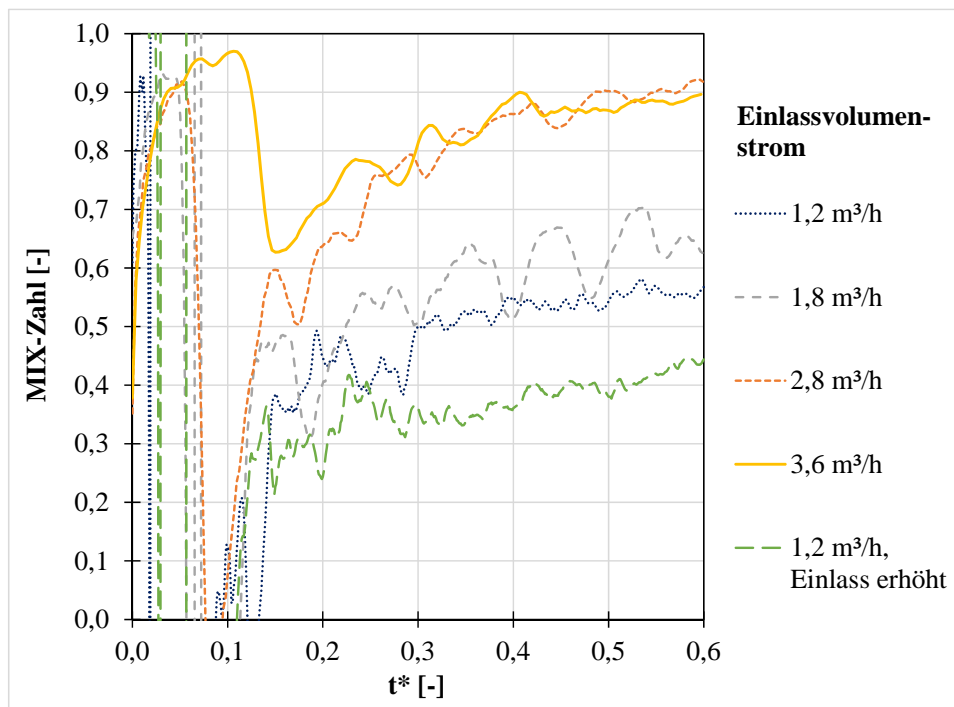


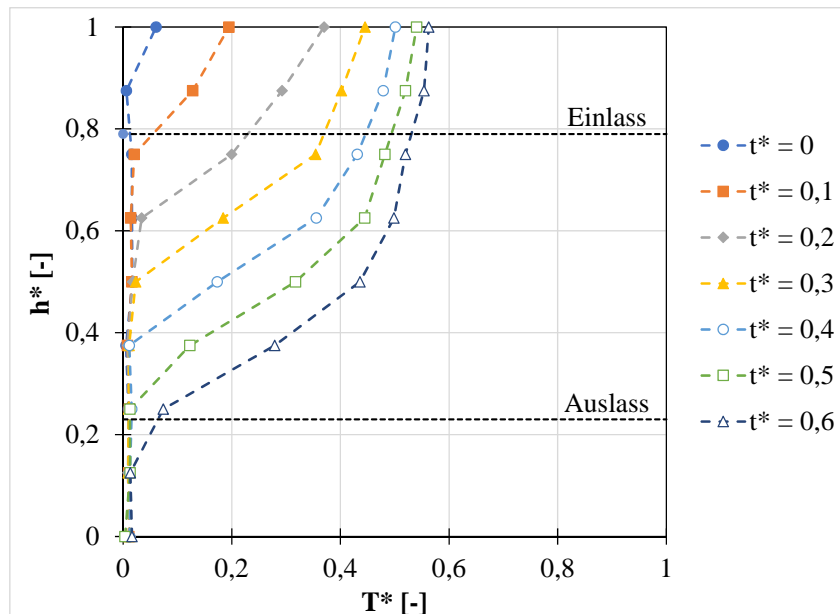
Abbildung 4.25.: Berechnete MIX-Zahlen als Funktion der dimensionslosen Zeit für die Einströmung ohne Einströmgeometrie mit unterschiedlichem Volumenstrom.

Unterschiede für $t^* > 0,3$. Aus dem Verlauf der MIX-Zahl für den Versuch mit der höheren Einströmung lässt sich erkennen, dass durch die höhere Einströmung und das dadurch leicht geschichtete Profil im Tank auch die MIX-Zahl niedriger ist als bei den anderen Versuchen. Insbesondere bei kleinen t^* ergeben sich starke Schwankungen der MIX-Zahl, deren Ursache eine inhomogene Temperaturverteilung im Plexiglastank ist. Dies hat Auswirkungen auf das Energiemoment des Speichers M_{ist} . Zusätzlich dazu liegen die drei Energiemomente zu Beginn nahe beieinander, was zu Sprüngen im Verlauf führt. Im Versuchsverlauf stabilisieren sich die Verläufe allerdings. Diese Schwankungen sind auch bei den weiteren Auswertungen der MIX-Zahl, die in diesem Kapitel durchgeführt werden, zu Beginn der Versuchszeit zu beobachten.

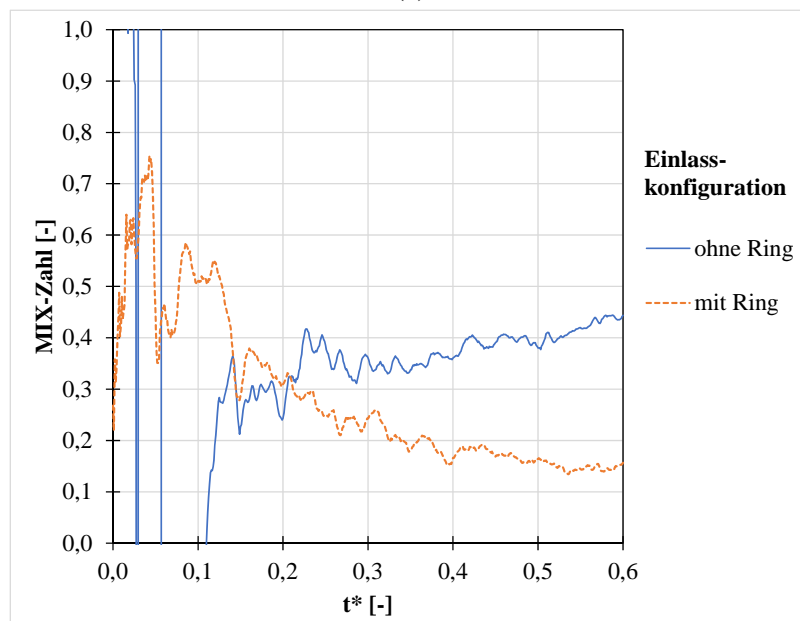
Beladering

Zunächst wird die Beladung über den Beladering und mit Freistrahle miteinander verglichen. In Abbildung 4.26 (a) sind die Temperaturprofile, die sich bei einer Einströmung mit einem Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ durch den Beladering ergeben, dargestellt.

Der Beladering ermöglicht eine homogenere Einströmung und durch den geringeren Impulseintrag in den Tank wird die Temperaturschichtung weniger gestört. Im Vergleich zu den Temperaturprofilen ohne Ring in Abbildung 4.24 ist eine bessere Schichtung im Tank vorhanden. Die Temperaturen der oberen 4 Sensoren weichen nicht stark voneinander ab, während ohne Ring ein deutlicherer Unterschied zu beobachten ist.



(a)



(b)

Abbildung 4.26.: Gemessene dimensionslose vertikale Temperaturprofile im Speicher bei einer Einströmung durch den Beladering (a) und Vergleich der berechneten MIX-Zahl als Funktion der dimensionslosen Zeit ohne Beladegerometrie und mit Ring (b) für den Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$.

Die Unterschiede in den Temperaturprofilen lassen sich auch bei der Auswertung der MIX-Zahl für die beiden Experimente feststellen, die in Abbildung 4.26 (b) illustriert ist. Durch den Einsatz des Ringes als Beladegerometrie sinkt die MIX-Zahl. Während sie ohne Beladegerometrie einen Wert von 0,45 bei großen t^* erreicht, kann durch den Beladering eine MIX-Zahl von ungefähr 0,15 erreicht werden. Nach dem Vergleich zwischen Freistrahler und Einströmung durch den Beladering wird der Beladering mit verschiedenen Volumenströmen untersucht. Dazu werden ebenfalls die MIX-Zahlen über der entdimensionierten Zeit geplottet. Diese sind in Abbildung 4.27 dargestellt.

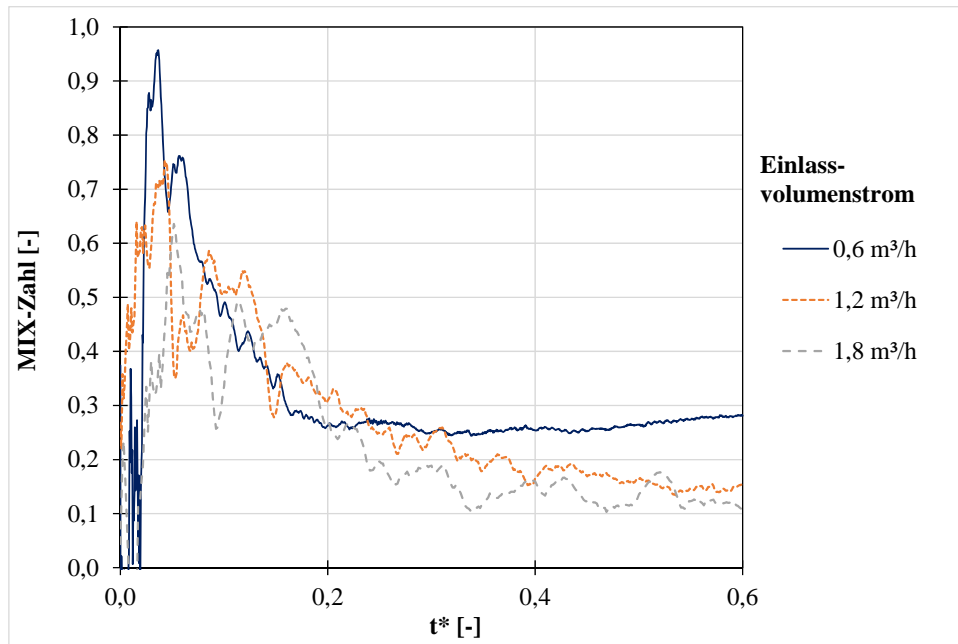
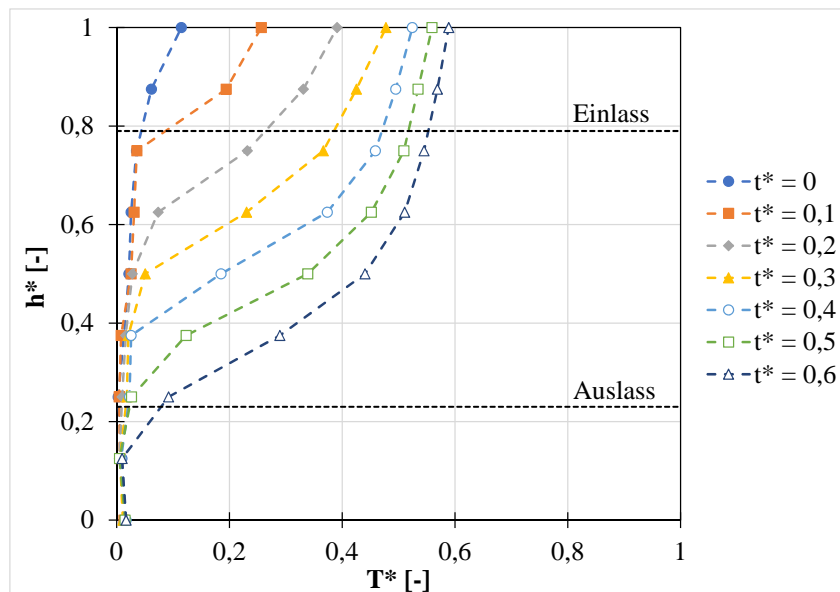


Abbildung 4.27.: Berechnete MIX-Zahlen als Funktion der dimensionslosen Zeit für die Einströmung durch den Beladering mit unterschiedlichem Volumenstrom.

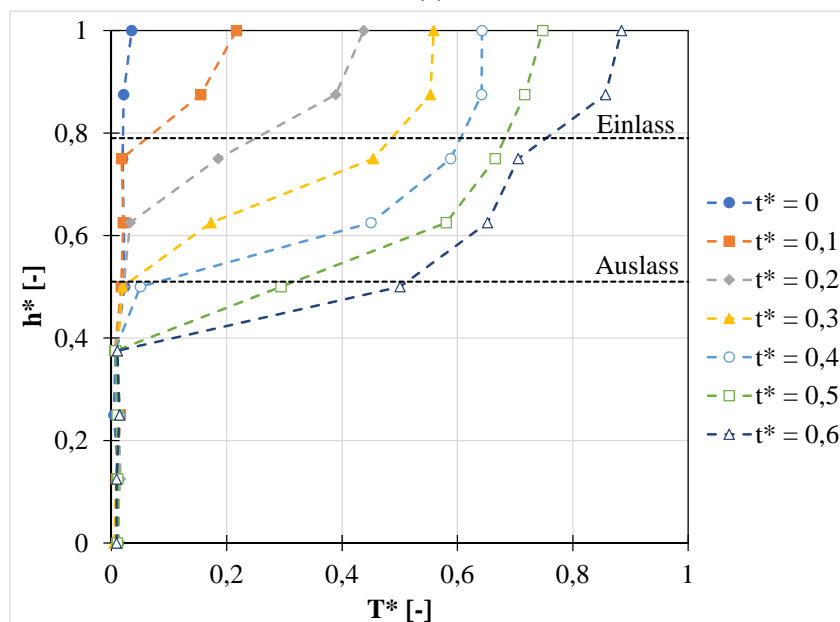
Im Gegensatz zur Einströmung ohne Beladegerometrie ist die MIX-Zahl mit steigendem Volumenstrom für die betrachteten Versuche niedriger. Der positive Einfluss des Beladeringes auf die Schichtung wird mit steigendem Volumenstrom noch verstärkt. Diese Versuche wurden aber vor der Integration des Pufferspeichers in den Versuchsaufbau durchgeführt. Mit dem Heizer des Versuchsstandes allein kann das Wasser beim kleinerem Volumenstrom stärker aufgeheizt werden, wodurch die Einströmtemperatur sich bei den drei Versuchen unterscheidet. Da dadurch eine größere Temperaturdifferenz zwischen eintretendem Wasser und Wasser im Tank auftritt, kann die MIX-Zahl dadurch negativ beeinflusst werden.

Die Auswirkung auf die Temperaturschichtung im Tank bei Nutzung eines Ringes für die Ausströmung werden mit dem Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ durchgeführt. Die Einströmung erfolgt ebenfalls mit einem Beladering am oberen Einlass. Für die Ausströmung wird der untere Auslass einmal mit Beladering und einmal ohne Beladegerometrie sowie der mittlere Auslass mit Belade-

ring genutzt. In Abbildung 4.28 sind die Temperaturen im Tank für die Ausströmung durch den Ring abgebildet.



(a)



(b)

Abbildung 4.28.: Gemessene dimensionslose vertikale Temperaturprofile im Speicher, bei Einströmung mit Ring durch den oberen Einlass und Ausströmung durch den unteren Einlass mit Ring (a) und durch den mittleren Einlass mit Ring (b) für den Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$.

Ein Vergleich der dimensionslosen Temperaturen bei der Ausströmung durch den unteren Einlass in Abbildung 4.26 (a) und 4.28 (a) zeigt keine großen Unterschiede, so dass die Verwendung des Ringes als Ausströmgeometrie keinen zusätzlichen Einfluss auf die Temperaturverteilung in-

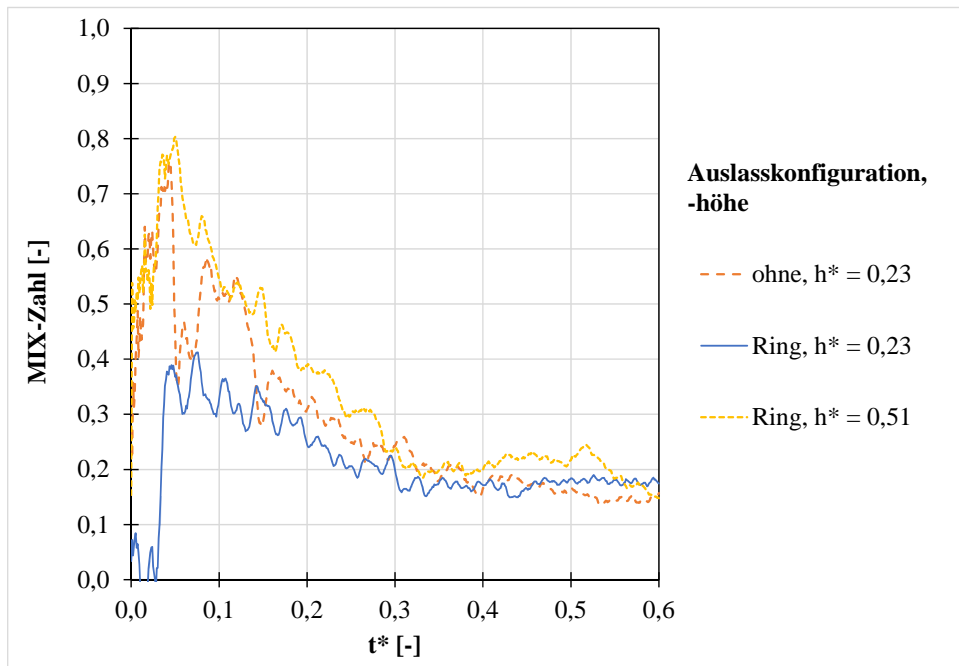


Abbildung 4.29.: Berechnete MIX-Zahlen als Funktion der dimensionslosen Zeit, bei Einströmung mit Ring durch den oberen Einlass und Ausströmung durch den unteren Einlass mit Ring und ohne Geometrie sowie durch den mittleren Einlass mit Ring für den Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$.

nerhalb des Tanks hat. Dieses Verhalten bildet sich auch in der MIX-Zahl (vgl. Abbildung 4.29) ab, in der nur kleine Unterschiede zu sehen sind.

Das Temperaturprofil des Versuches, bei dem die Ausströmung durch den mittleren Auslass unter Verwendung des Ringes untersucht wurde, ist in Abbildung 4.28 (b) dargestellt. Hier ist zu erkennen, dass die Temperaturverteilung im Bereich unterhalb der Höhe $h^* = 0,4$ nicht durch die Strömung beeinflusst wird und deshalb konstant bleibt. Bei den Temperaturen oberhalb liegt eine zeitliche Abhängigkeit vor. Es stellt sich eine Schichtung ein, wobei die Temperatursprungschicht mit zunehmender Versuchsdauer nach unten wandert. Zusätzlich sieht man, dass die Maximaltemperatur im Tank höher ist, als bei den zwei Versuchen zuvor. Dies liegt daran, dass die Einströmtemperatur ab ungefähr $t^* = 0,4$ ansteigt. Dies hängt damit zusammen, dass das Wasser aus dem Tank schon mit höherer Temperatur beim Heizmodul ankommt und deshalb durch das Heizmodul näher an die Soll-Temperatur gebracht wird. Deshalb nehmen die Maximaltemperaturen oberhalb der Einströmung stärker zu. Um die Strömung bei diesem Versuch und die Ausbreitung der Temperatur nach unten zu beobachten, werden auch hier BOS-Aufnahmen zu zwei Zeitpunkten während des Versuches diskutiert. Diese sind in Abbildung 4.30 abgebildet.

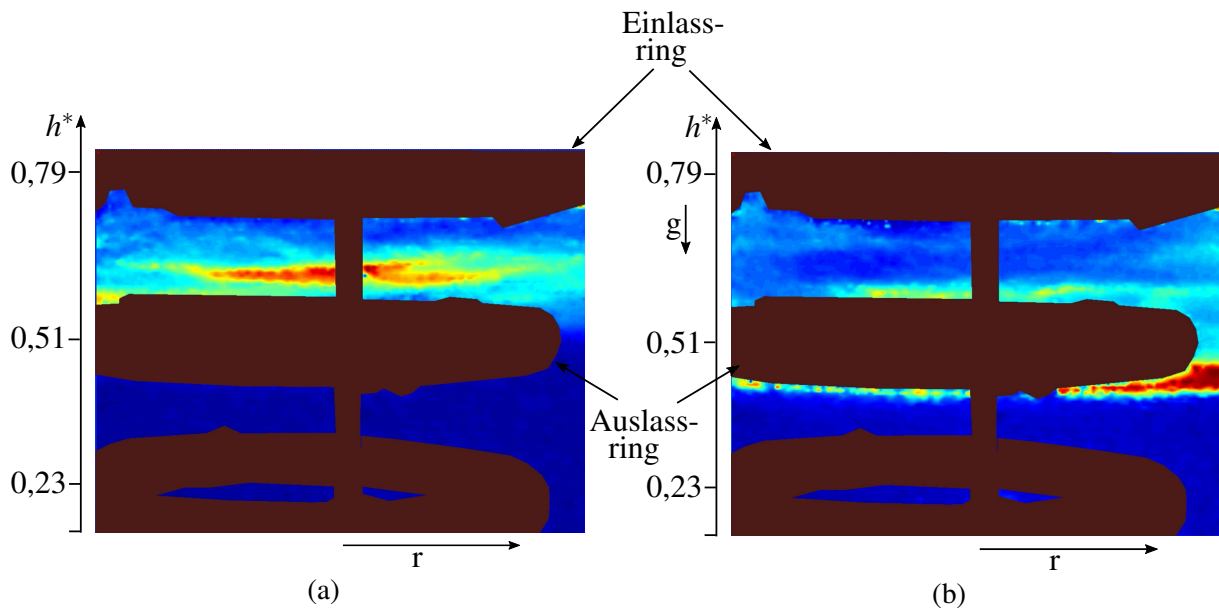


Abbildung 4.30.: Betrachtung der Temperatursprungschicht zum Zeitpunkt $t^* = 0,3$ (a) und $t^* = 0,6$ (b) bei einer Einströmung durch den oberen Einlass mit Ring bei einem Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ und Ausströmung durch den mittleren Auslass mit Ring [24]; die Temperatur im Tank nimmt von dunkelblau über grün, gelb und rot zu.

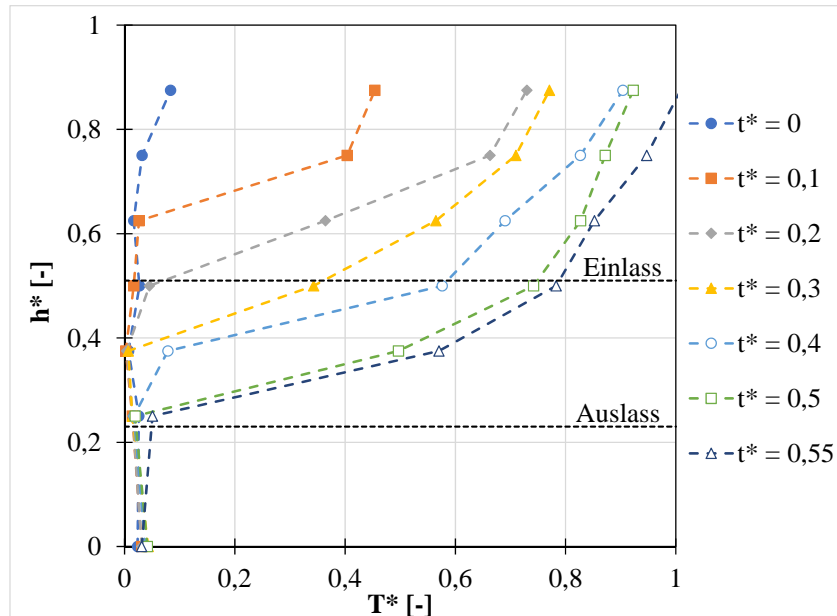
Der Ausschnitt des Bildes 4.30 zeigt den Bereich zwischen den drei Einlässen. In braun sind die Ringe zu sehen, wobei auch auf dem nicht verwendeten unteren Einlass ein Ring angebracht war. Beide Bilder zeigen die Temperatursprungschicht (in hellgrün bis dunkelrot dargestellt) zu verschiedenen Zeitpunkten. Auf den Bildern ist zu erkennen, dass die Temperatursprungschicht, wie auch bei der Betrachtung der Temperaturprofile zu sehen, durch die längere Versuchsdauer nach unten gewandert ist. Zum Zeitpunkt $t^* = 0,3$ liegt sie zwischen den beiden oberen Ringen. Mit steigender Versuchsdauer wandert sie weiter nach unten und liegt zum Zeitpunkt $t^* = 0,6$ unterhalb des Ausströmrings. Die Lage der Temperatursprungschicht spricht auch dafür, dass ab ungefähr $t^* = 0,4$ das ausströmende Wasser schon eine höhere Temperatur hat, da die Sprungschicht in der Nähe des Ausströmrings liegt. Auch zeigen die Bilder, dass die Temperaturen in niedrigeren Bereichen des Tanks ($h^* < 0,4$) in der betrachteten Versuchszeit unbeeinflusst vom einströmenden warmen Wasser sind.

In Abbildung 4.29 ist der Verlauf der MIX-Zahl für die Ausströmung durch den mittleren Auslass als Funktion der dimensionslosen Zeit aufgetragen. Auch hier zeigt sich kein signifikanter Unterschied zwischen den einzelnen Verläufen, es ist in den hier diskutierten Experimenten durch eine Veränderung der Ausströmgeometrie kein Einfluss auf die MIX-Zahl zu erkennen.

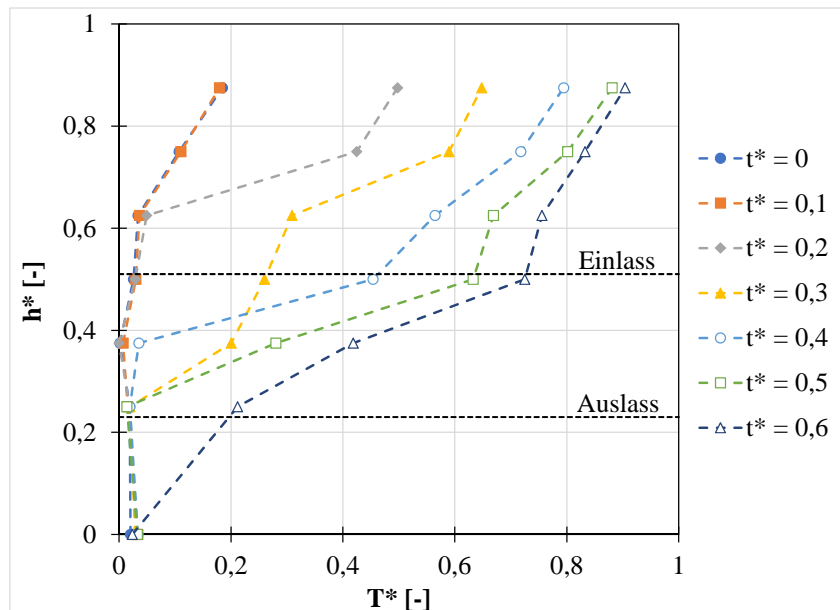
Beladerohr

Als nächstes wird die Einströmung durch das Beladerohr betrachtet. Begonnen wird mit einem Vergleich der Einströmung durch das Beladerohr mit steigendem Volumenstrom. Die untersuchten Volumenströme sind $1,8 \text{ m}^3/\text{h}$, $2,8 \text{ m}^3/\text{h}$ und $3,6 \text{ m}^3/\text{h}$. Die Temperaturen im Tank für den größten und den kleinsten untersuchten Volumenstrom zeigt Abbildung 4.31. Beim niedrigsten untersuchten Volumenstrom ist die Versuchszeit kürzer, deshalb wird dieser nur bis zur Zeit $t^* = 0,55$ dargestellt.

Die dimensionslosen Temperaturprofile beim kleineren Volumenstrom sind in der Abbildung 4.31 (a) dargestellt und zeigen einen monotonen Anstieg im oberen Bereich des Tanks mit zunehmender Zeit. Unterhalb der Ausströmung zeigen die Temperatursensoren keine Reaktion während des betrachteten Zeitraumes. Im mittleren Bereich des Speichers ist die Bildung einer Temperatursprungschicht zu erkennen, die langsam nach unten wandert.



(a)



(b)

Abbildung 4.31.: Gemessene dimensionslose vertikale Temperaturprofile im Speicher, bei Einströmung durch das Beladerohr mit dem Volumenstrom 1,8 m³/h (a) und 3,6 m³/h (b).

In Abbildung 4.32 sind BOS-Bilder zu vier verschiedenen Zeitpunkten während dieses Versuches dargestellt.

In den BOS Bildern ist ein Bildausschnitt des Tanks gezeigt, in dem das Einströmrohr und die Temperaturmesslanze in braun zu sehen sind. Es ist allerdings nicht der gesamte obere Tankbereich abgebildet. Die BOS-Bilder in den Abbildungen 4.32 (a-d) lassen qualitative Rückschlüsse auf die Temperaturverteilung im Tank zu. Zu Beginn strömt das Wasser aus dem Rohr durch die höhere Temperatur nach oben und breitet sich aus. Der Grund dafür ist, dass die Dichte des wärmeren Wassers kleiner ist, wodurch sich eine Auftriebsströmung einstellt.

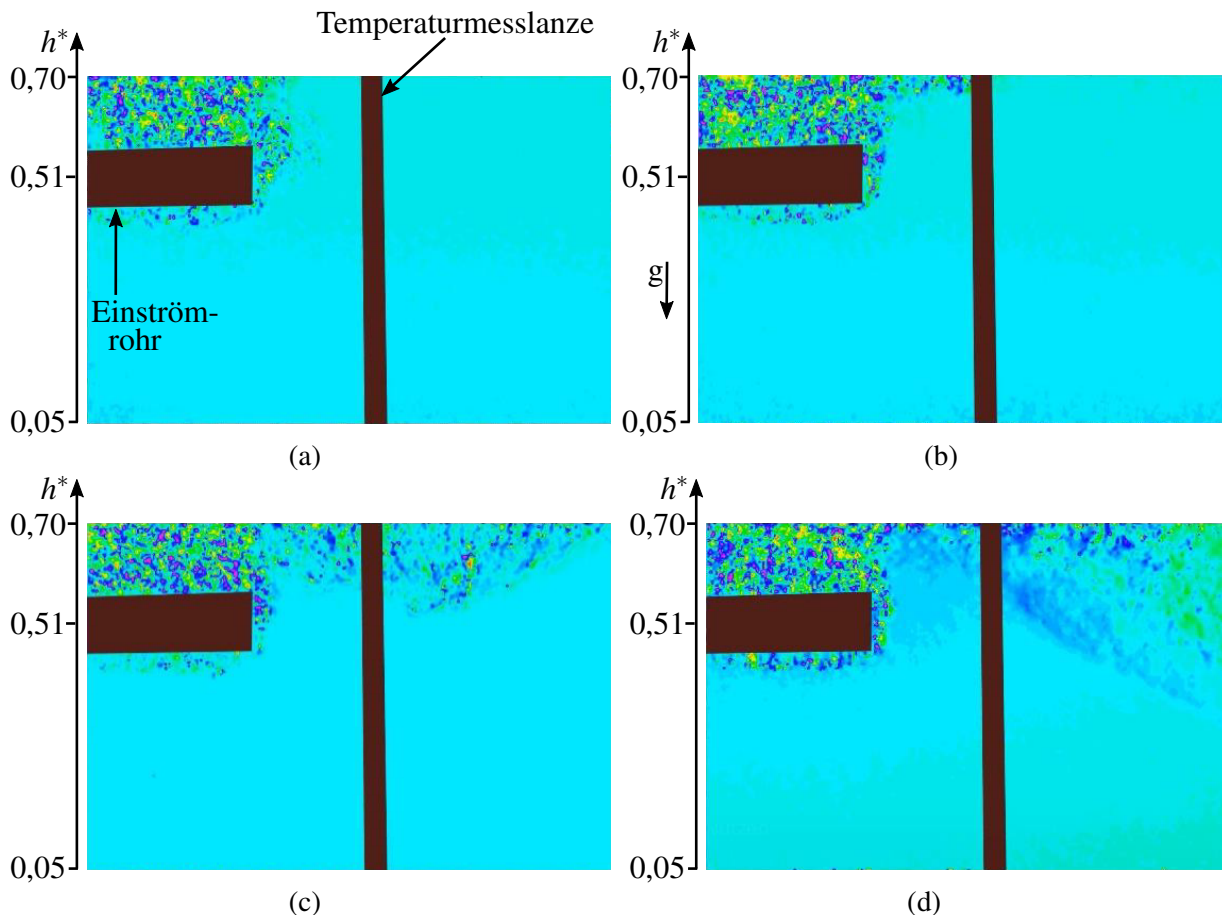


Abbildung 4.32.: BOS-Bilder für die Einströmung durch den mittleren Einlass mit Beladerohr zum Zeitpunkt $t^* = 0,1$ (a), $t^* = 0,2$ (b), $t^* = 0,4$ (c) und $t^* = 0,5$ (d) bei einem Volumenstrom von $1,8 \text{ m}^3/\text{h}$ und Ausströmung durch den unteren Auslass ohne Geometrie [92]; die hellblaue Farbe zeigt das kalte Wasser zu Beginn, das einströmende, wärmere Wasser wird durch dunkelblaue, gelbe und grüne Farben dargestellt.

Die Richardson-Zahl am Übergang zwischen Beladerohr und Wasser im Speicher wird zu 23,5 berechnet. Die genaue Bestimmung der Ausströmfläche des Beladerohres und damit der Austrittsgeschwindigkeit ist schwierig, da das eigentliche Rohr noch von einer Netzstruktur zur Homogenisierung der Strömung umschlossen ist. Für die Berechnung wird deshalb angenommen, dass 80 % der Mantelfläche des Rohres als Ausströmfläche gelten. Aus der Größe der Richardson-Zahl

ist herauszulesen, dass die Einströmung von den Auftriebseffekten dominiert wird, was auch zur zu sehenden Auftriebsströmung passt. Bedingt durch die Auftriebsströmung bildet sich die Temperatursprungschicht, die mit steigender Versuchsdauer nach unten wandert. Dies zeigt auch das Temperaturprofil in Abbildung 4.31 (a).

Die Temperaturverteilung mit größerem Volumenstrom in Abbildung 4.31 (b) zeigt ein ähnliches Verhalten wie mit kleinerem Volumenstrom, aber durch den größeren Volumenstrom wird ein größerer Teil des Speichers beeinflusst. Die Temperatur auf Auslasshöhe steigt zwischen den letzten beiden Zeitpunkten an. Außerdem sind die Temperaturunterschiede der einzelnen Sensoren, jeweils zu einem Zeitpunkt t^* , kleiner, als beim niedrigeren Volumenstrom.

In Abbildung 4.33 sind zusätzlich die MIX-Zahlen für die drei unterschiedlichen Volumenströme dargestellt.

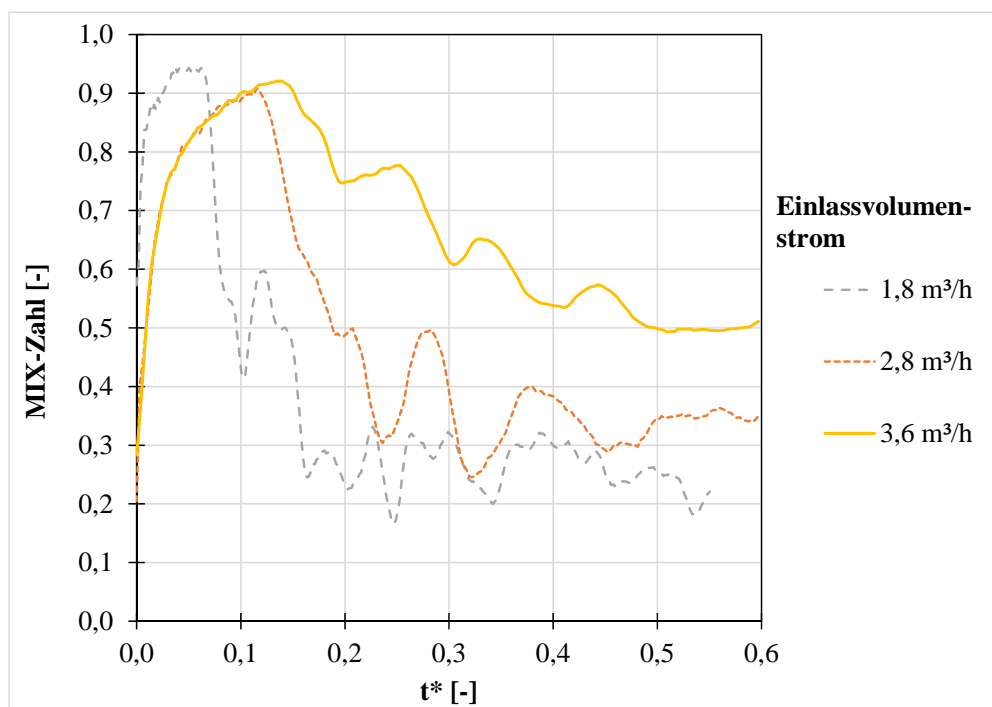


Abbildung 4.33.: Verläufe der berechneten MIX-Zahlen als Funktion der dimensionslosen Zeit für die Einströmung durch das Beladerohr bei unterschiedlichen Volumenströmen.

Die dargestellten Kurven zeigen, dass bei der Verwendung des Beladerohrs als Einströmgeometrie die MIX-Zahl durch den steigenden Volumenstrom zunimmt. Für alle Versuche zeigt der MIX-Zahl Verlauf zeitliche Oszillationen und eine verzögerte Stabilisierung im Vergleich zum Freistrahls- und Ringstrahl. Beim Ringstrahl findet der Impulsfluss in den Tank ausschließlich horizontal statt, während er im Rohr umfangsseitig erfolgt. Dadurch wird die Schichtung negativ beeinflusst und es treten Instabilitäten auf.

Einen Vergleich der MIX-Zahlen mit und ohne Beladegerometrie stellt die Abbildung 4.34 als Funktion der dimensionslosen Zeit t^* dar.

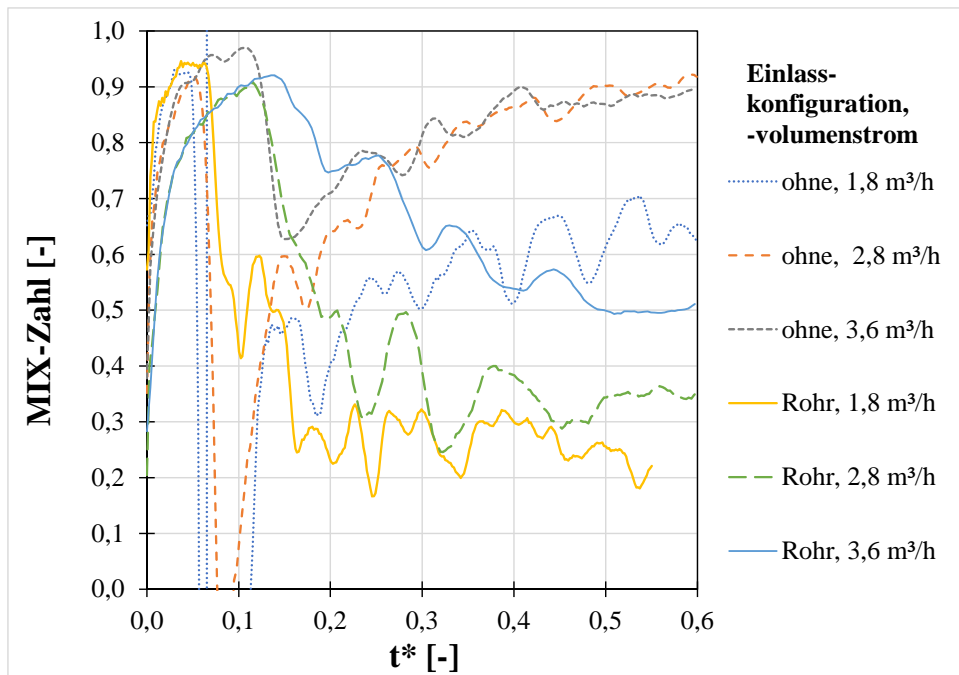


Abbildung 4.34.: Berechnete MIX-Zahlen als Funktion der dimensionlosen Zeit für die Einströmung ohne Geometrie und mit Beladerohr bei den untersuchten Volumenströmen.

Der Einsatz des Beladerohres reduziert die Vermischung im Speicher bei der Einströmung von warmem Wasser in einen ungeheizten Tank und hat dadurch einen positiven Einfluss auf die MIX-Zahl. Im Vergleich zu den MIX-Zahlen ohne Beladegerometrie sind die MIX-Zahlen für alle untersuchten Volumenströme deutlich reduziert. Am Ende der Versuchszeit ergeben sich Unterschiede in der MIX-Zahl von 0,4 beim Volumenstrom $1,8 \text{ m}^3/\text{h}$ bis zu 0,6 beim Volumenstrom $2,8 \text{ m}^3/\text{h}$.

Vergleich der Beladegerometrien untereinander

Abschließend wird ein Vergleich des Beladeringes mit dem Beladerohr angestellt. Zusätzlich wird die Einströmung mit Freistrah, ohne Beladegerometrie, mitbetrachtet. Die Versuche werden mit einem Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ durchgeführt. Die Einströmung erfolgt durch den mittleren Einlass in der Höhe $h^* = 0,5$, für die Ausströmung wird der untere Auslass verwendet. Die Ausströmung erfolgt ohne Beladegerometrie. Die sich aus den Versuchen ergebenden MIX-Zahl Verläufe sind in Abbildung 4.35 über der dimensionslosen Versuchszeit t^* aufgetragen.

Die MIX-Zahl ohne Beladegerometrie fällt höher aus, als die MIX-Zahlen, die sich durch die Verwendung einer Beladegerometrie ergeben. Weiter ist die MIX-Zahl mit dem Ring gegen Ende der betrachteten Versuchszeit kleiner als mit dem Beladerohr. Der Unterschied ist dabei nicht sehr groß und die Verläufe weisen auch kleinere Schwankungen auf. Ein direkter Vergleich der beiden Einströmgeometrien miteinander ist allerdings auch aufgrund der unterschiedlichen Geometriepa-

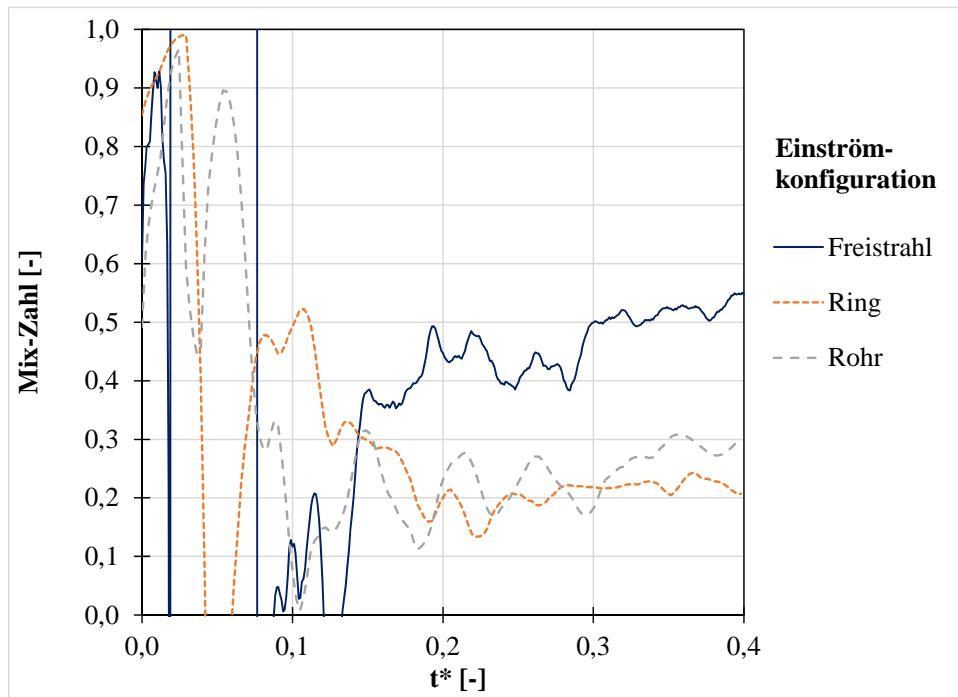


Abbildung 4.35.: Berechnete MIX-Zahlen als Funktion der dimensionslosen Zeit, für die Einströmung ohne Beladegerometrie, mit Beladering und mit Beladerohr für den Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$.

parameter schwierig. Während das Beladerohr Ausströmbohrungen über die gesamte Mantelfläche verteilt hat, sind diese beim Beladering nur in drei Reihen auf der Ringinnenseite angebracht.

Auch die unterschiedliche Länge der beiden Geometrien spielt eine wichtige Rolle, da das Rohr viel kürzer als der Ring ist. Ausgeglichen wird der Unterschied zwischen den beiden Geometrien dadurch, dass beim Rohr eine größere Anzahl von Auslassbohrungen vorhanden sind, die zusätzlich auch um den ganzen Umfang des Ringes verteilt sind. Eine genaue Bestimmung der Ausströmfläche der beiden Geometrien ist durch die netzartige Struktur um das Beladerohr und die Schwammstruktur beim Ring schwierig. Als Annahme für den Ring wird deshalb verwendet, dass die Strömung aus den Bohrungen durch den Schwamm zumindest im Bereich der Bohrungen homogenisiert wird. Deshalb wird das innere Bogenmaß des Ringes mit einer Höhe von $0,035 \text{ m}$ als Ausströmfläche berechnet. Die so bestimmte Fläche beträgt $0,042 \text{ m}^2$. Die Ausströmfläche des Beladerohrs wird wie im Abschnitt zuvor angenommen, wodurch sich eine Ausströmfläche von $0,033 \text{ m}^2$ ergibt. Der Ring hat demnach eine höhere Ausströmfläche als das Rohr, weshalb die mittlere Austrittsgeschwindigkeit bei gleichem Volumenstrom beim Beladerohr um 30% größer ist. Für einen besseren Vergleich wären deshalb Versuche mit einem längeren Rohr nötig. Alternativ könnte durch Variation der Volumenströme ein Versuch unternommen werden, die Geschwindigkeiten innerhalb der Geometrien anzupassen.

Die Arbeit zeigt, dass der Ring als Beladegerometrie, wie er bei den Simulationen des SAWS auch eingesetzt wurde, eine gute Möglichkeit zur vermischungsarmen Einströmung darstellt. In der

Arbeit von Buderer [107] wurden auch Vergleiche des Ringes mit Tellerlanzen zur Einströmung durchgeführt, bei denen der Ring ebenfalls gut abgeschnitten hat.

In den Experimenten in dieser Arbeit wird allerdings nur die Einströmung von warmem Wasser in einen kalten Tank betrachtet. Bei den SAWS Simulationen ist der Schichtspeicher zu Beginn aber fast immer auf einer konstanten Temperatur von 105 °C und kühlt sich im Laufe des SAWS Betriebs ab. Deshalb wären zur genaueren Beurteilung auch Experimente interessant, bei denen der Plexiglastank zu Beginn des Versuches heiß ist und kaltes Wasser eingeströmt wird. Zusätzlich wäre natürlich auch eine Weiterentwicklung der Beladegerometrien möglich, sowie die Verwendung von anderen Geometrien.

4.4. Betriebsverhalten und Leistungsparameter

Im Folgenden werden die Entladeleistungen des SAWS anhand von Systemsimulationen betrachtet. Dafür werden verschiedene Regelungsparameter so verändert, dass eine möglichst konstante Entladeleistung über den betrachteten Zeitraum von 12 h erreicht wird. Als Randbedingungen wurden die Referenzwerte aus Tabelle 4.1 verwendet und der Speicher vollständig auf die Temperatur 105 °C beladen. Variiert werden Parameter, mit denen die Zykluszeiten der Wärmepumpe gesteuert werden können.

Für das Umschalten zwischen den Entnahmhöhen aus dem Speicher ist eine Temperaturregelung implementiert. Dafür wird eine Solltemperatur definiert, die im Adsorptionshalbzyklus kleiner gleich und im Desorptionshalbzyklus größer gleich der Temperatur des letzten Fluidknotens im Adsorber ist. Für jede Simulation kann eine Temperaturdifferenz zwischen den beiden Temperaturen gesetzt werden, um so die treibende Temperaturdifferenz am Adsorber zu steuern, was auch einen Einfluss auf Leistung und COP der Wärmepumpe hat.

Ausgehend von der Solltemperatur wird die Auswahl der Entnahmhöhe in beiden Halbzyklen unterschiedlich realisiert. Im Adsorptionshalbzyklus wird immer der am höchsten liegende Ring ausgewählt, aus dem Wasser mit einer kleineren Temperatur als die Solltemperatur entnommen werden kann. Im Desorptionshalbzyklus wird das Wasser hingegen aus dem niedrigsten Ring entnommen, dessen Entnahmetemperatur größer als die Solltemperatur ist. Nach Erreichen des niedrigsten Entnahmerings im Adsorptionshalbzyklus bzw. des höchsten Entnahmerings im Desorptionshalbzyklus wird aus diesem Ring bis zum Ende des Halbzyklus Wasser entnommen.

Als Umschaltkriterium zwischen den beiden Halbzyklen wird die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf des Adsorbers, d.h. zwischen dem ersten und dem letzten Fluidknoten im Adsorber verwendet. Ist die Differenz kleiner als die vorgegebene Differenz, wird der Schaltvorgang durchgeführt. Eine Änderung der Temperaturdifferenzen hat Auswirkungen auf die Dauer der Wärmepumpenzyklen. Anstatt der Temperaturregelung kann auch eine konstante Halbzykluszeit definiert werden, nach der die Halbzyklen beendet werden. Dadurch sind die Umschaltzeiten

zwischen Desorption und Adsorption konstant, was zu einer konstanten Dauer des Wärmepumpenzyklus führt.

Zusätzlich hat auch der verwendete Massenstrom einen Einfluss auf die Zykluszeit, weshalb für die Leistungsbetrachtung neben den Umschaltkriterien auch der Massenstrom variiert wird. Für die Variation des Massenstromes werden die gleichen Werte wie im Abschnitt 4.2.5 verwendet. Eine Übersicht der Parameter und ihre variierten Werte ist in Tabelle 4.7 zu finden.

Tabelle 4.7.: Übersicht über die Regelungsparameter für die Leistungsbetrachtung.

Parameter	Einheit	Variation
Massenstrom	[kg/s]	0,194; 0,25; 0,3; 0,35; 0,4; 0,5; 0,6
Halbzykluszeit	[s]	380; 420; 480; 540; 600; 660
Temperaturdifferenz zwischen Solltemperatur und letztem Fluidknoten (für Auswahl der Entnahmhöhen)	[K]	3; 4; 5; 6
Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf des Adsorbers (für Umschaltung der Halbzyklen)	[K]	2; 3; 4

Die Auswertung betrachtet die Leistung aus der Wärmepumpe und zusätzlich die Leistung aus der Direktnutzung. Die Wärmepumpenleistung kann direkt aus den Simulationen entnommen werden. Für die direkte Leistung wird angenommen, dass die sich nach Ende der Wärmepumpennutzung noch im Speicher befindliche Wärme in der Zeit entladen werden muss, die nach der Wärmepumpennutzung noch übrig bleibt, um eine gesamte Entladezeit von 12 h zu erreichen. Die direkte Entladung wird dabei nicht simuliert, sondern die im Speicher verbliebene Wärme wird berechnet und zeitlich konstant auf die verbliebene Zeit aufgeteilt. Auftretende Verluste, von sensibler Wärme oder durch die Vermischung bei der Speicherentladung während dieser Zeit, werden nicht berücksichtigt. Um eine möglichst konstante Entladeleistung aus dem Speicher entnehmen zu können, werden für alle Simulationen die so berechneten Leistungen betrachtet. Dazu wird die gesamte Entladezeit in einzelne Stunden aufgeteilt und die Leistung für jede Stunde berechnet. Für diese Auswertung werden 30 und 40 Wärmepumpenzyklen betrachtet, da durch mehr Zyklen die Entladezeit über die Wärmepumpe steigt. Dadurch wird die verbliebene Zeit für die direkte Entladung kürzer, was zu einer höheren direkten Leistung pro Stunde führt.

Um zu bewerten, für welche Parameter die konstanteste Entladeleistung erreicht werden kann, wird die Standardabweichung der Entladeleistung berechnet. Zusätzlich zur Standardabweichung wird die Speicherdichte für die Parameter betrachtet, um so die beste Kombination aus Standardabweichung der Entladeleistung und Speicherdichte herauszufinden. Diese hat eine hohe Spei-

cherdichte bei einer geringen Standardabweichung. Abbildung 4.36 zeigt die Standardabweichung als Funktion der Speicherdichte. Durch Eintragen der Wertepaare als Punkte entsteht eine Pareto-Front, auf der die besten Kombinationen liegen. Als Vergleichswert ist auch die Speicherdichte des Speichers ohne Wärmepumpe, mit Standardabweichung 0, eingetragen. Aus diesem Plot wurden

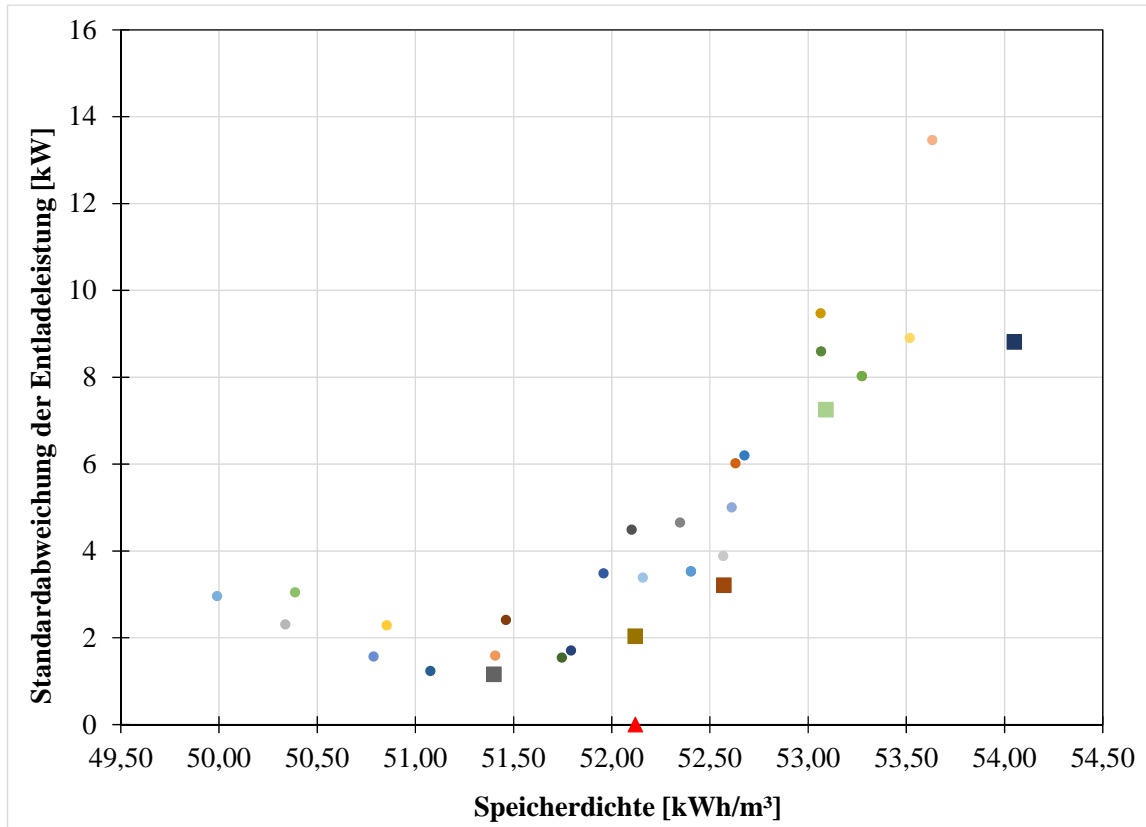


Abbildung 4.36.: Standardabweichung der Entladeleistung als Funktion der Speicherdichte für die verschiedenen Simulationen; Beste Kombinationen sind durch Quadrate dargestellt, direkt entladener Speicher durch rotes Dreieck.

fünf Simulationen für die weitere Betrachtung ausgewählt. Dabei handelt es sich um die Simulation mit der höchsten Speicherdichte, die Simulation mit der kleinsten Standardabweichung und drei Simulationen, die dazwischen liegen. Die Wertepaare dieser Simulationen sind in Tabelle 4.8 zu sehen.

Tabelle 4.8.: Wertepaare der besten Kombinationen aus Speicherdichte und Standardabweichung.

Nr.	Speicherdichte	Standardabweichung	Zyklenanzahl	Regelungsparameter
1	51,40 kWh/m ³	1,16 kW	30	Massenstrom 0,3 kg/s
2	54,05 kWh/m ³	8,81 kW	30	2 K Temperaturdifferenz bei der Halbzyklenumschaltung
3	52,57 kWh/m ³	3,21 kW	40	Massenstrom 0,25 kg/s
4	52,12 kWh/m ³	2,04 kW	40	Massenstrom 0,3 kg/s
5	53,09 kWh/m ³	7,25 kW	40	6 K Temperaturdifferenz bei Wahl der Entnahmehöhen

Für die ausgewählten Simulationen werden die Leistungsverläufe über die Entladezeit geplottet und in Abbildung 4.37 dargestellt.

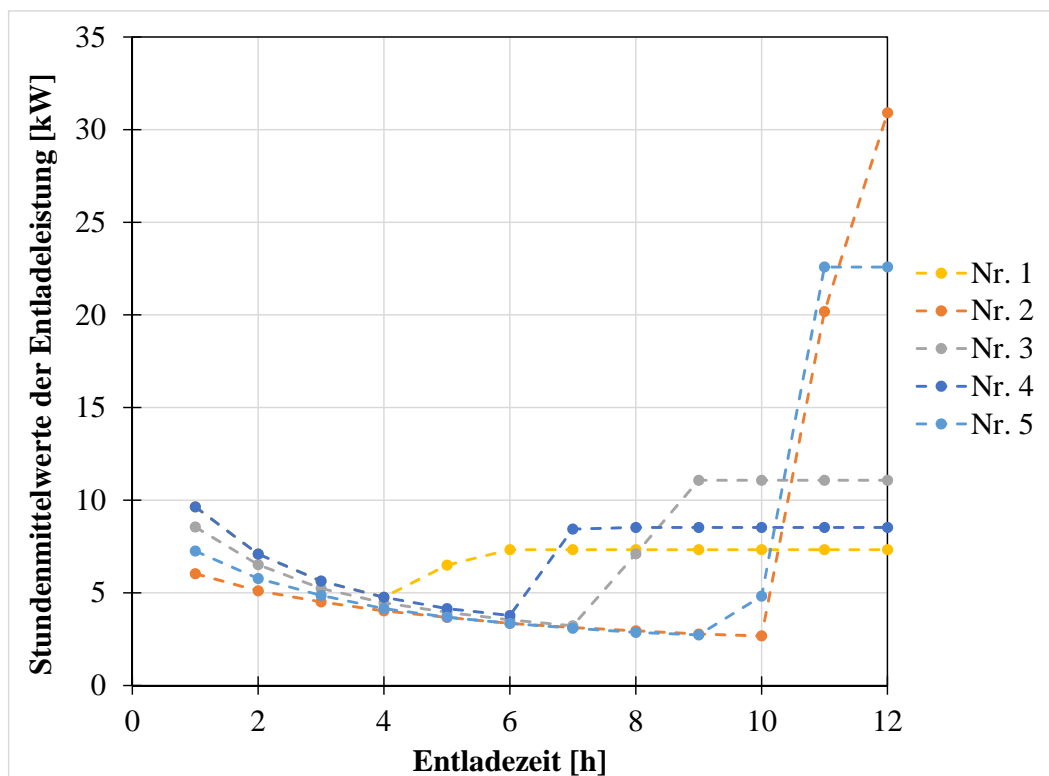


Abbildung 4.37.: Betrachtete Entladeleistungen als Funktion der Entladezeit für die ausgewählten Kombinationen.

Alle Verläufe zeigen eine Abnahme der Entladeleistung über die Wärmepumpe als Funktion der Zeit. Erst ab dem Zeitpunkt, ab dem die direkte Entladung des Speichers beginnt, steigt die Entladeleistung wieder. Bei Simulation Nr. 1 wird in den ersten vier Stunden nur über die Wärmepumpe

entladen und die Entladeleistung nimmt mit zunehmender Dauer ab. In der fünften Stunde wird zu Beginn über die Wärmepumpe entladen, nach Ende der 30 Zyklen startet die direkte Entladung, weshalb hier die Entladeleistung wieder größer ist. Die restliche Zeit wird mit einer konstanten Leistung direkt entladen. Um die Entladeleistung über die 12 h konstant zu halten, ist es wichtig, dass die Zeit für die direkte Entladung nicht zu kurz wird. Durch die kleine Temperaturdifferenz für die Halbzyklenumschaltung bei Simulation Nr. 2, werden die Wärmepumpenzyklen länger. Dadurch steigt die Speicherdichte, gleichzeitig nimmt aber die Zeit für die direkte Entladung ab, was zu hohen Entladeleistungen in den letzten beiden Stunden und damit zu einer höheren Standardabweichung führt.

Im Gegensatz dazu nimmt die Speicherdichte mit steigendem Massenstrom ab. Durch die kürzeren Zykluszeiten bleibt aber mehr Zeit für die direkte Entladung, wodurch die Entladeleistung bei Nr. 1 und Nr. 4 einen konstanteren Verlauf beschreibt. Diese beiden Verläufe zeigen auch den Einfluss der Zyklusanzahl, da die anderen Randbedingungen gleich sind. Durch die Erhöhung der Zyklusanzahl steigt die Speicherdichte, aber die Standardabweichung nimmt ebenfalls zu.

Auch für den SAWS wird ein skaliertes System untersucht, in dem sowohl der Wasserspeicher als auch die Adsorptionswärmepumpe skaliert werden, wobei die skalierten Werte des kaskadierenden Speichers als Berechnungsgrundlage für die Skalierung des SAWS genutzt werden. Das Speichervolumen des Wasserspeichers wird gleich gewählt wie das Adsorbervolumen des skalierten kaskadierenden Speichers. Deshalb wird der Speicher auf die Größe 4 m^3 mit einer Höhe von 3 m skaliert. Für die neue Speichergröße wird auch die Dämmung neu berechnet.

Zusätzlich zum Wasserspeicher wird auch die Wärmepumpe angepasst, um größere EntnahmelLeistungen aus dem gesamten System ziehen zu können. Dafür wird die für den kaskadierenden Speicher verwendete Größe und eine serielle Schaltung gewählt. Die Volumen der Komponenten des skalierten Systems sind in Tabelle 4.9 zusammengefasst. Für die übrigen Randbedingungen werden die in Tabelle 4.1 eingeführten Werte weiterverwendet.

Tabelle 4.9.: Geometrieparameter der Komponenten des skalierten SAWS-Systems.

Parameter	Wert
Volumen des Wasserspeichers	4 m ³
Höhe des Wasserspeichers	3 m
Dämmstärke Boden/Deckel	0,102 m
Dämmstärke Zylindermantel	0,12 m
Dämmvolumen	1,991 m ³
Volumen der AWP	0,51 m ³
Volumen der Verrohrung	0,008 m ³
Volumen des Systems inklusive Rohre und Dämmung	6,510 m ³

Mit dem skalierten System werden ebenfalls Simulationen durchgeführt, um die Speicherdichte und die Entnahmelastungen zu untersuchen. Als Ausgangspunkt werden die Regelungsparameter verwendet, mit denen beim unskalierten System die besten Kombinationen aus Speicherdichte und Standardabweichung erreicht werden konnten. Die Massenströme, die für das unkaskadierte System verwendet werden, führten mit dem skalierten System zu sehr langen Zykluszeiten, sodass innerhalb der Betrachtungszeit von 12 h nur wenige Wärmepumpenzyklen stattfinden. Da die Speicherdichte mit steigender Zyklenanzahl vergrößert werden kann, wird der Massenstrom für das skalierte System auf die Massenströme 0,8 kg/s, 1,2 kg/s, 1,4 kg/s und 1,6 kg/s erhöht. Dies führt zu kürzeren Zykluszeiten, wodurch mehr Zyklen innerhalb der Betrachtungszeit stattfinden. Außerdem werden die Differenztemperaturen bei der Höhenumschaltung im Tank variiert.

In Tabelle 4.10 sind die Werte für die besten Kombinationen aus Speicherdichte und Standardabweichung zusammen mit den verwendeten Regelungsparametern zu sehen. Die besten Kombinationen ergeben sich aus der Simulation, aus der sich die höchste Speicherdichte ergeben hat, der Simulation mit der niedrigsten Standardabweichung sowie aus zwei Simulationen, deren Werte dazwischen liegen.

Tabelle 4.10.: Speicherdichten und Standardabweichungen des skalierten Speichers für die besten Kombinationen.

Nr.	Speicherdichte	Standardabweichung	Zyklenanzahl	Regelungsparameter
1	55,80 kWh/m ³	18,97 kW	40	3 K Temperaturdifferenz, Massenstrom 1,2 kg/s
2	53,47 kWh/m ³	8,29 kW	30	6 K Temperaturdifferenz, Massenstrom 1,2 kg/s
3	54,87 kWh/m ³	13,63 kW	40	5 K Temperaturdifferenz, Massenstrom 1,2 kg/s
4	54,55 kWh/m ³	10,27 kW	30	3 K Temperaturdifferenz, Massenstrom 1,2 kg/s

Die Tabelle zeigt, dass die erreichbare Speicherdichte durch die Skalierung des Systems nur im besten Fall zu leicht höheren Werten führt. Mit dem unskalierten System wird mit den Referenzrandbedingungen ein Wert von 53 kWh/m³ erreicht. Hier hat die Skalierung also nur eine kleine Auswirkung. Bei den erreichbaren Leistungen, die in der Abbildung 4.38 über die Entladezeit für die vier betrachteten Simulationen aufgetragen sind, sind dagegen deutlich größere Auswirkungen zu erkennen. Die Entladeleistungen aus der Wärmepumpe nehmen mit zunehmender Entladezeit ab. Zudem gibt es während der Entladung über die Wärmepumpe keine signifikanten Unterschiede zwischen den Verläufen der vier Fälle. Lediglich die Dauer der Wärmepumpennutzung ist unterschiedlich. Ab dem Zeitpunkt, an dem die direkte Entladung beginnt, steigt die Entladeleistung wieder und hat dann einen konstanten Verlauf.

Wenn man die einzelnen Verläufe genauer betrachtet, dann ist zu erkennen, dass bei Simulation Nr. 1 die Zeit der Entladung über die Wärmepumpe am längsten ist, weshalb die Speicherdichte hier am größten ist. Da durch die lange Wärmepumpennutzung allerdings die Zeit für die direkte Entladung am kürzesten ist, muss auch die Entladeleistung in diesem Bereich höher sein, um den Speicher vollständig entladen zu können. Dadurch ist die Standardabweichung am größten.

Beim Fall mit der niedrigsten Standardabweichung ist es genau umgekehrt. Die Zeit, in der die Wärmepumpe genutzt wird, ist hier am kürzesten, deshalb ist die Speicherdichte am niedrigsten. Durch die lange Direktentladung ist die Änderung der Leistung über die Entladezeit am geringsten.

Die Ergebnisse der Entladeleistungen aus dem SAWS zeigen, dass die Regelung des Speichers große Auswirkungen auf die Zielgrößen des Speichers hat.

Eine zusätzliche Möglichkeit, um konstante Entladeleistungen aus dem SAWS zu erreichen, wäre, den Speicher schon während des Wärmepumpenbetriebs parallel auch zum Teil direkt zu entladen. Dadurch wird die Entladeleistung aus der Wärmepumpe jeweils durch die direkte Entla-

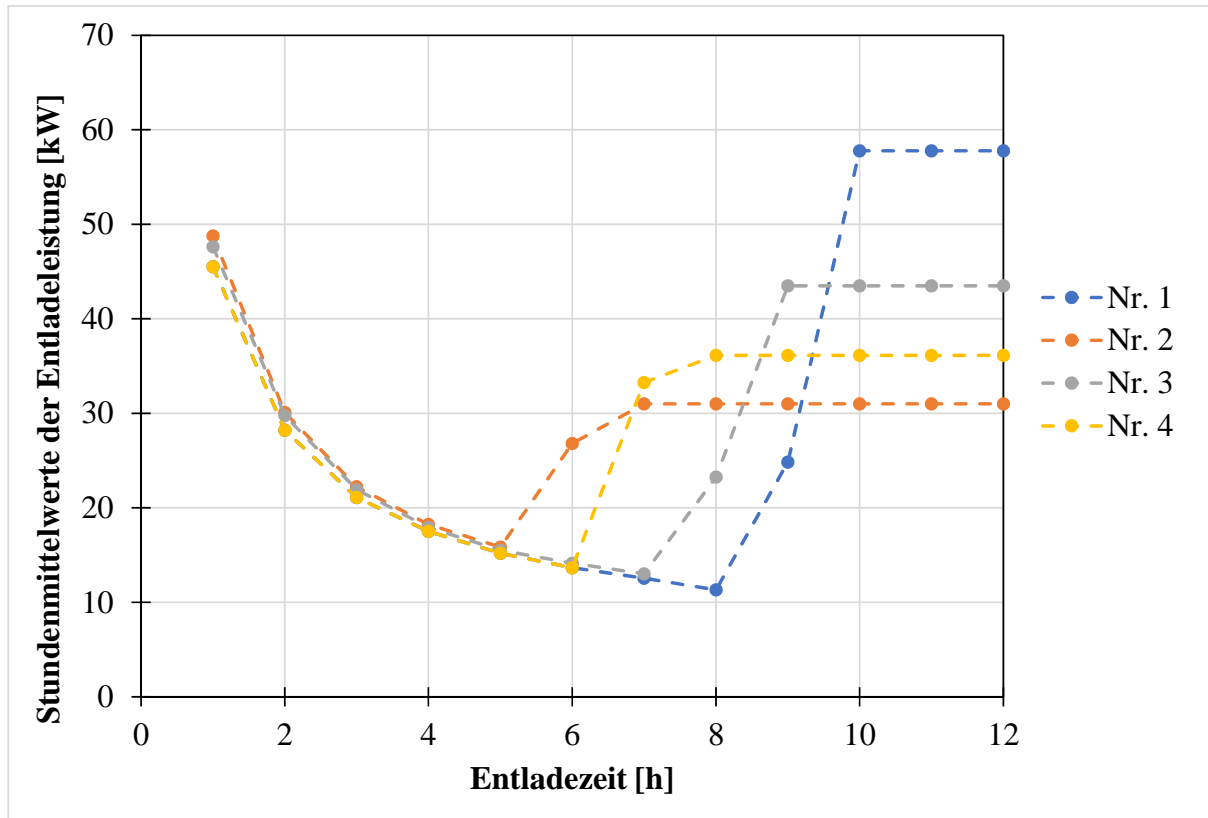


Abbildung 4.38.: Berechnete Entladeleistungen mit dem skalierten System als Funktion der Entladezeit für die ausgewählten Kombinationen.

dung auf einen vorher definierten Wert erhöht. Durch eine direkte Entladung des Wasserspeichers während des Wärmepumpenbetriebs ändern sich die Temperaturen innerhalb des Speichers, was wiederum Auswirkungen auf die Wärmepumpe hat. Um all dies zu berücksichtigen, wäre ein erheblicher Regelungsaufwand vonnöten, was über den Inhalt dieser Arbeit hinausgeht. Deshalb wird die parallele Direktentladung hier nicht betrachtet.

4.5. Fazit zum sorptionsunterstützten Wasserspeicher

Auch aus der Betrachtung des sorptionsunterstützten Wasserspeichers in diesem Kapitel ist zu sehen, dass die Volumen der Komponenten und der große Temperaturhub einen Einfluss auf die erreichbaren Zielgrößen haben. Mit dem unskalierten SAWS-System ist eine Speicherdichte von 53 kW/h bei einer Effizienz von 1,09 erreichbar. Der Wert der Speicherdichte bringt kaum eine Erhöhung im Vergleich zu einem sensiblen Wasserspeicher mit den gleichen Randbedingungen.

Eine Skalierung des SAWS-Systems führt zu höheren Entladeleistungen aus dem Speicher, der Wert der Speicherdichte wird dadurch aber nur gering erhöht. Durch die untersuchte Betriebsweise, mit Wärmepumpennutzung zu Beginn und direkter Entladung nach Ende des Wärmepumpenbe-

triebs treten schwankende Entladeleistungen auf. Eine Betriebsweise mit direkter Entladung parallel zum Wärmepumpenbetrieb könnte zum Ausgleich der Schwankungen angewendet werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dies jedoch nicht untersucht.

Die experimentellen Untersuchungen zur Einströmung in einen Plexiglastank haben gezeigt, dass durch die Nutzung geeigneter Beladegerometrien die Verluste bei der Einströmung verringert werden können. Mit beiden eingesetzten Einströmkonfigurationen kann eine vermischungsarme Einströmung realisiert werden.

5 Technoökonomisches Potenzial der Speichersysteme im Vergleich zum Referenzsystem

Im letzten Teil der Arbeit werden noch Betrachtungen zum technoökonomischen Potenzial der Speicher in Verbindung mit BHKW Anwendungen durchgeführt. BHKWs bieten sich vor allem an, wenn die thermische Grundlast in Gebäuden über das ganze Jahr hoch ist. Hierzu gehören zum Beispiel Schulen und Krankenhäuser, aber auch Hotels und Pflegeheime. Bei der Auslegung von BHKWs ist das Ziel, die Laufzeit bei Volllast zu maximieren, wodurch der Primärenergieverbrauch und damit die CO₂ Emissionen verringert werden.

Eine Möglichkeit, die Auslastung der BHKW Anlage und die Volllaststunden zu erhöhen, bietet der Einsatz von Wärmespeichern im BHKW System, zur Pufferung der überschüssigen Wärme [108, Kap. 4, S. 345]. Hier wird die Anwendung der in den Kapiteln 3 und 4 diskutierten Speicher in einem BHKW System bei einem möglichen Einsatzszenario untersucht.

5.1. Definition der Bewertungszielgrößen

Für die technoökonomische Bewertung der eingesetzten Systeme ist die Auswahl geeigneter Zielgrößen wichtig.

5.1.1. Betrachtung der Wirtschaftlichkeit

Für die Bewertung der Wirtschaftlichkeit werden alle Kosten ermittelt, die für die Installation und den Betrieb des BHKW Systems mit Speicher relevant sind. Dies beinhaltet jährliche Kosten sowie einmalige Kosten.

Für die Betrachtung der Wirtschaftlichkeit wird die Annuitätenmethode, mit Daten und Annahmen aus der VDI2067 [109] verwendet, die auch von der Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. (ASUE) beschrieben ist [110,111] und auch von Faraj [112] verwendet wird. Als Betrachtungszeitraum für die Berechnungen werden 15 Jahre angenommen, die für BHKW Systeme nach VDI2067 angesetzt werden.

Die Kosten setzen sich aus drei übergeordneten Kategorien zusammen. Dies sind die kapitalgebundenen Kosten K_K , die betriebsgebundenen Kosten K_B und die verbrauchsgebundenen Kosten K_V . Innerhalb der einzelnen Kategorien sind die Kosten noch einmal aufgeschlüsselt.

Bei den kapitalgebundenen Kosten handelt es sich um die Kosten, die für den Aufbau des Systems investiert werden müssen. Diese beinhalten neben den Komponentenkosten auch weitere Kosten für die Systemplanung sowie den Transport und die Einbindung des Systems. Zusätzlich können je nach System noch weitere zusätzliche Kosten hinzukommen. Um die gesamten kapitalgebundenen Kosten auf die jährlichen Kosten umzurechnen, wird der Annuitätenfaktor af verwendet,

$$af = \frac{(1 + zf)^{t_B} \cdot zf}{(1 + zf)^{t_B} - 1}, \quad (5.1)$$

in dem zf den Zinsfaktor und t_B den Betrachtungszeitraum darstellt. Mit Hilfe des Annuitätenfaktors und der Bedingung,

$$A_K = af \cdot K_K \quad (5.2)$$

kann die jährliche Annuität der kapitalgebundenen Kosten A_K bestimmt werden, die für die Auswertung der jährlichen Gesamtkosten benötigt wird.

Neben den kapitalgebundenen Kosten sind die Betriebskosten zu bestimmen, die sich unter anderem aus Kosten für Personal und Verwaltung zusammensetzen. Ein zusätzlicher Kostenfaktor bei den betriebsgebundenen Kosten sind die Kosten für Wartung und Instandhaltung.

Zuletzt sind noch die verbrauchsgebundenen Kosten zu berücksichtigen, die sich aus den Kosten für eingesetzten Brennstoff und zugekauften Strom zusammensetzen. Dazu wird der Brennstoffpreis multipliziert mit der Menge des eingesetzten Brennstoffes für den Betrieb des Systems. Darüber hinaus kommen die Kosten für den Strombezug dazu. Analog zu den Brennstoffkosten wird dafür die Strommenge mit dem Strompreis multipliziert.

Da sich im Laufe der Zeit sowohl die Kosten für Strom als auch die Kosten für Erdgas ändern, wird mit variablen Werten gerechnet. In Tabelle 5.1 sind die Stromkosten und die Erdgaskosten für die Jahre 2020, 2030 und 2040 zu sehen [113]. Für die Bestimmung des Strompreises wird dabei berücksichtigt, dass durch die CO₂-Bepreisung Einnahmen generiert werden können, wodurch der Strompreis sinkt. Die Kosten werden interpoliert, um einen Strom- und Gaspreis für jedes Jahr zu berechnen. Die Berechnung der verbrauchsgebundenen Kosten erfolgt unter Verwendung der interpolierten Kosten. Die Entwicklung der zukünftigen Energiebezugskosten ist allerdings sehr unsicher, da diese von vielen Faktoren wie beispielsweise CO₂-Bepreisungen, Steuern oder geopolitischen Faktoren abhängig sind.

Tabelle 5.1.: Für die Auswertung genutzte Strom- und Erdgaskosten [113].

Jahr	Stromkosten [ct/kWh]	Erdgaskosten [ct/kWh]
2020	23,58	6,31
2030	18,73	11,32
2040	19,04	13,36

Für die Bestimmung der jährlichen Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten und der Betriebskosten wird neben dem Annuitätenfaktor auch der Barwertfaktor bf benötigt. Dieser berechnet sich aus,

$$bf = \frac{1 - \left(\frac{pf}{zf}\right)^{t_B}}{zf - pf}, \quad (5.3)$$

mit dem Preisänderungsfaktor pf . Für die Betrachtungen in dieser Arbeit wird keine Preisänderung berücksichtigt, der Preisänderungsfaktor ist deshalb 1.

5.1.2. Kohlenstoffdioxid-Emissionen

Als zweite Zielgröße werden die CO₂-Emissionen untersucht, wobei ein Vergleich zwischen dem Referenzsystem und dem System mit Speicher betrachtet wird. Um die Einsparung zu bestimmen, werden CO₂ Emissionsfaktoren verwendet. Diese auch CO₂-Äquivalente genannten Faktoren geben die Menge von CO₂ in Gramm an, die pro genutzter Kilowattstunde Endenergie anfallen. Dabei werden auch die Emissionen anderer klimaschädlicher Stoffe wie zum Beispiel Stickstoffverbindungen oder Methan berücksichtigt, die bei der Herstellung des Brennstoffes entstehen. Für die Betrachtung werden die CO₂ Emissionen durch den Einsatz von Strom und Gas aufaddiert. Zusätzlich wird eine CO₂ Gutschrift miteingerechnet, für den Strom der ins Netz eingespeist wird. In Tabelle 5.2 sind die Emissionsfaktoren für Strom und Gas für die Jahre 2020, 2030 und 2040 gezeigt.

Tabelle 5.2.: Für die Auswertung genutzte Emissionsfaktoren [113].

Jahr	Emissionsfaktor Strommix [g/(kWh)]	Emissionsfaktor Gasmix [g/(kWh)]
2020	402,9	200,8
2030	193,0	183,9
2040	107,1	175,2

Es ist zu erkennen, dass die Emissionsfaktoren im Verlauf der Jahre abnehmen. Ein Grund dafür ist der größere Anteil der erneuerbaren Energien an der Bruttostromerzeugung. Des Weiteren hat auch der verringerte Einsatz an Stein- und Braunkohle, bei gleichzeitiger Steigerung des emissionsärmeren Erdgas, bei der Stromerzeugung einen Einfluss auf die Faktoren [114]. Beim Emissionsfaktor des Gasmixes wird ein Anteil von Power to Gas miteinberechnet, wodurch der Faktor mit der Zeit abnimmt. Die Faktoren aus der Tabelle werden linear interpoliert, um den Einfluss der sinkenden Faktoren mit zunehmender Laufzeit zu berücksichtigen.

5.2. Vorherige Untersuchungen

Im Rahmen des Projektes Maksore [31] ist bereits untersucht worden, welche Auswirkungen der Einbau des kaskadierenden Speichers in ein Hotel mit BHKW System hat. Dazu sind Daten aus einem Beispiel der ASUE [115] verwendet worden. Darin sind für den Einsatz eines BHKWs in ein mittelgroßes Hotel die Verbrauchszahlen angegeben. Diese sind verwendet worden, um die technoökonomischen Auswirkungen durch den Einsatz des kaskadierenden Speichers zusätzlich zum BHKW zu untersuchen, das in dem Beispiel wärmegeführt betrieben wird.

Im Fallbeispiel der ASUE wird von einem Eigenstromverbrauch von 70 % ausgegangen. Für die Berechnungen zum Einsatz des kaskadierenden Speichers im Projekt Maksore ist die Annahme getroffen worden, dass sich der Anteil des nutzbaren Eigenstroms durch den Einsatz eines zusätzlichen Speichers auf 90 % erhöhen lässt. Diese Annahme ist nicht aus detaillierten Analysen begründet, sondern als mögliches Szenario untersucht worden.

Ausgehend von dieser Annahme sind kaskadierende Speicher ohne Kondensationswärmenutzung, mit 50 % und mit 100 % Kondensationswärmenutzung mit einem BHKW System ohne Speicher verglichen worden. Durch den Einsatz des Speichers können das eingesetzte Gas und die damit verbundenen Gaskosten verringert werden. Zusätzlich werden durch den erhöhten Eigenstromanteil auch Kosten für den Zusatzstrom gespart, der zugekauft werden muss. Dadurch können die jährlichen Verbrauchskosten und damit auch die die gesamten jährlichen Kosten des Gesamtsystems im Vergleich zu dem System ohne Speicher reduziert werden.

Auch die Kohlenstoffdioxid-Emissionen der Systeme sind verglichen worden. Dazu sind die CO₂-Emissionen, die aus der Strom- und Gasnutzung resultieren, für alle betrachteten Fälle und zusätzlich für ein System ohne BHKW ausgewertet worden. Für dieses Referenzsystem ist angenommen worden, dass der Strom zu 100 % zugekauft wird und die gesamte Wärme über einen Gaskessel produziert wird. Für den BHKW Strom, der ins Netz eingespeist wird, ist eine CO₂-Gutschrift mit eingerechnet worden. Für alle Fälle sind die CO₂-Emissionen gegenüber dem System ohne BHKW reduziert worden. Die größte Einsparung ist dabei schon durch den Einsatz des BHKWs erreicht worden, durch den zusätzlichen Speicher waren aber noch zusätzliche Einsparungen möglich.

Aus den durchgeführten Betrachtungen ist zu erkennen, dass unter der getroffenen Annahme der erhöhten Eigenstromnutzung ein wirtschaftliches Einsatzpotential für die Integration des kaskadierenden Speichers in ein Hotel besteht. Weitere Analysen sind zu diesem Beispiel nicht durchgeführt worden.

5.3. Beschreibung der Systeme und des Referenzsystems

Als Datengrundlage für die Betrachtungen werden die Daten eines Pflegeheims verwendet. Diese stammen aus der Masterarbeit von Faraj [112] (siehe auch Liste der betreuten Arbeiten). Das Ziel ist eine empirische Überprüfung der möglichen Steigerung des Eigenstromanteils für ein BHKW-System mit verschiedenen Betriebsweisen und größerem Pufferspeicher.

In der Arbeit von Faraj werden verschiedene BHKWs für das Pflegeheim dimensioniert. Im BHKW-System ist jeweils auch ein Pufferspeicher, zur Pufferung der erzeugten Wärme des BHKWs mitverbaut. Die Pufferspeichergröße wird in den Untersuchungen variiert, um die Auswirkungen der Variation auf die Verbrauchsgrößen des BHKW-Systems auszuwerten.

Aus der Arbeit von Faraj wird ein BHKW ausgewählt, das in einem stromorientierten Betrieb läuft. Bei dieser Betriebsweise handelt es sich um ein wärmegeführtes System, das aber auch auf Strombedarf reagieren kann. Das BHKW schaltet sich an, wenn innerhalb des Pufferspeichers eine bestimmte Temperatur unterschritten wird, und schaltet wieder aus, wenn die Temperatur wieder oberhalb einer bestimmten Temperatur ist. Zusätzlich schaltet das BHKW an, wenn ein Strombedarf vorliegt, der größer als ein vorher definierter Wert ist und die Temperatur im Pufferspeicher nicht schon zu hoch ist, also noch eine Möglichkeit zur weiteren Pufferung besteht. Durch diese Betriebsweise kann das BHKW von einer wärmegeführten Betriebsweise zu einer stromgeführten Betriebsweise wechseln, wenn kein Wärmebedarf vorliegt. Weitere Details sowie das genutzte Modell, sind in den Arbeiten von Faraj [112] und Lödige [116] zu entnehmen. Tabelle 5.3 gibt einen Überblick über die technischen Daten des BHKWs.

Das BHKW-System wird um einen zusätzlichen Speicher, den SAWS oder den kaskadierenden Speicher erweitert. Die verwendeten Daten wurden durch dynamische Simulationen für das

Tabelle 5.3.: Übersicht über die technischen Daten des eingesetzten BHKWs [112].

Parameter	Wert
Elektrische Leistung	50 kW _{el}
Elektrischer Wirkungsgrad	32,1 %
Thermische Leistung	92 kW _{th}
Thermischer Wirkungsgrad	59 %
Gesamtwirkungsgrad	91 %

BHKW-System mit stromorientiertem Betrieb und verschiedenen Pufferspeichergößen von Faraj produziert. Die Betrachtungen hier beruhen auf Abschätzungen auf Basis dieser Daten, ohne die Durchführung neuer Systemsimulationen. Für den kaskadierenden Speicher wird die Konfiguration mit der höchsten erreichbaren volumetrischen Speicherdichte ausgewählt, die Kaskadierung mit dem Fasermodule und dem Material LiLSX bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C. Für einen Einsatz im Pflegeheim wird das skalierte System verwendet, mit unterschiedlichen Nutzungsgraden der Kondensationswärme. Die erreichbare Speicherdichte für dieses System ist 76 kWh/m³. Für die Speicher-Effizienz ergeben sich ohne Kondensationswärmenutzung, mit 50 % Kondensationswärmenutzung und Nutzung der gesamten Kondensationswärme Werte von 1,06, 1,35 und 1,64.

Beim SAWS wird ebenfalls das skalierte System ausgewählt. Aus Kapitel 4 wurde eine der vier betrachteten besten Kombinationen aus Standardabweichung der Entladeleistung und Speicherdichte ausgewählt. Für diese ergibt sich eine Speicherdichte von 55 kWh/m³ bei einer Effizienz von 1,10.

In dieser Arbeit wird für die Untersuchungen das Gesamt-Speichervolumen im BHKW-System durch den zusätzlichen Speicher erhöht. Faraj hat Untersuchungen für Speichergößen von 2,7 m³ bis 11 m³ durchgeführt. Aus diesen Ergebnissen wird für das normale BHKW-System ein Speicher von ca. 7,3 m³ verwendet, für das BHKW mit kaskadierendem Speicher oder SAWS wird ein Speicher von 11 m³ verwendet. So können für alle Systemvarianten die vorliegenden Daten verwendet werden. In Abbildung 5.1 ist das BHKW-System mit eingebautem kaskadierendem Speicher dargestellt.

Das BHKW-System beinhaltet neben dem BHKW selbst noch einen Spitzenlastkessel (SLK) und den Pufferspeicher. Zusätzlich ist ein kleinerer Wasserspeicher für Trinkwarmwasser enthalten.

Da der kaskadierende Speicher hohe Temperaturen für die Desorption benötigt, muss er an das Abgas des BHKW angeschlossen werden. Die Wärme aus dem Speicher kann verwendet werden, um die Heizung zu betreiben oder den Pufferspeicher zu beladen. Zusätzlich kann während der Desorptionsphase ein Anteil der Kondensationswärme des Speichers genutzt werden. Der Verdampfer

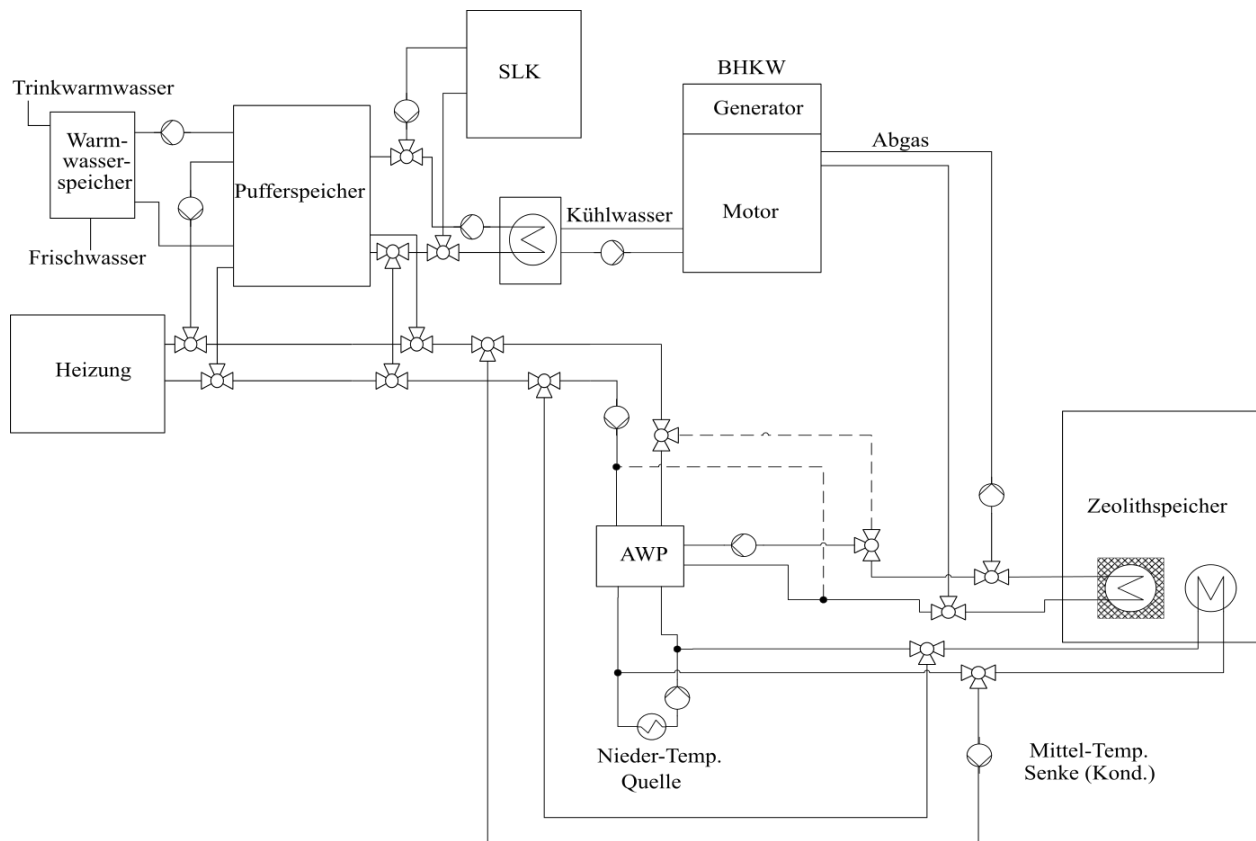


Abbildung 5.1.: Überblick über das System-Schema des BHKWs mit eingebautem kaskadierendem Speicher.

des Zeolithspeichers und der Verdampfer der Wärmepumpe des kaskadierenden Speichers sind an eine Erdwärmesonde als Niedertemperatur-Quelle angeschlossen.

Da die Ladetemperaturen des SAWS niedriger sind, als die Ladetemperaturen des kaskadierenden Speichers, kann sowohl Abgaswärme als auch Motorabwärme dafür genutzt werden. Deshalb ist der SAWS mit beiden Komponenten verbunden, wie in Abbildung 5.2 zu sehen ist.

Der SAWS ist zusätzlich zum Pufferspeicher eingebaut. Theoretisch wäre auch möglich, den SAWS größer zu dimensionieren und ihn anstatt des Pufferspeichers zu verwenden. Betrachtungen in diese Richtung werden im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht durchgeführt. Auch der Verdampfer der Adsorptionswärmepumpe im SAWS-System ist an eine Erdwärmesonde angeschlossen. Wie beim kaskadierenden Speicher, kann die Entladewärme des SAWS für die Heizung, oder für die Beladung des Pufferspeichers verwendet werden.

Um den Einfluss durch den zusätzlich integrierten Speicher mit Sorptionseffekt auf das BHKW-System zu untersuchen, wird ein Teil der Wärme aus dem BHKW, entsprechend der Ladewärme des genutzten Speichers, in den Speicher geleitet und mit der Effizienz des Speichersystems vergütet. Dabei wird als Abschätzung davon ausgegangen, dass die Wärme um die Effizienz des Speichersystems erhöht wird. Durch die gewonnene Mehrwärme reduziert sich die Wärme, die vom Spitzenlastkessel bereitgestellt werden muss.

5. Technoökonomisches Potenzial der Speichersysteme im Vergleich zum Referenzsystem

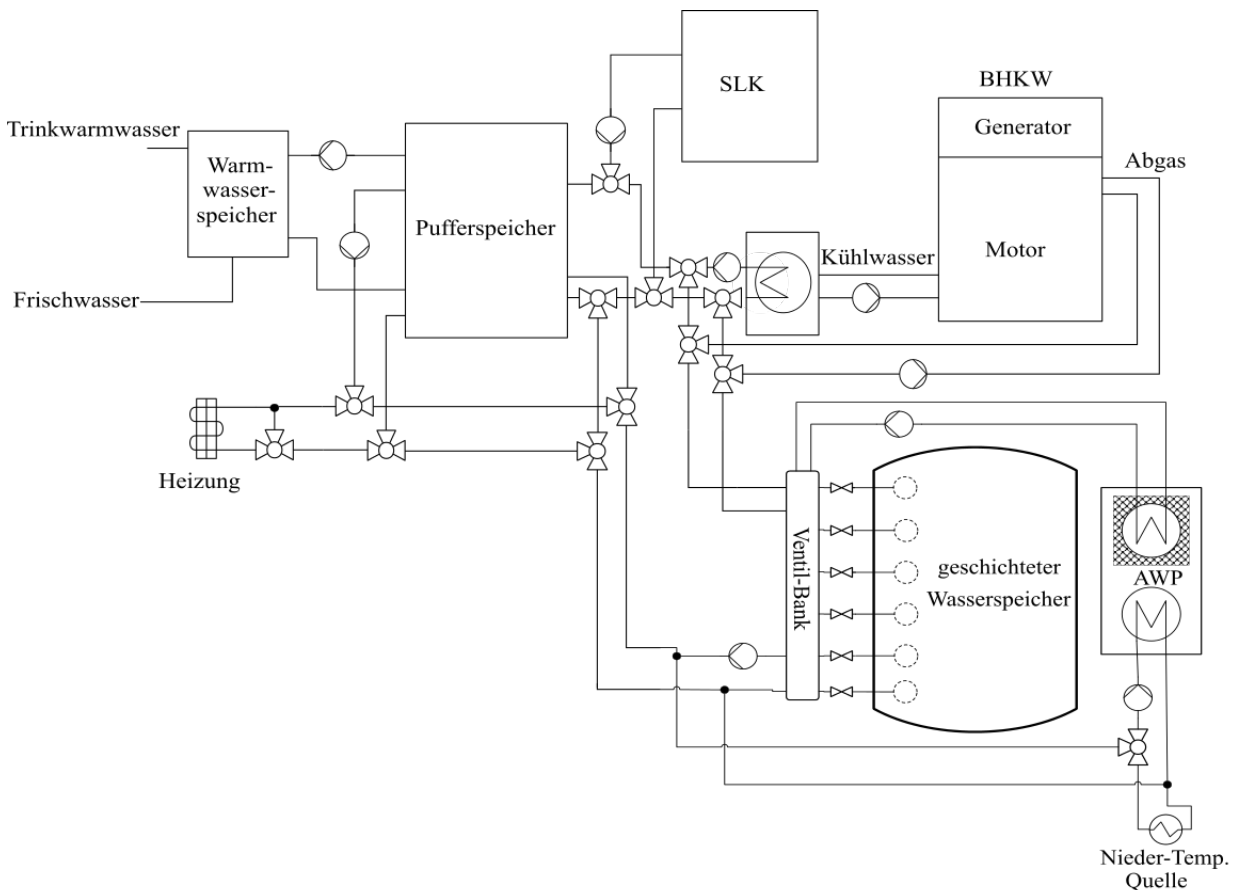


Abbildung 5.2.: Überblick über das System-Schema des BHKWs mit eingebautem SAWS.

Zusätzlich zu den BHKW-Systemen wurde von Faraj auch ein Referenzsystem mitsimuliert, das durch eine konventionelle Heizung über einen Gaskessel versorgt wird. Dieses wurde genutzt, um die Referenzwärmeproduktion zu bestimmen. Die Stromerzeugung wurde dabei nicht aus dem Modell, sondern aus dem Lastgang des Pflegeheimes übernommen. Für das Referenzsystem wurde davon ausgegangen, dass das bestehende System mit Gaskessel noch den gesamten Betrachtungszeitraum über eingesetzt werden kann. Tabelle 5.4 gibt einen Überblick über die Wärme- und Stromerzeugung, die für das Referenzsystem bestimmt wurden. Diese Daten wurden auch für die Betrachtungen in dieser Arbeit für das Referenzsystem verwendet.

Tabelle 5.4.: Verbrauchswerte für das Referenzsystem [112].

Parameter	Wert
Strombedarf	404.000 kWh _{el} /a
Gesamtwärmeerzeugung	1.204.000 kWh _{th} /a
Kesselwirkungsgrad	94 %

5.4. Kapitalkosten der eingesetzten Systeme

Für die Betrachtung der Wirtschaftlichkeit müssen zunächst die Kapitalkosten der Systeme bestimmt werden. Dies ist vor allem bei den zusätzlichen Speichern schwierig, da die Systeme in dieser Art zum ersten Mal untersucht werden und deshalb die einzelnen Komponentenkosten teilweise nur abgeschätzt werden können. Die Kostenannahmen sind eher konservativ abgeschätzt, vor allem bei Pumpen, Rohren und Ventilen könnten vermutlich durch höhere Stückzahlen niedrigere Preise erzielt werden.

5.4.1. BHKW

Für die Wirtschaftlichkeitsuntersuchung des BHKWs werden die individuellen Kosten nach Abschnitt 5.1.1 abgeschätzt.

Den größten Posten bei den kapitalgebundenen Kosten macht das BHKW-Modul aus. Die ASUE [111] gibt eine Übersicht über mittlere Kosten pro Kilowatt elektrischer Leistung für verschiedene Leistungsklassen. Anhand dieser Übersicht ergibt sich ein Preis von 82.000 € für das Modul. In das BHKW-System wird zusätzlich ein Pufferspeicher von 7,35 m³ integriert, für den 7.600 € inklusive Dämmung, angenommen werden.

Für die Installation des BHKWs fallen weitere Kosten für Transport und Einbindung an. Diese können nach [111] aus einem prozentuellen Anteil der Modulkosten bestimmt werden. Für das BHKW der hier betrachteten Leistungsklasse beträgt der Anteil für Transport 6 %, der Anteil für die Einbindung 39 %, wodurch vor allem letztere einen großen Anteil der Gesamtkosten ausmacht. Als letzter Punkt werden knapp 7.000 € für Planung und Steuerung vorgesehen. Insgesamt belaufen sich die Kapitalkosten des BHKWs damit auf ca. 130.000 €.

5.4.2. Kaskadierender Speicher

Aus der Wahl des skalierten Systems mit Fasermodul für den kaskadierenden Speicher ergeben sich auch die Komponenten, die für das System benötigt werden. Tabelle 5.5 gibt einen Überblick über die Komponenten und die jeweiligen Anschaffungskosten.

Tabelle 5.5.: Komponenten Anschaffungskosten für den kaskadierenden Speicher [31].

Komponente	Kosten [€]
Adsorber-Wärmeübertrager inkl. Vakuumbhülle	12.500
Sorbensbeschichtung Adsorber-Wärmeübertrager	10.000
Kondensator	7.000
Verdampfer	10.500
Behälter für die Wasservorlage	2.100
Dämmung	1.000
Wärmepumpenmodul	12.000
Erdwärmesonde	60.000
Pumpen, Ventile, Verrohrung inkl. Dämmung und Einbau	28.000

Für die einzelnen Komponenten, vor allem für den Vakuumbehälter, der den Adsorber, den Verdampfer und den Kondensator enthält, mussten Abschätzungen für die Preise angenommen werden. Beim Vakuumbehälter handelt es sich um eine Spezialanfertigung, da vakuumdichtes Verschweißen von Edelstahlblechen, um eine vakuumdichte Hülle herzustellen, kein Standardprozess ist.

Ein großer Kostenpunkt beim kaskadierenden Speicher ist die Erdwärmesonde, die mit ca. 60.000 € veranschlagt wird. Für die Kostenberechnung wird die Leistung des Verdampfers betrachtet und dann mit Hilfe von VDI4640 [117] eine Längenabschätzung vorgenommen. Anschließend wird ein Preis von 90 Euro pro Meter Sondenlänge angesetzt. Es ist allerdings zu bemerken, dass für die Erdwärmesonde eine Laufzeit von 50 Jahren angenommen werden kann. Sie kann also deutlich länger als die hier betrachteten 15 Jahre verwendet werden. Eine Restwertberechnung der Sonde nach VDI2067 [109] wird allerdings nicht durchgeführt.

Die Adsorptionswärmepumpe wird mit Kosten von ca. 12.000 € angenommen. Die Abschätzung dafür wurde im Rahmen des Projektes Maksore [31] vorgenommen. Dafür wurden Kosten von ca. 300 € pro Kilowatt angenommen, sowie eine Leistung von ca. 40 kW der Wärmepumpe.

Als Anhaltspunkt für Pumpen, Ventile mit Stellmotor und Rohre werden Komponenten mit DN32 ausgewählt und ein zusätzlicher Aufschlag für die Installation der Komponenten mit eingeplant. Vor allem die Kosten für den Einbau der Ventile sind durch die sowohl hydraulische als auch elektrische Einbindung nicht zu vernachlässigen. Deshalb belaufen sich die Gesamtkosten auf 28.000 €.

Mit den Abschätzungen für die Einzelkomponenten errechnet sich ein Komplettpreis für die

Komponenten des kaskadierenden Speichers von ungefähr 143.000 €. Zusätzlich dazu sind noch Planungskosten von 10 % der Komponentenkosten mit eingeplant.

5.4.3. SAWS

Die gesamten Komponenten, die für den SAWS benötigt werden, stehen mit ihren Kosten in Tabelle 5.6.

Tabelle 5.6.: Komponenten Anschaffungskosten für das SAWS System.

Komponente	Kosten [€]
Wasserspeicher inkl. Dämmung	3.900
Ventilbank	11.700
Wärmepumpenmodul	12.000
Erdwärmesonde	15.000
Pumpen, Ventile, Verrohrung inklusive Dämmung und Einbau	25.000

Für den Wasserspeicher inklusive Dämmung werden Kosten von Standard-Pufferspeichern angenommen. Für eine Größe von 4 m³ betragen diese ca. 3.900 €. Die Adsorptionswärmepumpe wird wie auch beim kaskadierenden Speicher mit Kosten von 12.000 € angesetzt. Die Erdwärmesonde beim SAWS kann deutlich kleiner ausfallen als beim kaskadierenden Speicher, da diese nur den Verdampfer der Adsorptionswärmepumpe speist. Dadurch sind die Kosten auch geringer, nur ca. 15.000 €. Ein weiterer größerer Kostenpunkt ist die Ventilbank, die für die Beladung des Speichers und den Betrieb der Adsorptionswärmepumpe nötig ist. Für diese wurden 12 Ventile für Ein- und Ausströmung aus dem Speicher inklusive Stellmotor und Einbau sowie Verrohrung angenommen. Dadurch ergeben sich Kosten von ungefähr 12.000 €. Auch für den SAWS ist eine Pauschale für Pumpen, Ventile und Verrohrung mit Dämmung inklusive Einbau mit eingeplant. Diese ist niedriger, da weniger Pumpen und Ventile im System verbaut sind. Mit allen beschriebenen Kosten liegen die Komponenten des SAWS bei 67.600 € und wie beim kaskadierenden Speicher wurden noch zusätzlichen Planungskosten von 10 % der Komponentenkosten mit eingerechnet.

5.5. Wirtschaftlichkeitsberechnung

Neben den Kapitalkosten müssen für die Betrachtung der Wirtschaftlichkeit auch die Betriebskosten und die verbrauchsgebundenen Kosten berechnet werden.

Zunächst werden die Betriebskosten bestimmt. Beim Referenzsystem werden die Betriebskosten für einen Gaskessel nach VDI2067 [109] abgeschätzt. Diese gibt Instandhaltungskosten von 3 % der Kapitalkosten an. Der Gasbrennwertkessel wird mit 350 kW angenommen. Die Kapitalkosten werden damit zu ca. 33.000 € abgeschätzt. Zusätzlich dazu sind zwanzig Stunden Bedienungsaufwand mit eingerechnet.

Die betriebsgebundenen Kosten des BHKWs setzen sich aus Kosten für Instandhaltung, Personal und Verwaltung zusammen. Die Personal und Verwaltungskosten werden laut ASUE [110] entsprechend der VDI Richtlinie 2067 als prozentualer Anteil der Investitionskosten ohne Planungskosten angenommen. Der Anteil beläuft sich bei den Personalkosten auf 3 %, bei den Verwaltungskosten auf 1,5 %. Für die Instandhaltung werden normalerweise Wartungsverträge abgeschlossen, bei denen ein Fixbetrag pro Kilowattstunde erzeugter elektrischer Arbeit abgerechnet wird [111]. Für ein BHKW mit 50 kW elektrischer Leistung betragen diese ca. 2,51 ct/kWh.

Im Betrachtungszeitraum von 15 Jahren und bei einem Zinssatz von 3 % ergibt sich ein Annuitätenfaktor von 0,084 und ein Barwertfaktor von 11,94.

Für den kaskadierenden Speicher und den SAWS werden zusätzlich zu den Betriebskosten des BHKWs noch Instandhaltungskosten in Höhe von 1 % der Kapitalkosten mit eingeplant. Die so bestimmten Betriebskosten sind in Tabelle 5.7 zusammengefasst.

Tabelle 5.7.: Betriebskosten der betrachteten Systeme pro Jahr.

System	Instandhaltung	Personal	Verwaltung	Summe
	€	€	€	€
Referenzsystem	990	1.000	-	1.990
BHKW	8.974	1.960	3.921	14.855
BHKW mit kask. Sp. mit 0 % Kondensationswärme	10.405	1.960	3.921	16.286
BHKW mit kask. Sp. mit 50 % Kondensationswärme	10.405	1.960	3.921	16.286
BHKW mit kask. Sp. mit 100 % Kondensationswärme	10.405	1.960	3.921	16.286
BHKW mit SAWS	9.650	1.960	3.921	15.531

Als nächstes werden die verbrauchsgebundenen Kosten betrachtet. Die Verbrauchswerte entstammen aus den Simulationsstudien von Faraj [112]. Zunächst wird daraus der Erdgasbedarf der verglichenen Systeme ausgewertet. Dieser setzt sich zusammen aus dem Erdgas, das im Gasbrennwertkessel eingesetzt wird, und dem Erdgas, das im BHKW eingesetzt wird. Beim Referenzsystem ohne BHKW wird nur der Erdgasbedarf des Gasbrennwertkessels berücksichtigt. Zusätzlich wird

die Menge an zugekauftem und ins Netz einspeistem Strom betrachtet. Durch das größere Gesamtspeichervolumen mit zusätzlichem Speicher mit Adsorption steigen auch die Volllaststunden des BHKWs im Vergleich zum BHKW-System mit Pufferspeicher. Dadurch wird auch mehr Strom produziert. Der Anteil der Stromeigennutzung bleibt zwar konstant, durch die höhere Produktion steigt aber auch der absolut eigengenutzte Strom. Für den kaskadierenden Speicher und den SAWS wird zusätzlich noch ein Hilfsstromverbrauch (z.B. für Ventile und Pumpen) für die Be- und Entladung des Speichers angenommen. Diese werden angelehnt an die Kostenabschätzung im Projekt Maksore [31] abhängig von den Wärmen für Ladung und Beladung bestimmt. Tabelle 5.8 gibt einen Überblick über die Verbrauchswerte für Strom und Erdgas.

Tabelle 5.8.: Erdgas und Strommengen der betrachteten Systeme pro Jahr.

System	Erdgasbedarf [MWh _{Hs} /a]	Strombezug [MWh _{el} /a]	Strom	Hilfsstrom
			Netzeinspeisung [MWh _{el} /a]	Be-/Entladung [MWh _{el} /a]
Referenzsystem	1204,0	404,0	-	-
BHKW	1450,8	172,5	64,4	-
BHKW mit kask. Sp. mit 0 % Kondensationswärme	1426,5	169,3	65,7	18,5
BHKW mit kask. Sp. mit 50 % Kondensationswärme	1369,7	169,3	65,7	21,7
BHKW mit kask. Sp. mit 100 % Kondensationswärme	1312,9	169,3	65,7	25,0
BHKW mit SAWS	1424,6	169,3	65,7	12,5

Um die Verbräuche von Strom und Erdgas der Systeme nochmals genauer zu betrachten, sind diese in Abbildung 5.3 grafisch zusammengefasst. Der Stromanteil stellt die Summe aus Strombezug und Hilfsstrom dar.

Aus der Abbildung ist zu erkennen, dass bei allen Systemen mit BHKW der Verbrauch für Erdgas im Vergleich zum Referenzsystem zunimmt. Gleichzeitig kann dadurch der Stromverbrauch um mehr als die Hälfte reduziert werden, was an der Eigenstromnutzung des BHKW Stroms liegt. Durch Integration eines zusätzlichen Speichers in das BHKW-System nimmt zudem die Menge an eingesetztem Erdgas im Vergleich zum reinen BHKW-System ab. Die größte Einsparung wird durch den kaskadierenden Speicher mit voller Kondensationswärmenutzung erzielt.

Für die Bestimmung der verbrauchsgebundenen Kosten kommen zusätzlich zum Strom- und Erdgasverbrauch noch Erlöse durch den Einsatz des BHKWs dazu. Die Berechnung erfolgt nach in Deutschland gültigen Steuersätzen und Einspeisevergütungen in 2021. Zunächst wird durch

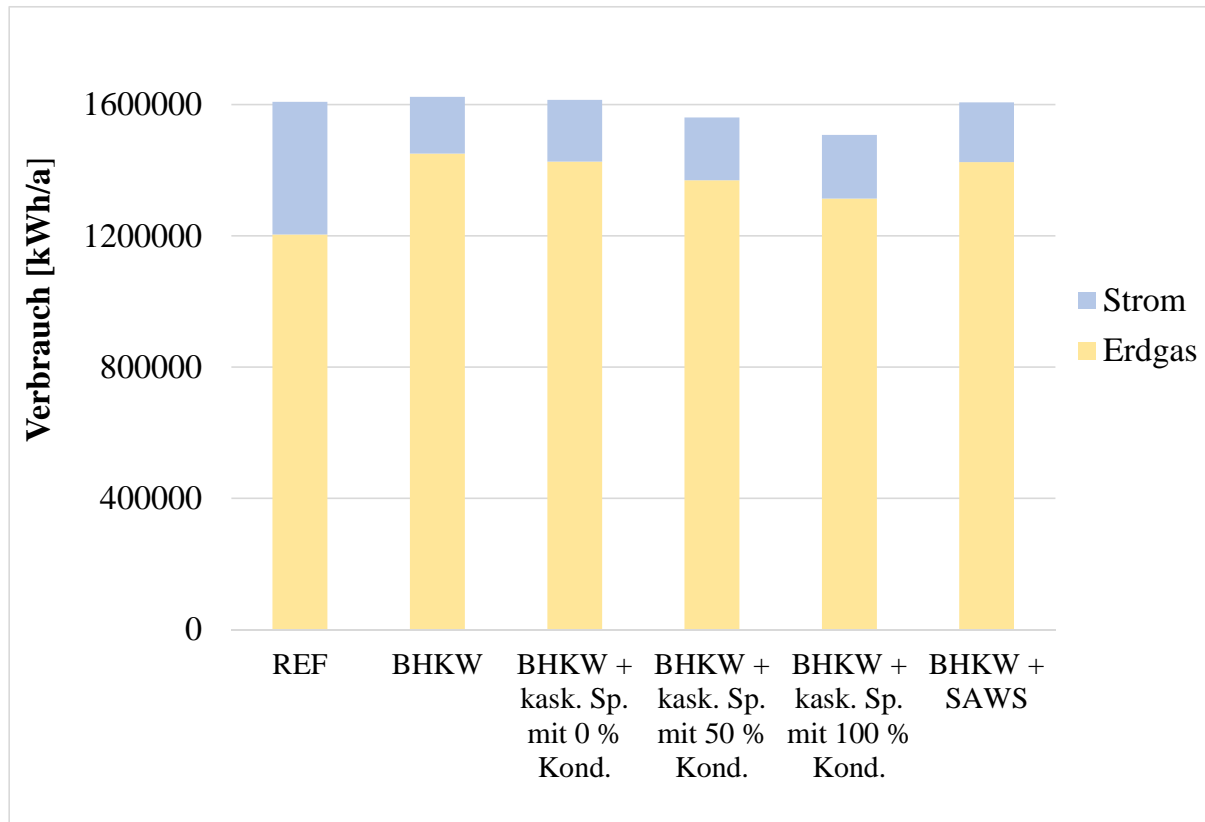


Abbildung 5.3.: Überblick über den Verbrauch der untersuchten Systeme, aufgeschlüsselt in Erdgas- und Stromverbrauch.

den Einsatz des BHKWs nach dem Energiesteuergesetz der Steuersatz für Erdgas zurückerstattet. Bei diesem handelt es sich um einen festen Wert von 0,55 ct, der pro Kilowattstunde eingesetztes Erdgas gezahlt wird. Zusätzlich dazu wird der überschüssige Strom, der ins Netz eingespeist wird, vergütet, sowie ein Entgelt für vermiedene Netznutzung gezahlt. Für die Vergütung wird ein durchschnittlicher Börsenpreis bezahlt, hier wurden 2 ct/kWh angenommen. Nach dem KWK-Gesetz gibt es außerdem eine Bezuschussung für die ersten 6 Jahre oder 30.000 Betriebsstunden, von 8 ct/kWh. Zusammen ergibt das den Erlös für die Direktvermarktung. Der eigenverbrauchte Strom wird ebenfalls mit einem KWK-Zuschlag vergütet, der 4 ct/kWh beträgt.

Da die Betriebsstunden des untersuchten BHKWs bei ca. 6.000 pro Jahr liegen, werden die KWK-Zuschläge nur für die ersten 5 Jahre miteingerechnet. Mit den Verbrauchswerten aus der Tabelle sowie den Erlösen und den jährlich bestimmten Verbrauchskosten für Strom und Erdgas können die verbrauchsgebundenen Kosten für die untersuchten Systeme bestimmt werden. Die Kosten für Strom und Erdgas werden für die Berechnung abgezinst, bevor sie mit den Verbräuchen multipliziert werden, um den Zeitwert des Geldes zu berücksichtigen.

Nachdem die Betriebs- und die Verbrauchskosten bestimmt wurden, können die gesamten jährlichen Annuitäten untersucht werden. Dazu müssen zuletzt die kapitalgebundenen Kosten mittels

des Annuitätenfaktors in die jährlichen Annuitäten umgerechnet werden. Die berechneten Annuitäten der einzelnen Kosten sowie der Gesamtkosten sind in Tabelle 5.9 zusammengefasst.

Tabelle 5.9.: Überblick über die jährlichen Annuitäten der verschiedenen Systeme.

System	K_K [€/a]	K_B [€/a]	K_V [€/a]	Gesamt [€/a]
REF	0	1.990	206.334	208.324
BHKW	11.200	14.855	159.730	185.784
BHKW mit kask. Sp. mit 0 % Kondensationswärme	24.384	16.286	160.130	200.801
BHKW mit kask. Sp. mit 50 % Kondensationswärme	24.384	16.286	155.080	195.752
BHKW mit kask. Sp. mit 100 % Kondensationswärme	24.384	16.286	150.031	190.703
BHKW mit SAWS	17.430	15.531	158.676	191.639

Die Tabelle zeigt, dass durch den Einsatz des BHKWs für alle Systeme eine Einsparung in der jährlichen Gesamtannuität gegenüber dem Referenzfall erzielt werden kann. Es ist allerdings anzumerken, dass die geringsten jährlichen Gesamtkosten mit dem BHKW alleine erreicht werden. Dies liegt vor allem daran, dass die höheren Kapitalkosten des kaskadierenden Speichers und des SAWS die Aufspaltung bei den Verbrauchskosten gegenüber dem BHKW aufheben. Betrachtet man nur die Systeme mit zusätzlichem Speicher, lassen sich mit dem kaskadierenden Speicher und Nutzung der kompletten Kondensationswärme die größten Einsparungen gegenüber dem Referenzsystem erzeugen, dicht gefolgt von dem System mit SAWS.

5.6. Auswertung der Kohlenstoffdioxid-Emissionen

Für die Auswertung der CO₂-Emissionen werden sowohl die Emissionen durch die Stromnutzung als auch die Emissionen durch die Erdgasnutzung betrachtet. Dafür werden wieder die Werte aus der Tabelle 5.8 verwendet, um damit und den interpolierten Faktoren aus Abschnitt 5.1.2 die Kohlenstoffdioxid-Emissionen der Systeme zu berechnen. In Abbildung 5.4 sind die Verläufe der Emissionen über die 15 Jahre Betrachtungszeitraum dargestellt.

Aus dem Diagramm ist zu erkennen, dass alle Verläufe aufgrund der sinkenden Kohlenstoffdioxidfaktoren fallen. Die Verläufe haben alle einen Knick im Jahr 2030, der durch die Interpolation der drei Werte für die Faktoren entsteht. Die höchsten CO₂-Emissionen werden durch das Referenzsystem verursacht, das BHKW mit kaskadierendem Speicher unter Benutzung der vollstän-

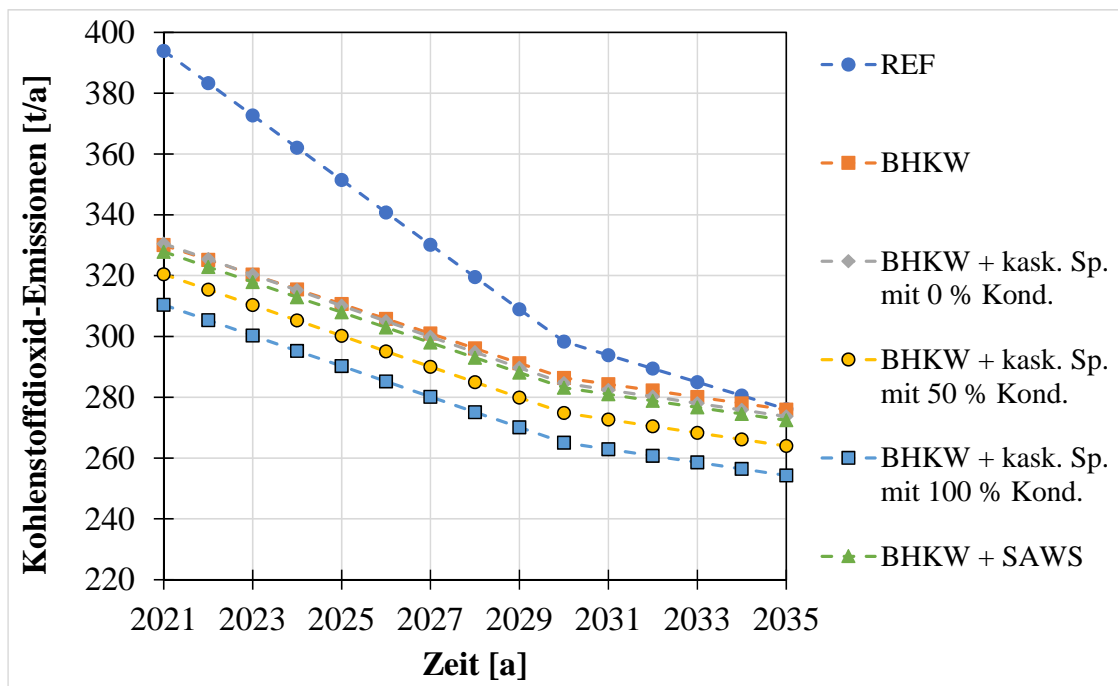


Abbildung 5.4.: Überblick über den Verlauf der Kohlenstoffdioxid-Emissionen zwischen den Jahren 2021 und 2035 für die untersuchten Systeme.

digen Kondensationswärme hat die geringsten Emissionen. Besonders stark ist die Abnahme im Verlauf der Jahre beim Referenzfall, was daran liegt, dass der Faktor für Strom über die 15 Jahre viel stärker abnimmt, als der Faktor für Erdgas und beim Referenzfall der Anteil an genutztem Strom am höchsten ist. Zusätzlich zeigt die Grafik, dass die CO₂-Einsparung im Vergleich zum Referenzsystem durch den Einsatz des BHKWs und die zusätzlichen Speicher im Laufe des Betrachtungszeitraums sehr stark abnimmt. Im Jahr 2035 ist der Unterschied zwischen besten und schlechtestem Fall nur noch bei ca. 20 t/a, während er zu Beginn bei knapp 80 t/a liegt. Wird im System nur ein BHKW eingebaut, sind gegen Ende der Betrachtungszeit keine Einsparungen mehr zu erreichen. Auch mit dem SAWS und dem kaskadierenden Speicher ohne Kondensationswärmennutzung sind nur noch sehr geringe Einsparungen möglich.

Neben den Verläufen über die Zeit werden auch noch die kumulierten CO₂-Emissionen für die unterschiedlichen Systeme betrachtet, die in Abbildung 5.5 gezeigt sind.

In der Abbildung sind die gesamten kumulierten Emissionen jeweils unterteilt in Emissionen durch Strom und durch Erdgas zu sehen. Wie aus der Darstellung zu erkennen ist, sind die kumulierten Emissionen für das Referenzsystem mit knapp unter 5000 t am größten. Die niedrigsten Emissionen, knapp 4200 t, sind mit dem BHKW-System mit kaskadierendem Speicher, bei dem die vollständige Kondensationswärme genutzt wird, erreichbar. Betrachtet man die Einzelwerte für Strom und Erdgas getrennt, tritt beim Strom ein deutlicher Unterschied zwischen dem Referenz-

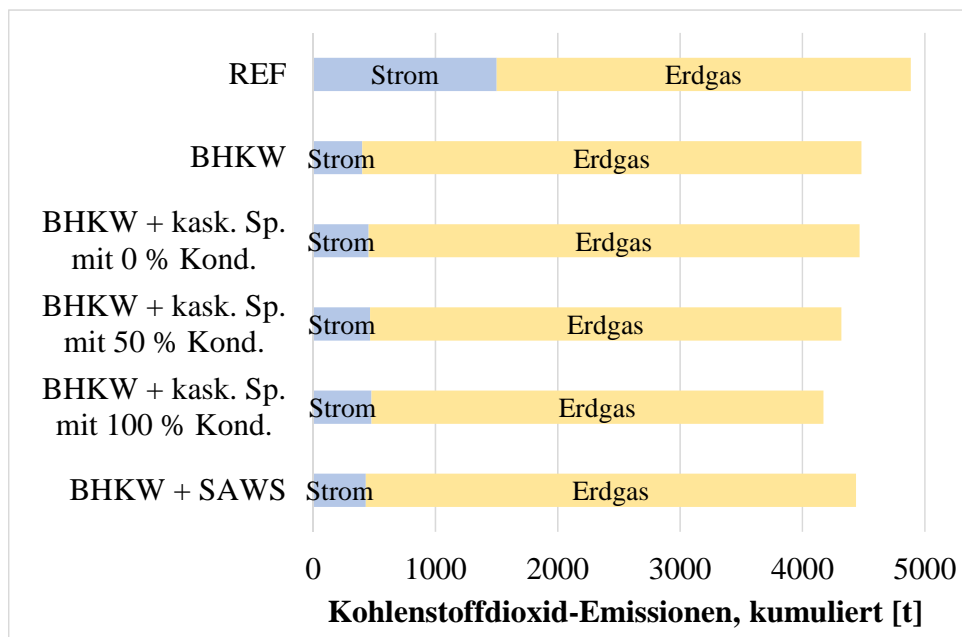


Abbildung 5.5.: Kumulierte Werte der Kohlenstoffdioxid-Emissionen für den Betrachtungszeitraum von 15 Jahren.

system und den BHKW-Systemen auf. Der Wert für das Referenzsystem ist mehr als drei mal so hoch wie bei den BHKW Systemen. Beim Erdgas sind die Emissionen der BHKW-Systeme größer, allerdings wird das Erdgas im BHKW sowohl für die Produktion von Wärme als auch Strom eingesetzt. Eine Aufteilung der Emissionen durch Erdgas in einen Anteil für die Produktion von Strom und einen Anteil für die Produktion von Wärme wäre hier theoretisch noch möglich.

5.7. Einordnung der technoökonomischen Bewertung

Die Betrachtung des technoökonomischen Potenzials der beiden Speichersysteme in Verbindung mit einem BHKW-System zeigt, dass durch den Einsatz der Speicher die jährlichen Gesamtkosten gegenüber dem Referenzsystem reduziert werden können. Durch die Nutzung von Eigenstrom aus dem BHKW kann der Anteil des zugekauften Stroms reduziert werden, wodurch die Verbrauchskosten abnehmen. Die hohen Kapitalkosten der Speichersysteme übersteigen allerdings die Einsparungen bei den Verbrauchskosten im Vergleich zum reinen BHKW-System. Deshalb sind die Gesamtkosten mit dem reinen BHKW-System nochmals geringer. Die Kapitalkosten des kaskadierenden Speichers und des sorptionsunterstützten Wasserspeichers sind allerdings auch mit der größten Unsicherheit behaftet, da nur eine überschlägige Abschätzung für die einzelnen Komponentenkosten getroffen wurde.

Aus der Auswertung der Kohlenstoffdioxid-Emissionen ist abzulesen, dass diese durch den Einsatz eines BHKWs im Vergleich zum Referenzsystem verringert werden können. Die Emissionen

durch den Einsatz von Erdgas sind mit BHKW größer als beim Referenzsystem, da aber durch das Erdgas sowohl Wärme als auch Strom produziert wird, muss weniger Strom zugekauft werden. Deshalb sind die Kohlenstoffdioxid-Emissionen aus Strom geringer, als beim Referenzsystem.

Die Ergebnisse in diesem Kapitel haben auch gezeigt, dass der größere Hebel zur Einsparung von Kosten und Kohlenstoffdioxid-Emissionen der Einsatz eines BHKWs ist. Die zusätzlichen Speicher haben nur geringe Auswirkungen auf die Zielgrößen.

Abschließend ist anzumerken, dass die Annahmen zu Strom- und Erdgaskosten mit starken Unsicherheiten behaftet sind, da die Preisentwicklung von unsicheren Faktoren abhängt. Diese sind beispielsweise die Höhe der CO₂-Bepreisung, der Ausbau von erneuerbaren Energien oder auch geopolitische Faktoren.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Innerhalb dieser Arbeit wurden zwei innovative Wärmespeicherkonzepte mit Adsorptionskreisläufen für die Nutzung als Kurzzeitspeicher vorgestellt, ein kaskadierender Adsorptionsspeicher und ein sorptionsunterstützter Wasserspeicher. Beide Konzepte wurden im Hinblick auf ihre Speicherdichte und -effizienz analysiert, mit dem Ziel einer Erhöhung von beiden Werten im Vergleich zu konventionellen Systemen. Darüber hinaus werden die Entladeleistungen der beiden Konzepte betrachtet. Abschließend wurden Untersuchungen zum technoökonomischen Potenzial der Speicher durch die Integration in ein BHKW-System durchgeführt.

Die Zielgrößen hängen sehr stark von den angenommenen Randbedingungen ab. Insbesondere die Systemtemperaturen und der große Temperaturhub von 30 K, zwischen Verdampfer- und Nutzerniveau, der für einen Einsatz im Gebäudebereich nötig ist, stellen eine große Hürde für die untersuchten Systeme dar.

Darüber hinaus zeigt die Arbeit, welchen Einfluss das zusätzliche Volumen der weiteren Komponenten wie beispielsweise die Speicherdämmung auf die Speicherdichte haben. Der Wert der Speicherdichte des kaskadierenden Speichers ist auf der Materialebene fast doppelt so hoch wie auf der Systemebene. Für eine realistische Auswertung der Speicherdichte ist es deshalb notwendig, das Volumen des kompletten Systems zu berücksichtigen und nicht nur das Volumen des Adsorbers.

Die Simulationen des kaskadierenden Speichers haben gezeigt, dass mit dem betrachteten unskalierten System mit einem Adsorbervolumen von 1 m^3 für die beste Kombination aus Material und Wärmepumpe, LiLSX mit Fasermodule, eine Speicherdichte von 60 kWh/m^3 erzielt werden kann. Aufgrund des großen Systemvolumens des Stratisorp-Systems, ist die erreichbare Speicherdichte mit dieser Kaskadierung geringer, als bei einem unkaskadierten System, bei dem die Adsorptionswärme aus dem Speicher direkt genutzt wird.

Durch eine Hochskalierung des Systems, auf eine Adsorbergröße von 4 m^3 , kann die Speicherdichte des kaskadierenden Speichers im Vergleich zum unskalierten System erhöht werden, da die

übrigen Systemkomponenten, vor allem die Speicherdämmung, nicht im gleichen Maß skalieren. Die maximale Speicherdichte des skalierten Systems beträgt 88 kWh/m^3 .

Ein Hauptgrund für die niedrigeren Speicherdichten im Vergleich zu hohen Literaturwerten ist, dass der Speicher als Kurzzeitspeicher betrachtet wird. Daraus ergeben sich andere Anforderungen an den Adsorber im Vergleich zu Langzeitspeichern. Beim hier betrachteten Adsorber handelt es sich um einen beschichteten Wärmeübertrager anstatt eines geschütteten Speichers, was bei der heutigen Beschichtungstechnologie zu einer verminderten Sorbensdichte von nur 400 kg/m^3 führt. Für diesen Adsorbentyp, der für eine Wärmepumpenanwendung entwickelt wurde, sind deutlich höhere Sorbensdichten nicht realistisch. Im Rahmen dieser Arbeit wird allerdings keine Adsorberentwicklung speziell für Kurzzeitspeicher vorgenommen, wodurch hier noch ein Potenzial bestehen kann. Kann die Sorbensdichte in Zukunft erhöht werden, steigt die technische Relevanz des kaskadierenden Speichers. Auch die Verwendung des gesamten Systemvolumens statt nur des Materialvolumens hat einen Einfluss auf die Speicherdichten, verglichen mit auf die Systemgröße bezogenen Literaturwerten liegen die Werte im selben Bereich.

Ein möglicher Ansatz für weitere Untersuchungen zum kaskadierenden Speicher ist die Nutzung anderer Wärmepumpen für die Kaskadierung. Mit Wärmepumpen mit höherem COP, als die hier verwendeten, kann auch die Speicherdichte und die Speichereffizienz des kaskadierenden Speichers erhöht werden.

Beim sorptionsunterstützten Wasserspeicher wird eine Speicherdichte von 53 kWh/m^3 mit dem unskalierten System erreicht, bei einer Effizienz von 1,09. Die Speicherdichte ist im Vergleich zu einem reinen Wasserspeicher mit den selben Randbedingungen kaum erhöht, da der Effizienzgewinn durch das größere Volumen des SAWS wieder ausgeglichen wird. Einen Einfluss auf die Zielgrößen hat hier vor allem der große verwendete Temperaturhub. Allerdings werden für den reinen Wasserspeicher nur bilanzielle Berechnungen angestellt, ohne Berücksichtigung von Speicherverlusten durch sensible Verluste oder das Auftreten von Vermischungsverlusten bei der Entladung. Mit dem skalierten System sind nur leicht größere Speicherdichten möglich, es führt allerdings zu größeren Entladeleistungen, was es im Hinblick auf Anwendungen in BHKW-Systemen interessant macht. Durch die Entladeweise zuerst über die Wärmepumpe und anschließend über die direkte Entladung des Speichers, treten allerdings große Schwankungen in der Entladeleistung auf.

Weitere Untersuchungen zum sorptionsunterstützten Wasserspeicher sind vor allem im Bereich der Regelung interessant. Die Regelungsparameter des Systems sind sehr vielseitig und durch Variation der Parameter können möglicherweise größere Speicherdichten und -effizienzen erreicht werden. Ein zusätzlicher Ansatz ist eine direkte Entladung des Wasserspeichers während des Wärmepumpenbetriebs, wodurch die Entladeleistung auf einen konstanteren Wert eingestellt werden kann.

Da bei den Simulationen zum SAWS die Vermischung im Speicher als wichtige Einflussgröße auf die Zielgrößen identifiziert wird, werden Experimente zur Einströmung in einen Plexiglastank

mittels zweier Beladegerometrien durchgeführt. Dabei hat sich gezeigt, dass durch die Verwendung der Beladegerometrien die Einströmverluste reduziert werden können. Die Beladeringe, die auch zur Be- und Entladung im SAWS verwendet werden, stellen eine gute Möglichkeit zur vermischungsarmen Einströmung dar. Für zukünftige Experimente kann auch die Einströmung in einen vorgeschichteten oder heißen Tank (wie als Ausgangspunkt der SAWS-Simulationen gewählt) untersucht werden. Interessant ist auch eine Betrachtung mit einem längeren Beladerohr, sowie die Verwendung von weiteren Beladegerometrien.

Die Untersuchungen zum technoökonomischen Potenzial zeigen, dass im Vergleich zum Referenzsystem, die Gesamtkosten des Systems durch ein BHKW-System mit integriertem Speicher mit Sorption im Betrachtungszeitraum von 15 Jahren gesenkt werden können. Die Einsparungen werden vor allem durch eine Senkung des zugekauften Stroms erreicht, die aus der Eigenstromnutzung des im BHKW produzierten Stroms resultiert. Durch die hohen kapitalgebundenen Kosten der Speicher sind die jährlichen Kosten allerdings höher als die Kosten, die bei einem BHKW-System ohne Wärmespeicher anfallen würden.

Im Gegensatz dazu ist durch die Integration eines der beiden Speichersysteme mit Sorption sowohl im Vergleich mit dem Referenzsystem als auch mit einem reinen BHKW-System eine Verringerung der Kohlenstoffdioxid-Emissionen möglich.

Für die Betrachtungen zur Wirtschaftlichkeit und den Kohlenstoffdioxid-Emissionen wurden in dieser Arbeit Ergebnisse aus dynamischen Simulationen des reinen BHKW-Systems verwendet. Aus diesen wurde versucht, durch Abschätzungen und bilanzielle Berechnungen die Effekte durch die Integration der Speichersysteme mit Sorption zu berücksichtigen. Neue dynamische Simulationen der Komplettsysteme wurden nicht durchgeführt. Für eine detailliertere Betrachtung des Potenzials wäre es nötig, die kompletten Systeme zu simulieren. Im Fall der Verwendung des SAWS wäre es zudem interessant zu untersuchen, ob der SAWS zusätzlich als Pufferspeicher genutzt werden könnte, wodurch kein einzelner Pufferspeicher erforderlich wäre.

Abschließend muss festgestellt werden, dass durch die untersuchten Systeme unter den hier verwendeten Randbedingungen nur eine geringfügige Steigerung der Speicherdichte im Vergleich zu konventionellen Speichertypen erreicht werden kann. Durch verbesserte Beschichtungen oder Wärmepumpen mit höherem COP könnten die Systeme aber durchaus technische Relevanz erlangen. Bereits mit den hier betrachteten Randbedingungen lässt sich aber für beide Systeme ein Effizienzgewinn erzielen, der im Fall des kaskadierenden Speichers durch die Nutzung der Kondensationswärme noch zusätzlich erhöht werden kann. Dadurch sind die Speicher durchaus interessant für eine Anwendung in Kombination mit BHKWs, bei denen durch den Einsatz des Speichers eine stromorientierte Betriebsweise gefördert werden kann, was gleichzeitig auch zu einer Verringerung der Kohlenstoffdioxid-Emissionen führt.

Literaturverzeichnis

- [1] Umweltbundesamt (UBA). Primärenergieverbrauch. <https://www.umweltbundesamt.de/daten/energie/primaerenergieverbrauch#definition-und-einflussfaktoren>, 2021. zuletzt abgerufen am: 28.11.2021.
- [2] A clean planet for all: A european strategic long-term vision for a prosperous, modern, competitive and climate neutral economy. Technical report, European Commission, Brussels. November 2018.
- [3] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, nukleare Sicherheit und Verbraucherschutz (BMUV). Novelle des Klimaschutzgesetzes. <https://www.bmu.de/pressemitteilung/novelle-des-klimaschutzgesetzes-vom-bundestag-beschlossen/>, 2021. zuletzt abgerufen am: 28.03.2022.
- [4] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi). Energiedaten: Gesamtausgabe, Oktober 2019. https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Downloads/Energiedaten/energiedaten-gesamt-pdf-grafiken.pdf?__blob=publicationFile&v=40, 2019. zuletzt abgerufen am: 28.11.2021.
- [5] Europäische Kommission und Eurostat. Energy, transport and environment indicators : 2019 edition. Technical report, Publications Office of the European Union, Luxembourg. doi:10.2785/499987, 2019.
- [6] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi). Energieeffizienzstrategie 2050. https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Publikationen/Energie/energieeffizienzstrategie-2050.pdf?__blob=publicationFile&v=12, 2019. zuletzt abgerufen am: 28.11.2021.
- [7] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit (BMU). Treibhausgasemissionen sinken 2020 um 8,7 Prozent. <https://www.bmu.de/pressemitteilung/treibhausgasemissionen-sinken-2020-um-87-prozent/>, 2021. zuletzt abgerufen am: 28.11.2021.
- [8] G. Engel, S. Asenbeck, R. Köll, H. Kerskes, W. Wagner und W. van Helden. Simulation of a seasonal, solar-driven sorption storage heating system. *Journal of Energy Storage* 13, S. 40-47. ISSN: 2352-152X, doi:10.1016/j.est.2017.06.001. 2017.
- [9] K. Hedegaard, B. V. Mathiesen, H. Lund und P. Heiselberg. Wind power integration using individual heat pumps – analysis of different heat storage options. *Energy* 47(1), S. 284-293, doi:10.1016/j.energy.2012.09.030. 2012.
- [10] Y. Chen, A. Desai, F. P. Schmidt und P. Xu. Electricity demand flexibility performance of a sorption-assisted water storage on building heating. *Applied Thermal Engineering* 156, S. 640-652, doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.04.080. 2019.
- [11] E. S. Barbieri, F. Melino und M. Morini. Influence of the thermal energy storage on the profitability of micro-CHP systems for residential building applications. *Applied Energy* 97, S. 714-722. ISSN: 0306-2619, doi:10.1016/j.apenergy.2012.01.001. 2012.
- [12] T. Nuytten, B. Claessens, K. Paredis, J. Van Bael und D. Six. Flexibility of a combined heat and power system with thermal energy storage for district heating. *Applied Energy* 104, S. 583-591, doi:10.1016/j.apenergy.2012.11.029. 2013.

- [13] Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. (ASUE). BHKW-Grundlagen. https://asue.de/sites/default/files/asue/themen/blockheizkraftwerke/2010/broschueren/06_06_10_bhkw-grundlagen-2010.pdf, 2010. zuletzt abgerufen am: 28.11.2021.
- [14] S. Hirzel, B. Sontag und C. Rohde. *Industrielle Abwärmenutzung*. Kurzstudie im Rahmen von FKZ 02PO2551, Fraunhofer-Institut für System- und Innovationsforschung, Karlsruhe, 2013.
- [15] R. Stieglitz und V. Heinzel. *Thermische Solarenergie: Grundlagen, Technologie, Anwendungen*. SpringerLink. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1. Auflage. ISBN: 978-3-642-29475-4. 2012.
- [16] E. Rummich. *Energiespeicher : Grundlagen, Komponenten, Systeme und Anwendungen*. Expert Verlag, Renningen, 2. Auflage. ISBN: 978-3-8169-3297-0. 2015.
- [17] M. S. Treier, G. Munz, A. Velte, S. K. Henninger und F. P. Schmidt. Estimations of energy density and storage efficiency for cascading adsorption heat storage concepts. *International Journal of Refrigeration* 105, S. 59-65. ISSN: 0140-7007, doi:10.1016/j.ijrefrig.2018.10.012. 2019.
- [18] A. Hauer. Thermal Energy Storage with Zeolite for Heating and Cooling. *Proceedings of the 7th International Sorption Heat Pump Conference ISHPC, September 24-27, Shanghai, China, Record-ID 2004-0709*. 2002.
- [19] K. E. N'Tsoukpoe, H. Liu, N. Le Pierrès und L. Luo. A review on long-term sorption solar energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13(9), S. 2385-2396. ISSN: 1364-0321, doi:10.1016/j.rser.2009.05.008. 2009.
- [20] L.F. Cabeza, A. Solé und C. Barreneche. Review on sorption materials and technologies for heat pumps and thermal energy storage. *Renewable Energy* 110, S. 3-39, doi:10.1016/j.renene.2016.09.059. 2017.
- [21] D. Aydin, S. P. Casey und S. Riffat. The latest advancements on thermochemical heat storage systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 41, S. 356-367. ISSN: 1364-0321, doi:10.1016/j.rser.2014.08.054. 2015.
- [22] W. Kast. *Adsorption aus der Gasphase : Ingenieurwissenschaftliche Grundlagen und technische Verfahren*. VCH, Weinheim, 1. Auflage. ISBN: 3-527-26719-0. 1988.
- [23] A. Mersmann, M. Kind und J. Stichlmair. *Thermische Verfahrenstechnik : Grundlagen und Methoden*. Verfahrenstechnik. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2. Auflage. ISBN: 978-3-540-23648-1. 2005.
- [24] M. A. Putz. *Untersuchungen zur Einströmung in einen thermisch geschichteten Wasserspeicher unter Verwendung lokaler Temperaturmessdaten und Background Oriented Schlieren*. Masterarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Technologie, 2019.
- [25] H. Ibach. *Physics of Surfaces and Interfaces*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1. Auflage. ISBN: 3-540-34709-7. 2006.
- [26] V. Schwamberger. *Thermodynamische und numerische Untersuchung eines neuartigen Sorptionszyklus zur Anwendung in Adsorptionswärmepumpen und -kältemaschinen*. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Technologie, 2016.
- [27] T. Núñez, H.-M. Henning und W. Mittelbach. Adsorption cycle modeling: Characterization and comparison of materials. *Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference ISHPC, March 24-26, Munich, Germany, S. 209-217*. 1999.

- [28] A. Desai, V. Schwamberger, T. Herzog, J. Jänchen und F. P. Schmidt. Modeling of Adsorption Equilibria through Gaussian Process Regression of Data in Dubinin's Representation: Application to Water/Zelite LiLSX. *Industrial & Engineering Chemistry Research* 58(37), S. 17549 - 17554, doi:10.1021/acs.iecr.9b03005. 2019.
- [29] C. E. Rasmussen und C. K. I. Williams. *Gaussian Processes for Machine Learning*. MIT Press, Cambridge, MA, Auflage. ISBN: 026218253X. 2006.
- [30] G. Földner. *Stofftransport und Adsorptionskinetik in porösen Adsorbenskompositen für Wärmetransformationsanwendungen*. Dissertation, Fakultät für Physik, Universität Freiburg, 2015.
- [31] M. S. Treier, A. Desai, F. P. Schmidt und J. Eser. *MAKSORE: Materialien und Komponenten für Sorptionswärmespeicher mit hoher Energiedichte*. Schlussbericht, FKZ: 03SF0441A, Karlsruher Institut für Technologie, 2019.
- [32] W. Mittelbach, F. Seewald, F. Luginsland und H.-M. Henning. Solid Sorption Heat Storage for Solar Space Heating - Problems and Achievements in the Technical Development. *Proceedings of the 4th workshop IEA annex 10, Oktober, Benediktbeuern, Germany*. 1999.
- [33] W. Wagner, D. Jähnig, C. Isaksson, R. Hausner, G. Jungreithmayr und W. Pink. *Modularer Energiespeicher nach dem Sorptionsprinzip mit hoher Energiedichte (MODESTORE)*. Endbericht, Vertragsnummer: 805768/7024 KA/TU, Impulsprogramm Nachhaltig Wirtschaften, 2006.
- [34] H. Kerskes, K. Sommer und H. Müller-Steinhagen. *MonoSorp - Integrales Konzept zur solarthermischen Gebäudeheizung mit Sorptionswärmespeicher*. Abschlussbericht, FKZ: BWK 27005, Universität Stuttgart, 2007.
- [35] R. Weber, H. Kerskes und H. Drück. Development of a combined hot water and sorption store for solar thermal systems. *Energy Procedia* 48, S. 464-473. 2014.
- [36] R. Weber, S. Asenbeck, H. Kerskes und R. Jaudas. *SolSpaces - Entwicklung und Erprobung einer autarken solaren Wärmeversorgung für energieeffiziente Kompaktgebäude*. Abschlussbericht, FKZ: 0325984A und 0325984B, Universität Stuttgart, 2016.
- [37] A. Hauer, A. Krönauer, E. Lävemann und G. Storch. *Nutzung von Abwärme durch mobile Sorptionsspeicher*. Abschlussbericht, FKZ: 0327383A, Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V. (ZAE Bayern), 2009.
- [38] E. Lävemann, A. Bayer, S. Brückner, F. Fischer, M. Gaaß, A. Hauer, B. Kinzel, A. Krönauer, M. Mathuni und M. Treder. *Mobile Sorptionsspeicher zur industriellen Abwärmenutzung Grundlagen und Demonstrationsanlage : MobS II*. Schlussbericht, FKZ: 0327383B und 0327383C, Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V. (ZAE Bayern), 2015.
- [39] A. Hauer, S. Hiebler und M. Reuß. *Wärmespeicher*. BINE-Informationdienst. Fraunhofer-IRB-Verl., Stuttgart, 5. Auflage. ISBN: 978-3-8167-8366-4. 2013.
- [40] P. von Böckh und M. Stripf. *Technische Thermodynamik: Ein beispielorientiertes Einführungsbuch*. Springer-Link. Springer Vieweg Berlin Heidelberg, 2. Auflage. ISBN: 978-3-662-46890-6. 2015.
- [41] B. Menrad. *Untersuchung von Vermischungsvorgängen und Anpassung deren Abbildung im 1D-Modell eines thermischen Schichtspeichers*. Masterarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Technologie, 2017.

- [42] H. D. Baehr und S. Kabelac. *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen*. SpringerLink. Springer Vieweg Berlin Heidelberg, 16. Auflage. ISBN: 978-3-662-49568-1. 2016.
- [43] M. Baumann, H.-J. Laue und P. Müller. *Wärmepumpen: Heizen mit Umweltenergie (BINE-Informationspaket)*. BINE-Informationdienst. Solarpraxis AG, Berlin, 4. Auflage. ISBN: 978-3-934595-60-6. 2006.
- [44] C. Joshi. *Experimental Investigations of Adsorption Chiller Cycle Using Stratified Thermal Storage for Heat Recovery*. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Technologie, 2016.
- [45] H. Demir, M. Mobedi und S. Ülkü. A review on adsorption heat pump: Problems and solutions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12(9), S. 2381-2403. ISSN: 1364-0321, doi:10.1016/j.rser.2007.06.005. 2008.
- [46] P. Bendix, G. Földner, M. Möllers, H. Kummer, L. Schnabel, S. Henninger und H.-M. Henning. Optimization of power density and metal-to-adsorbent weight ratio in coated adsorbers for adsorptive heat transformation applications. *Applied Thermal Engineering* 124, S. 83-90, doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.05.165. 2017.
- [47] G. Restuccia, A. Freni und G. Maggio. A zeolite-coated bed for air conditioning adsorption systems: parametric study of heat and mass transfer by dynamic simulation. *Applied Thermal Engineering* 22(6), S. 619-630. ISSN: 1359-4311, doi:10.1016/S1359-4311(01)00114-4. 2002.
- [48] A. Freni, F. Russo, S. Vasta, M. Tokarev, Y. I. Aristov und G. Restuccia. An advanced solid sorption chiller using SWS-1L. *Applied Thermal Engineering* 27(13), S. 2200-2204. ISSN: 1359-4311, doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.07.023. 2007.
- [49] L. Bonaccorsi, A. Freni, E. Proverbio, G. Restuccia und F. Russo. Zeolite coated copper foams for heat pumping applications. *Microporous and Mesoporous Materials* 91(1-3), S. 7-14. ISSN: 1387-1811, doi:10.1016/j.micromeso.2005.10.045. 2006.
- [50] A. Sapienza, S. Santamaria, A. Frazzica und A. Freni. Influence of the management strategy and operating conditions on the performance of an adsorption chiller. *Energy* 36(9), S. 5532-5538. ISSN: 0360-5442, doi:10.1016/j.energy.2011.07.020. 2011.
- [51] A. Sharaifan und M. Bahrami. Assessment of adsorber bed designs in waste-heat driven adsorption cooling systems for vehicle air conditioning and refrigeration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30, S. 440-451. ISSN: 1364-0321, doi:10.1016/j.rser.2013.10.031. 2014.
- [52] U. Wittstadt, G. Földner, E. Laurenz, A. Warlo, A. Große, R. Herrmann, L. Schnabel und W. Mittelbach. A novel adsorption module with fiber heat exchangers: Performance analysis based on driving temperature differences. *Renewable Energy* 110, S. 154-161. ISSN: 0960-1481, doi:10.1016/j.renene.2016.08.061. 2017.
- [53] F. Lanzerath, U. Bau, J. Seiler und A. Bardow. Optimal design of adsorption chillers based on a validated dynamic object-oriented model. *Science and Technology for the Built Environment* 21(3), S. 248-257, doi:10.1080/10789669.2014.990337. 2015.
- [54] R. Volmer, J. Eckert, G. Földner und L. Schnabel. Evaporator development for adsorption heat transformation devices – Influencing factors on non-stationary evaporation with tube-fin heat exchangers at sub-atmospheric pressure. *Renewable Energy* 110, S. 141-153. ISSN: 0960-1481, doi:10.1016/j.renene.2016.08.030. 2017.
- [55] F. Lanzerath, J. Seiler, M. Erdogan, H. Schreiber, M. Steinhilber und A. Bardow. The impact of filling level resolved: Capillary-assisted evaporation of water for adsorption heat pumps. *Applied Thermal Engineering* 102, S. 513-519, doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.03.052. 2016.

- [56] P. C. Thimmaiah, A. Sharafian, M. Rouhani, W. Huttema und M. Bahrami. Evaluation of low-pressure flooded evaporator performance for adsorption chillers. *Energy* 122, S. 144-158. ISSN: 0360-5442, doi:10.1016/j.energy.2017.01.085. 2017.
- [57] Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. (ASUE). Marktübersicht Gasklimageräte, Gasmotorwärmepumpen, Gasabsorptionswärmepumpen, Gasabsorptionskälteanlagen, Gasadsorptionswärmepumpen: Angebot und Anbieter 2013/14. https://asue.de/sites/default/files/asue/themen/gaswaermepumpe_kaelte/2013/broschueren/06_07_13_asue_marktuebersicht_gwp_2013.pdf, 2013. zuletzt abgerufen am: 09.11.2021.
- [58] T. Núñez, W. Mittelbach und H.-M. Henning. Development of an adsorption chiller and heat pump for domestic heating and air-conditioning applications. *Applied Thermal Engineering* 27(13), S. 2205-2212. ISSN: 1359-4311, doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.07.024. 2007.
- [59] M. Schicktanz und T. Núñez. Modelling of an adsorption chiller for dynamic system simulation. *International Journal of Refrigeration* 32(4), S. 588-595. ISSN: 0140-7007, doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.02.011. 2009.
- [60] V. Schwamberger, C. Joshi und F. P. Schmidt. Second law analysis of a novel cycle concept for adsorption heat pumps. *Proceedings of the ISHPC, April 6-8, Padua, Italy*, S. 991-998. 2011.
- [61] F. P. Schmidt, L. Schnabel, G. Földner und H.-M. Henning. Novel cycle concept for adsorption chiller with advanced heat recovery utilising a stratified storage. *Proc. of 2nd International Conference on Solar Air-Conditioning, October 18-19, Tarragona, Spain, Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut eV (OTTI)*, S. 618-623. 2007.
- [62] V. Schwamberger und F. P. Schmidt. Effizienzsteigerung bei Gaswärmepumpen. *Technik & Innovation* 62(1/2), S. 70-72. 2012.
- [63] M. Sterner und I. Stadler. *Energiespeicher - Bedarf, Technologien, Integration*. Springer Vieweg Berlin Heidelberg, 2. Auflage. ISBN: 978-3-662-48893-5. 2017.
- [64] R. Köll, W. van Helden, G. Engel, W. Wagner, B. Dang, J. Jänchen, H. Kerskes, T. Badenhop und T. Herzog. An experimental investigation of a realistic-scale seasonal solar adsorption storage system for buildings. *Solar Energy* 155, S. 388-397, doi:10.1016/j.solener.2017.06.043. 2017.
- [65] N. Yu, R.Z. Wang und L.W. Wang. Sorption thermal storage for solar energy. *Progress in Energy and Combustion Science* 39(5), S. 489-514. ISSN: 0360-1285, doi:10.1016/j.peccs.2013.05.004. 2013.
- [66] B. Mette, H. Kerskes und H. Drück. Concepts of long-term thermochemical energy storage for solarthermal applications – Selected example. *Energy Procedia* 30, S. 321-330, doi:10.1016/j.egypro.2012.11.038. 2012.
- [67] C. Joshi, A. Desai, M. S. Treier, F. P. Schmidt, A. Große und W. Mittelbach. *Stratisorp-Systementwicklung: Effizienzsteigerung bei Adsorptionskältemaschinen in KWKK-Systemen mit Gasmotoren durch Wärmerückgewinnung im Sorptionsprozess (Stratisorp-Zyklus)*. Abschlussbericht, FKZ: KF2149403CL3, Karlsruher Institut für Technologie, SorTech AG, 2016.
- [68] B. Baeten, T. Confrey, S. Pecceu, F. Rogiers und L. Helsen. A validated model for mixing and buoyancy in stratified hot water storage tanks for use in building energy simulations. *Applied Energy* 172, S. 217-229. ISSN: 0306-2619, doi:10.1016/j.apenergy.2016.03.118. 2016.
- [69] B. J. Newton. *Modeling of Solar Storage Tanks*. Masterarbeit, College of Engineering, University of Wisconsin-Madison, 1995.

- [70] N. Denecke. *Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der thermischen Masse der Verbindung eines Schichtwärmespeichers an ein Adsorbermodul*. Masterarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Technologie, 2017.
- [71] I. Dincer und M. Rosen. *Thermal energy storage systems and applications*. John Wiley & Sons, Ltd., Baffins Lane, Chichester, England, 1. Auflage. ISBN: 0-4714-9573-5. 2002.
- [72] K. E. N'Tsoukpoe, T. Osterland, O. Opel und W. K.L. Ruck. Cascade thermochemical storage with internal condensation heat recovery for better energy and exergy efficiencies. *Applied Energy* 181, S. 562-574. ISSN: 0306-2619, doi:10.1016/j.apenergy.2016.08.089. 2016.
- [73] S.K. Henninger, F.P. Schmidt und H.-M. Henning. Water adsorption characteristics of novel materials for heat transformation applications. *Applied Thermal Engineering* 30(13), S. 1692-1702. ISSN: 1359-4311, doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.03.028. 2010.
- [74] S. K. Henninger, F. Jeremias, H. Kummer und C. Janiak. MOFs for Use in Adsorption Heat Pump Processes. *European Journal of Inorganic Chemistry* 2012(16), S. 2625-2634, doi:10.1002/ejic.201101056. 2012.
- [75] A. Velte, S. J. Ernst, P. Bendix, G. Munz, M. Baumgartner, P. P.C. Hügenell und S. Henninger. *MAKSORE: Materialien und Komponenten für Sorptionswärmespeicher mit hoher Energiedichte*. Schlussbericht, FKZ: 03SF0441B, Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme, 2018.
- [76] M. S. Treier, A. Desai und F. P. Schmidt. Comparison of storage density and efficiency for cascading adsorption heat storage and sorption assisted water storage. *Energy* 194, 116890. ISSN: 0360-5442, doi:10.1016/j.energy.2019.116890. 2020.
- [77] G. Gartler, D. Jähnig, G. Purkarthofer und W. Wagner. Development of a High Energy Density Sorption Storage System. *Proceedings of the Eurosun 2004 conference, 22.-24. Juni, Freiburg*. 2004.
- [78] B. Dawoud. Water vapor adsorption kinetics on small and full scale zeolite coated adsorbers; A comparison. *Applied Thermal Engineering* 50(2), S. 1645-1651. ISSN: 1359-4311, doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.07.013. Combined Special Issues: ECP 2011 and IMPRES 2010, 2013.
- [79] V. Palomba, S. Vasta und A. Freni. Experimental testing of AQSOA FAM Z02/water adsorption system for heat and cold storage. *Applied Thermal Engineering* 124, S. 967-974, doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.06.085. 2017.
- [80] T. Núñez. *Charakterisierung und Bewertung von Adsorbentien für Wärmetransformationsanwendungen*. Dissertation, Fakultät für Physik, Universität Freiburg, 2001.
- [81] J. Jänchen, D. Ackermann, E. Weiler, H. Stach und W. Broesicke. Calorimetric investigation on zeolites, AlPO₄'s and CaCl₂ impregnated attapulgite for thermochemical storage of heat. *Thermochimica Acta* 434(1-2), S. 37-41, doi:10.1016/j.tca.2005.01.009. 2005.
- [82] P. Stephan. *Grundlagen der Berechnungsmethoden für Wärmeleitung, konvektiven Wärmeübergang und Wärmestrahlung*, Seiten 1–14. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2018. ISBN: 978-3-662-52991-1.
- [83] H.-M. Fischer, H. Freymuth, P. Häupel, M. Homann, R. Jenisch, E. Richter und M. Stohrer. *Lehrbuch der Bauphysik: Schall - Wärme - Feuchte - Licht - Brand - Klima*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 6. Auflage. ISBN: 978-3-519-55014-3. 2008.
- [84] M. Bost, B. Meyer und B. Hirschl. Überarbeitung der Vergabegrundlage für das Umweltzeichen Warmwasserspeicher (RAL-UZ 124), Berlin, Hamburg. Technical report. März 2011.

- [85] B. Fumey und L. Baldini. Static Temperature Guideline for Comparative Testing of Sorption Heat Storage Systems for Building Application. *Energies* 14(13), S. 3754, doi:10.3390/en14133754. 2021.
- [86] A. Hauer, F. Fischer und C. Rathgeber. 4-Temperatures Approach: Testing Thermochemical Heat Storage Materials Under Application Conditions. *Chemie Ingenieur Technik* 93(4), S. 618-623, doi:10.1002/cite.202000166. 2021.
- [87] A. Frazzica und A. Freni. Adsorbent working pairs for solar thermal energy storage in buildings. *Renewable Energy* 110, S. 87-94, doi:10.1016/j.renene.2016.09.047. 2017.
- [88] V. Schwamberger und F.P. Schmidt. Smart use of a stratified hot water storage through the coupling to an adsorption heat pump cycle. *Proceedings of the 8th International Renewable Energy Storage Conference and Exhibition (IRES), 18.-20. November, Berlin, Germany.* 2013.
- [89] J. Bauer, R. Herrmann, W. Mittelbach und W. Schwieger. Zeolite/aluminum composite adsorbents for application in adsorption refrigeration. *International Journal of Energy Research* 33(13), S. 1233-1249, doi:10.1002/er.1611. 2009.
- [90] F. Stallmach, T. Splith, C. Chmelik, G. Fuldner, S. K. Henninger, P. T. Kolokathis, E. Pantatosaki und G. K. Papadopoulos. Wasseradsorption und -diffusion in SAPO-34 für die adsorptive Wärmetransformation. *Chemie Ingenieur Technik* 88(3), S. 372-378, doi:10.1002/cite.201500140. 2015.
- [91] H. Taheri. *Numerical Investigation of Stratified Thermal Storage Tank Applied in Adsorption Heat Pump Cycle.* Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Technologie, 2014.
- [92] H. Aali. *Entwurf einer neuen Einströmgeometrie und Untersuchungen zur Einströmung in einen Wasserspeicher mittels Temperaturmessungen und Background Oriented Schlieren.* Masterarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Technologie, 2020.
- [93] W. Nitsche und A. Brunn. *Strömungsmesstechnik.* Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2. Auflage. ISBN: 978-3-540-20990-4. 2006.
- [94] W. Merzkirch und K. Gersten. *Techniques of flow visualization.* North Atlantic Treaty Organization, Advisory Group for Aerospace Research and Development, Neuilly sur Seine, 1. Auflage. ISBN: 9-2835-0438-0. 1987.
- [95] M. Raffel. Background-oriented schlieren (BOS) techniques. *Experiments in Fluids* 56(60), doi:10.1007/s00348-015-1927-5. 2015.
- [96] M. Raffel, H. Richard und G.E.A Meier. On the applicability of background oriented optical tomography for large scale aerodynamic investigations. *Experiments in Fluids* 28, S. 477-481, doi:10.1007/s003480050408. 2000.
- [97] S.B. Dalziel, G.O. Hughes und B.R. Sutherland. Whole-field density measurements by 'synthetic schlieren'. *Experiments in Fluids* 28, S. 322-335, doi:10.1007/s003480050391. 2000.
- [98] L. Venkatakrishnan und G.E.A. Meier. Density measurements using the Background Oriented Schlieren technique. *Experiments in Fluids* 37, S. 237-247, doi:10.1007/s00348-004-0807-1. 2004.
- [99] M. Y. Haller, C. A. Cruickshank, W. Streicher, S. J. Harrison, E. Andersen und S. Furbo. Methods to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes – Review and theoretical comparison. *Solar Energy* 83(10), S. 1847-1860, doi:10.1016/j.solener.2009.06.019. 2009.
- [100] J. H. Davidson, D. A. Adams und J. A. Miller. A Coefficient to Characterize Mixing in Solar Water Storage Tanks. *Journal of Solar Energy Engineering* 116(2), S. 94-99. ISSN: 0199-6231, doi:10.1115/1.2930504. 1994.

- [101] R. Huhn. *Beitrag zur thermodynamischen Analyse und Bewertung von Wasserwärmespeichern in Energieumwandlungsketten*. Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität Dresden, 2007.
- [102] Y. H. Zurigat, P. R. Liche und A. J. Ghajar. Influence of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 34(1), S. 115-125. ISSN: 0017-9310, doi:10.1016/0017-9310(91)90179-I. 1991.
- [103] E. Andersen, S. Furbo und J. Fan. Multilayer fabric stratification pipes for solar tanks. *Solar Energy* 81(10), S. 1219-1226, doi:10.1016/j.solener.2007.01.008. 2007.
- [104] E. Oró, A. Castell, J. Chiu, V. Martin und L. F. Cabeza. Stratification analysis in packed bed thermal energy storage systems. *Applied Energy* 109, S. 476-487, doi:10.1016/j.apenergy.2012.12.082. 2013.
- [105] W. Wagner und A. Pruß. The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 31(2), S. 387-535, doi:10.1063/1.1461829. 2002.
- [106] J.L. Martin und S.C. McCutcheon. *Hydrodynamics and transport for water quality modeling*. CRC Press Inc., Boca Raton, Florida, 1. Auflage. ISBN: 978-0-8737-1612-3. 1998.
- [107] H. W. Buderer. *Experimentelle Untersuchungen an Schichtladelanzen zur Bewertung der thermischen Schichtung*. Masterarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Technologie, 2021.
- [108] J. Karl. *Dezentrale Energiesysteme - Neue Technologien im liberalisierten Energiemarkt*. Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH, München, 2. Auflage. ISBN: 978-3-4865-7722-8. 2006.
- [109] Verein Deutscher Ingenieure, VDI 2067 Blatt 1:2012-09, Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Grundlagen und Kostenberechnung, VDI-Gesellschaft Bauen und Gebäudetechnik, 2012.
- [110] Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. (ASUE). Blockheizkraftwerke in Krankenhäusern - Kostensenkung durch effiziente Strom- und Wärmeerzeugung. https://asue.de/sites/default/files/asue/themen/blockheizkraftwerke/2010/broschueren/05_01_10_bhkw-krankenhaus-2010.pdf, 2010. zuletzt abgerufen am: 19.11.2021.
- [111] Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. (ASUE). BHKW-Kenndaten 2014/2015 - Module, Anbieter, Kosten, Wirtschafts- und Verlagsgesellschaft Gas und Wasser mbH, Bonn. Technical report. Oktober 2014.
- [112] D. Faraj. *Dimensionierung von Pufferspeichern in KWK-Anlagen unter Berücksichtigung von Eigenstromnutzung am Beispiel von Pflegeeinrichtungen: Modellierung und Simulation in Modelica*. Masterarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Technologie, 2020.
- [113] S. Hess, K. Scharf, J. Wapler, C. Bongs, R. Vollmer, L. Koch, M. Obid, R. Eberle und H.M. Henning. Techno-ökonomische und ökologische Perspektiven für Wärmepumpen im Mehrfamilienhaus-Bestand. Tagungsband DKV-Tagung, 17.-19. November, Dresden, Deutschland, vorab veröffentlicht unter http://www.lowex-bestand.de/wp-content/uploads/2021/12/2021-12-22_DKV_LiB_Techno-ökonom_Hess.pdf, 2021. zuletzt abgerufen am: 27.03.2022.
- [114] Umweltbundesamt (UBA). Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990-2020. https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/5750/publikationen/2021-05-26_cc-45-2021_strommix_2021_0.pdf, 2021. zuletzt abgerufen am: 19.11.2021.

- [115] Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. (ASUE). Über die Wirtschaftlichkeit von Blockheizkraftwerken in Hotels. https://asue.de/sites/default/files/asue/themen/blockheizkraftwerke/2018/broschueren/510034_asue_bhkw_in_hotels.pdf, 2018. zuletzt abgerufen am: 19.11.2021.
- [116] D. Lödige, B. Thomas und C. Widmann. *Stromoptimierter Betrieb von KWK-Anlagen durch intelligentes Wärmespeichermanagement*. Forschungsbericht BWPlus, FKZ: BWE 13002, Reutlingen Research Institute (RRI) der Hochschule Reutlingen, 2015.
- [117] Verein Deutscher Ingenieure, VDI 4640 Blatt 2:2019-06, Thermische Nutzung des Untergrunds - Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen, VDI-Gesellschaft Energie und Umwelt, 2019.

Liste der betreuten studentischen Arbeiten

Bachelorarbeiten:

Patrick Wojcik, *Numerische Untersuchung der Vorkonditionierung eines Schichtspeichers*, 2017

Matthias Bolza-Schünemann, *Entwurf eines Versuchsstandes und Durchführung von Einströmexperimenten zur Visualisierung der Einströmung durch Ringe in einen Schichtwärmespeicher bei verschiedenen Einströmkonfigurationen*, 2017

Masterarbeiten:

Mihir Chaudhari, *Investigation of adsorption chillers connected in series*, 2016

Niels Denecke, *Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der thermischen Masse der Verbindung eines Schichtwärmespeichers an ein Adsorbermodul*, 2017

Manuel Andreas Putz, *Untersuchungen zur Einströmung in einen thermisch geschichteten Wasserspeicher unter Verwendung lokaler Temperaturmessdaten und Background Oriented Schlieren*, 2019

Danny Faraj, *Dimensionierung von Pufferspeichern in KWK-Anlagen unter Berücksichtigung von Eigenstromnutzung am Beispiel von Pflegeeinrichtungen: Modellierung und Simulation in Modelica*, 2020

Hamed Aali, *Entwurf einer neuen Einströmgeometrie und Untersuchungen zur Einströmung in einen Wasserspeicher mittels Temperaturmessungen und Background Oriented Schlieren*, 2020

Abbildungsverzeichnis

1.1	Systemskizze mit den wichtigsten Komponenten des kaskadierenden Adsorptions-speichers adaptiert von [17]; gestrichelte Verbindungen für direkte Nutzung (a) und des sorptionsunterstützten Wasserspeichers; gestrichelte Linien im Desorptionshalbzyklus der Wärmepumpe aktiv (b).	3
2.1	Begriffe der Adsorption [24].	7
2.2	Clapeyron-Diagramm für das Material Z13X für Desorptionstemperatur 180 °C. . .	9
2.3	Schematische Darstellung des gesamten Stoff- und Wärmetransportmodells des Adsorbers [31].	13
2.4	Systemaufbau des solaren Heizsystems aus SolSpaces in der Verschaltung zum Heizen mit dem Sorptionsspeicher (Kollektor inaktiv), abgeleitet von [36].	14
2.5	Prinzip der mobilen Sorptionsspeicher, abgeleitet von [38].	15
2.6	Prinzip einer Wärmepumpe nach [41].	16
2.7	Temperaturniveaus bei WP und KM von Baehr und Kabelac [42, Kap. 9, S. 577], reproduziert mit Erlaubnis von Springer Nature.	17
2.8	(a) Funktionsprinzip einer thermischen WP von Putz [24] nach Böckh und Stripf [40, Kap. 9, S. 407] und (b) idealer Prozess einer thermischen WP nach Joshi [44].	18
2.9	Wärmerückgewinnung für Zeolith Li-Y/Wasser mit treibender Temperaturdifferenz von $\Delta T = 5$ K nach Schwamberger und Schmidt [62].	22
2.10	Schema des Stratisorp-Zyklus in der Adsorptionsphase angepasst nach [44].	22
2.11	Vereinfachte Darstellung eines geschlossenen Speichers in Adsorptionshalbzyklus (Entladephase) und Desorptionshalbzyklus (Ladephase) basierend auf [65].	24
2.12	Schematischer Aufbau des Adsorptionsmoduls mit getrenntem Kondensator und Verdampfer für Adsorptionshalbzyklus (schwarz dargestellt) und Desorptionshalbzyklus (grau dargestellt) [26].	30
2.13	Schematische Darstellung der Zusammensetzung der Massenströme bei der Einströmung (Baeten et al. [68]).	47
2.14	Schematische Darstellung der Massenstromverteilung (Baeten [68]).	48
3.1	Spezifisches adsorbiertes Volumen als Funktion der differentiellen Arbeit der Adsorption für unterschiedliche Adsorbentien [17]; blau gestrichelte Linie zeigt A_{min} (bei $T_v = 5$ °C), rot gestrichelte Linien zeigen A_{max} (bei $T_{kd} = 35$ °C)	54
3.2	Schema der Niedertemperaturkaskadierung im Adsorptionshalbzyklus [17].	56

3.3	Verschaltung der Komponenten des kaskadierenden Adsorptionsspeichers während der Entladung des Speichers; durchgezogene Linien für kaskadierende Nutzung, gestrichelte Linien für direkte Nutzung. Gepunktete Linien sind im Ladezyklus aktiv [76].	57
3.4	Speicherichte als Funktion des Temperaturhubes zwischen Verdampfer und Adsorber für verschiedene Adsorbentien bei einer Desorptionstemperatur von 180 °C.	59
3.5	Vergleich Speicher aus Modestore, mit Dampfkanal in der Mitte und Spiralwärmetauscher gefüllt mit Silikagel [33] (a) und beschichteter Wärmeübertrager [46] (b), eigene Beschriftung.	60
3.6	Differentielle spezifische Wärme bei Adsorption und Desorption als Funktion der Temperatur für die Sorbentien Z13X (a), NaY (b) und LiLSX (c).	62
3.7	Eingesetzter Wärmeübertrager mit Aluminium Fasern (a) und komplettes Modul mit Isolierung und Anschlüssen (b) [52], eigene Beschriftung.	64
3.8	Clapeyron Diagramm für das Material LiLSX mit eingezeichneten Temperaturen für die Berechnung der sensiblen Verluste mit Desorptionstemperatur 250 °C und 20 % sensible Verluste.	71
3.9	Kaskadierender Wärmespeicher mit benötigten Randbedingungen in blau und Kontrollraumgrenzen auf Materiallevel (roter Bereich) und Systemlevel (grüner Bereich) [76].	73
3.10	Darstellung der Speicherichte für die drei untersuchten Materialien, jeweils unkaskadiert, kaskadiert mit Stratisorp und kaskadiert mit Fasermodule gegenübergestellt bei einer Desorptionstemperatur von 180 °C; Balken aufgeteilt in Speicherichte aus direktem Bereich unterhalb 85 °C (voll gefärbt) und kaskadiertem Bereich (schraffiert).	75
3.11	Erreichbare Speicherichte für die drei untersuchten Materialien, jeweils unkaskadiert, kaskadiert mit Stratisorp und kaskadiert mit Fasermodule gegenübergestellt, bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C; Balken aufgeteilt in Speicherichte aus direktem Bereich unterhalb 85 °C (voll gefärbt) und kaskadiertem Bereich (schraffiert).	76
3.12	Berechnete erreichbare Effizienz durch Kaskadierung im Vergleich zur unkaskadierten Nutzung für verschiedene Materialien bei einer Desorptionstemperatur von 180 °C und 250 °C.	78
3.13	Berechnete gemittelte COPs der Wärmepumpe als Funktion des Temperaturhubes für verschiedene Adsorptions- und Verdampfertemperaturen bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C.	79

3.14	Berechnete erreichbare System-Speicherdichte als Funktion des Temperaturhubs bei unterschiedlichen Adsorptions- und Verdampfertemperaturen für LiLSX, unkaskadiert und kaskadiert mit Stratisorp.	80
3.15	Vergleich der Speichereffizienz als Funktion des Temperaturhubs bei unterschiedlichen Adsorptions- und Verdampfertemperaturen mit dem Material LiLSX unkaskadiert und kaskadiert mit Stratisorp.	81
3.16	Berechnete Speicherdichte auf Systemebene als Funktion der Wärmeverluste bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C.	83
3.17	Berechnete Speichereffizienz als Funktion der Wärmeverluste bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C.	84
3.18	Berechnete erreichbare Speicherdichte auf Systemebene als Funktion der Sorbendichte bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C.	85
3.19	Berechnete Speicherdichte auf Systemebene als Funktion des COPs, bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C.	86
3.20	Berechnete Speichereffizienz als Funktion des COPs, bei einer Desorptionstemperatur von 250 °C.	87
3.21	Einfluss der Nutzung der Kondensationswärme auf die Speichereffizienz für das Material LiLSX bei der Desorptionstemperatur von 250 °C.	89
3.22	Berechnete Speicherdichte des skalierten Systems für die drei untersuchten Sorbentien, jeweils unkaskadiert, kaskadiert mit Stratisorp und kaskadiert mit Fasermodul für die beiden betrachteten Desorptionstemperaturen.	90
3.23	Berechnete Leistungs-Verläufe während der Entladung des Speichers mit Material NaY (a) und Verläufe der Austrittstemperatur des Adsorbers während der Entladung mit Material NaY (b), sowie Leistungs-Verläufe während der Entladung mit Material Z13X (c) und mit Material LiLSX (d), jeweils für die unterschiedlichen Leistungsniveaus.	93
3.24	Berechneter COP-Wert der WP als Funktion der Desorptionstemperatur [31].	95
4.1	System Schema des sorptionsunterstützten Wasserspeichers adaptiert von [76].	100
4.2	Berechnete Speicherdichte und Speichereffizienz als Funktion der Zyklenanzahl sowie Anteile der Speicherdichte des Wasserspeichers und der AWP.	103
4.3	Vergleich der Temperaturprofile im Speicher zu Beginn der Entladung des SAWS und zum Ende des Wärmepumpenbetriebs für ein PHV von 0,8, adaptiert von [76].	105
4.4	Simulierte Auswirkung der Variation des PHV auf die Speicherdichte und Effizienz bei kontinuierlicher Bereitstellung von Wärme (a) und intermittierender Bereitstellung von Wärme (b).	106

4.5	Berechnete Speicherdichten als Funktion des Temperaturhubs bei verschiedenen Temperaturkombinationen.	108
4.6	Berechnete Speichereffizienzen als Funktion des Temperaturhubs bei verschiedenen Temperaturkombinationen.	108
4.7	Berechnete Speicherdichte und Speichereffizienz als Funktion des Speichervolumens.	110
4.8	Berechnete Speicherdichte und Speichereffizienz als Funktion des Systemmassenstroms.	111
4.9	Berechnete Speicherdichte als Funktion des Einströmparameters $r_{mix,ein}$ für verschiedene δz_{ein} bei konstanten Ausströmparametern $r_{mix,aus} = 0,5$ und $\delta z_{aus} = 0,12$. 112	112
4.10	Berechnete Speichereffizienz als Funktion des Einströmparameters $r_{mix,ein}$ für verschiedene δz_{ein} bei konstanten Ausströmparametern $r_{mix,aus} = 0,5$ und $\delta z_{aus} = 0,12$. 113	113
4.11	Berechnete Temperaturverläufe in verschiedenen Höhen des Speichers als Funktion der Zyklenzahl mit den Parametern $r_{mix,ein} = 0$, und $\delta z_{ein} = 0,006$ (a) sowie $\delta z_{ein} = 0,15$ (b).	114
4.12	Berechneter Beladungsumsatz über der Zyklenzahl für die Extremwerte der Vermischungsparameter bei der Einströmung.	115
4.13	Berechnete Speicherdichte als Funktion des Ausströmparameters $r_{mix,aus}$ für verschiedene δz_{aus} bei konstanten Einströmparametern $r_{mix,ein} = 0,3$ und $\delta z_{ein} = 0,01$. 116	116
4.14	Berechnete Speichereffizienz als Funktion des Ausströmparameters $r_{mix,aus}$ für verschiedene δz_{aus} bei konstanten Einströmparametern $r_{mix,ein} = 0,3$ und $\delta z_{ein} = 0,01$. 117	117
4.15	Berechneter Beladungsumsatz über der Zyklenzahl für die Extremwerte der Vermischungsparameter bei der Ausströmung.	118
4.16	3D CAD Ansicht des Plexiglastanks mit verwendeten Abstandsvariablen, von Putz [24] (a) und Foto des Plexiglastanks aus dem Labor (b).	119
4.17	Ring, der zur Einströmung genutzt wurde [24].	121
4.18	Beladerohr als Strömungsdiffusor [92].	121
4.19	Versuchsaufbau für BOS Untersuchungen von [24], angelehnt an Raffel [95].	123
4.20	Unterschiedlicher Grad der Schichtung mit gleicher Menge an gespeicherter Wärme (a) stark geschichtet (b) moderat geschichtet (c) vollständig durchmischter, nicht geschichteter Speicher [99].	125
4.21	Übersicht über die Aufteilung des Tanks in Einzelvolumen, die für die MIX-Zahl Berechnung benötigt werden, abgewandelt von Putz [24].	127
4.22	Gemessene dimensionslose Temperatur als Funktion der dimensionslosen Höhe zu verschiedenen Versuchszeiten bei einer Freistrahleinströmgeometrie für einen Einlassvolumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ (a) und $3,6 \text{ m}^3/\text{h}$ (b).	135

4.23	BOS Aufnahme der Einströmung in den Plexiglasspeicher bei einem Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ durch den mittleren Einlass ohne Verwendung einer Beladegerometrie [24]; dunkelblaue Farbe zeigt kaltes Wasser im Tank, hellere Blautöne das einströmende, wärmere Wasser.	136
4.24	Gemessene dimensionslose Temperaturprofile im Speicher ohne Beladegerometrie als Funktion der dimensionslosen Höhe bei Einströmung durch den obersten Einlass mit Volumenstrom $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$	137
4.25	Berechnete MIX-Zahlen als Funktion der dimensionslosen Zeit für die Einströmung ohne Einströmgeometrie mit unterschiedlichem Volumenstrom.	138
4.26	Gemessene dimensionslose vertikale Temperaturprofile im Speicher bei einer Einströmung durch den Beladerring (a) und Vergleich der berechneten MIX-Zahl als Funktion der dimensionslosen Zeit ohne Beladegerometrie und mit Ring (b) für den Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$	139
4.27	Berechnete MIX-Zahlen als Funktion der dimensionslosen Zeit für die Einströmung durch den Beladerring mit unterschiedlichem Volumenstrom.	140
4.28	Gemessene dimensionslose vertikale Temperaturprofile im Speicher, bei Einströmung mit Ring durch den oberen Einlass und Ausströmung durch den unteren Einlass mit Ring (a) und durch den mittleren Einlass mit Ring (b) für den Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$	141
4.29	Berechnete MIX-Zahlen als Funktion der dimensionslosen Zeit, bei Einströmung mit Ring durch den oberen Einlass und Ausströmung durch den unteren Einlass mit Ring und ohne Geometrie sowie durch den mittleren Einlass mit Ring für den Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$	142
4.30	Betrachtung der Temperatursprungschicht zum Zeitpunkt $t^* = 0,3$ (a) und $t^* = 0,6$ (b) bei einer Einströmung durch den oberen Einlass mit Ring bei einem Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ und Ausströmung durch den mittleren Auslass mit Ring [24]; die Temperatur im Tank nimmt von dunkelblau über grün, gelb und rot zu.	143
4.31	Gemessene dimensionslose vertikale Temperaturprofile im Speicher, bei Einströmung durch das Beladerohr mit dem Volumenstrom $1,8 \text{ m}^3/\text{h}$ (a) und $3,6 \text{ m}^3/\text{h}$ (b).	145
4.32	BOS-Bilder für die Einströmung durch den mittleren Einlass mit Beladerohr zum Zeitpunkt $t^* = 0,1$ (a), $t^* = 0,2$ (b), $t^* = 0,4$ (c) und $t^* = 0,5$ (d) bei einem Volumenstrom von $1,8 \text{ m}^3/\text{h}$ und Ausströmung durch den unteren Auslass ohne Geometrie [92]; die hellblaue Farbe zeigt das kalte Wasser zu Beginn, das einströmende, wärmere Wasser wird durch dunkelblaue, gelbe und grüne Farben dargestellt.	146
4.33	Verläufe der berechneten MIX-Zahlen als Funktion der dimensionslosen Zeit für die Einströmung durch das Beladerohr bei unterschiedlichen Volumenströmen.	147

4.34	Berechnete MIX-Zahlen als Funktion der dimensionlosen Zeit für die Einströmung ohne Geometrie und mit Beladerohr bei den untersuchten Volumenströmen.	148
4.35	Berechnete MIX-Zahlen als Funktion der dimensionslosen Zeit, für die Einströmung ohne Beladegerometrie, mit Beladering und mit Beladerohr für den Volumenstrom von $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$	149
4.36	Standardabweichung der Entladeleistung als Funktion der Speicherdichte für die verschiedenen Simulationen; Beste Kombinationen sind durch Quadrate dargestellt, direkt entladener Speicher durch rotes Dreieck.	152
4.37	Betrachtete Entladeleistungen als Funktion der Entladezeit für die ausgewählten Kombinationen.	153
4.38	Berechnete Entladeleistungen mit dem skalierten System als Funktion der Entladezeit für die ausgewählten Kombinationen.	157
5.1	Überblick über das System-Schema des BHKWs mit eingebautem kaskadierendem Speicher.	165
5.2	Überblick über das System-Schema des BHKWs mit eingebautem SAWS.	166
5.3	Überblick über den Verbrauch der untersuchten Systeme, aufgeschlüsselt in Erdgas- und Stromverbrauch.	172
5.4	Überblick über den Verlauf der Kohlenstoffdioxid-Emissionen zwischen den Jahren 2021 und 2035 für die untersuchten Systeme.	174
5.5	Kumulierte Werte der Kohlenstoffdioxid-Emissionen für den Betrachtungszeitraum von 15 Jahren.	175
A.1	Berechnete erreichbare COPs der Wärmepumpe als Funktion der Leistung, die aus dem Sorptionsspeicher aufgenommen wird für verschiedene Skalierungsfaktoren der Wärmepumpe [31] (a) und bei unterschiedlichen Regelungsstrategien mit einer 7,5-fachen Skalierung [31] (b). Die Halbzyklenzeit steigt dabei entlang der Kurven von rechts nach links.	201
A.2	Berechneter Wärmepumpen COP als Funktion der Leistung aus dem Sorptionsspeicher (Hochtemperatur-Quelle für die Wärmepumpe) für verschiedene Desorptionstemperaturen bei einer 7,5-fach skalierten Wärmepumpe. Entlang jeder Kurve steigt die Halbzyklenzeit von rechts nach links [31].	202
A.3	Kennlinie des COPs als Funktion der Desorptionstemperatur, bei einer 7,5-fach skalierten Wärmepumpe [31].	203
B.1	Schema des Heizmoduls nach Putz [24].	205
B.2	Blick auf den verwendeten Pufferspeicher.	206
B.3	Verschaltung der Teststand-Komponenten.	207

Tabellenverzeichnis

2.1	Parameter des genutzten Vermischungsmodells.	46
3.1	Verwendete Temperaturrandbedingungen und Speichermaße zur dynamischen Simulation für die Bestimmung der Wärmepumpen-COPs des Stratisorp-Systems. . .	65
3.2	Berechnete COPs des Stratisorp-Systems für Desorptionstemperaturen von 85 °C bis 105 °C.	65
3.3	Berechnete Volumen der einzelnen Komponenten für die Systemuntersuchung des kaskadierenden Speichers.	69
3.4	Gewählte Referenzwerte für die Analyse des kaskadierenden Wärmespeichers und berechnete Systemvolumen.	74
3.5	Berechnete erforderliche Dämmschichtstärken und daraus resultierende Volumen bei unterschiedlichen Wärmeverlusten.	82
3.6	Berechnete Dämmschichtstärken und Volumen als Funktion der Sorbensdichte. . .	85
3.7	Berechnete Volumen der Einzelkomponenten und Systemvolumen nach der Skalierung des Zeolithspeichers auf 4 m ³	89
3.8	Randbedingungen der dynamischen Simulation des Zeolithspeichers.	92
3.9	Speicherdichten und Effizienzen aus der dynamischen Berechnung.	96
4.1	Angenommene Referenzwerte zur Analyse des sorptionsunterstützten Wasserspeichers (SAWS).	102
4.2	Berechnete Dauer der Wärmepumpenzyklen des Referenz-SAWS Systems.	104
4.3	Berechnetes Dämmvolumen für die Variation des Speichervolumens.	109
4.4	Übersicht über die Referenzwerte der Vermischungsparameter und die Variationswerte.	111
4.5	Abmaße des Plexiglastanks (vgl. Abbildung 4.16).	120
4.6	Überblick über alle Versuche, die für die Auswertung der MIX-Zahl und der Tanktemperaturen verwendet werden, mit Einschicht- und Entnahmehöhe sowie der eingesetzten Geometrie.	133
4.7	Übersicht über die Regelungsparameter für die Leistungsbetrachtung.	151
4.8	Wertepaare der besten Kombinationen aus Speicherdichte und Standardabweichung. . .	153
4.9	Geometrieparameter der Komponenten des skalierten SAWS-Systems.	155
4.10	Speicherdichten und Standardabweichungen des skalierten Speichers für die besten Kombinationen.	156

5.1	Für die Auswertung genutzte Strom- und Erdgaskosten [113].	161
5.2	Für die Auswertung genutzte Emissionsfaktoren [113].	162
5.3	Übersicht über die technischen Daten des eingesetzten BHKWs [112].	164
5.4	Verbrauchswerte für das Referenzsystem [112].	166
5.5	Komponenten Anschaffungskosten für den kaskadierenden Speicher [31].	168
5.6	Komponenten Anschaffungskosten für das SAWS System.	169
5.7	Betriebskosten der betrachteten Systeme pro Jahr.	170
5.8	Erdgas und Strommengen der betrachteten Systeme pro Jahr.	171
5.9	Überblick über die jährlichen Annuitäten der verschiedenen Systeme.	173

A Dynamische Simulation der Wärmepumpe für den kaskadierenden Speicher

Für die dynamische Simulation des kaskadierenden Speichers werden die Wärmepumpe und der Zeolithspeicher getrennt voneinander simuliert. Da die Wärmepumpe im Referenzfall für kleine Leistungen ausgelegt ist, aber der kaskadierende Speicher 18 kW pro Modul aufnehmen muss, wird sie hochskaliert. Die Skalierung ist auf zwei Arten möglich, parallel und seriell, die sich in der Strömungsführung innerhalb des Moduls unterscheiden. Die parallele Skalierung weist gegenüber dem Referenzfall mehr Fluidpfade im Modul auf, während bei der seriellen Verschaltung die Fluidpfade länger sind.

Das Fasermodule wird mit den Faktoren 4, 6 und 7,5 skaliert und für jede Größe eine parallele und eine serielle Verschaltung untersucht. In Abbildung A.1 (a) sind die erreichbaren COPs über der aus dem Sorptionsspeicher aufgenommenen Leistung für die untersuchten Skalierungskonfigurationen aufgetragen.

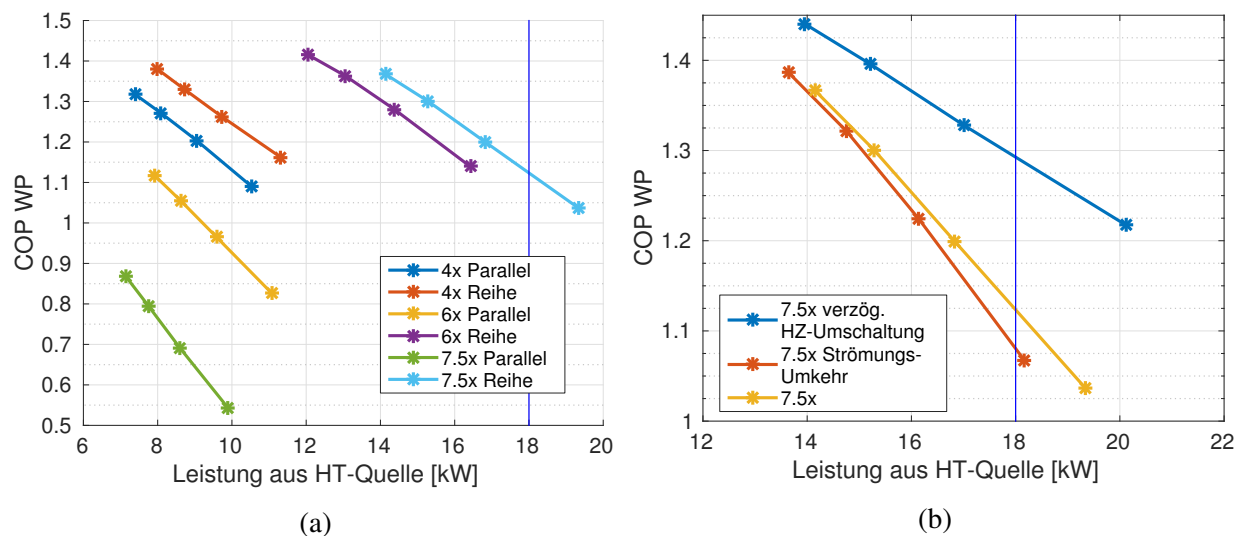


Abbildung A.1.: Berechnete erreichbare COPs der Wärmepumpe als Funktion der Leistung, die aus dem Sorptionsspeicher aufgenommen wird für verschiedene Skalierungsfaktoren der Wärmepumpe [31] (a) und bei unterschiedlichen Regelungsstrategien mit einer 7,5-fachen Skalierung [31] (b). Die Halbzzyklenzeit steigt dabei entlang der Kurven von rechts nach links.

Die höchsten COPs werden durch die serielle Skalierung erreicht. Mit der parallelen Verschaltung sinken diese mit zunehmender Skalierungsgröße. Bei der Leistungsaufnahme aus dem Speicher schneidet die 7,5-fache serielle Skalierung am besten ab. Diese Konfiguration ist auch die einzige, mit der die Aufnahme von 18 kW aus dem Zeolithspeicher erreicht werden kann. Deshalb wird diese Konfiguration für die weiteren Berechnungen ausgewählt.

Zusätzlich werden zwei Regelungsstrategien für das Modul mit dem Ziel einer Maximierung des COPs analysiert. Zum einen eine Strömungsumkehr, bei der die Fließrichtung des Wärmeträgerfluids durch den Adsorber zwischen den Halbzyklen gewechselt wird. Zum anderen eine verzögerte Halbzyklenumschaltung, bei der die Wärmeträgerfluidströmung im Verdampfer/Kondensator nach der Halbzyklenumschaltung kurz stoppt.

In Abbildung A.1 (b) sind die COPs der Regelungsstrategien als Funktion der Leistung aufgetragen. Bei der Methode der Strömungsumkehr steigt der COP, während gleichzeitig die aufgenommene Leistung fällt. Durch die verzögerte Halbzyklenumschaltung kann sowohl COP als auch Leistung gesteigert werden. Deshalb wird für die Adsorbermodule eine Skalierung um den Faktor 7,5 und eine verzögerte Umschaltung der Halbzyklen angewendet, um den bestmöglichen COP zu liefern und mit der Entladeleistung aus dem Zeolithspeicher kompatibel zu sein.

Da sich die Austrittstemperatur des Zeolithspeichers während der Speicherentladung ändert, wird der COP für verschiedene Desorptionstemperaturen bestimmt. Abbildung A.2 zeigt den COP als Funktion der Wärmeleistung bei verschiedenen Desorptionstemperaturen. Aufgrund der konstanten Entladetemperatur des Speichers muss die Wärmepumpe bei veränderten Temperaturen die gleiche Leistung aufnehmen. Um dies zu erreichen, werden die Halbzyklenzeiten der Wärmepumpe abhängig von der Desorptionstemperatur variiert. Mit sinkender Desorptionstemperatur fällt der COP bei konstanter Leistungsaufnahme.

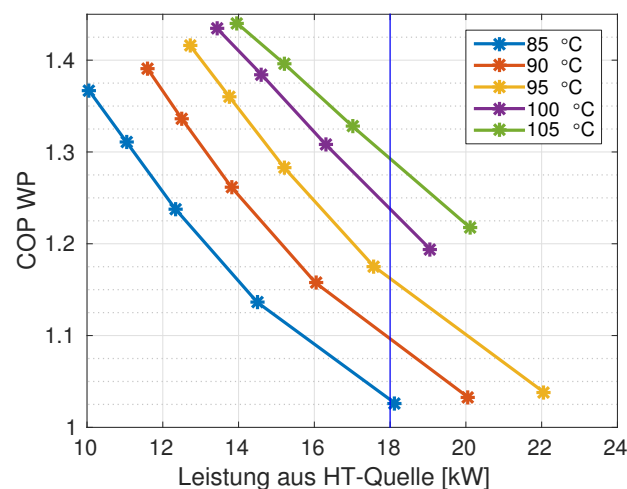


Abbildung A.2.: Berechneter Wärmepumpen COP als Funktion der Leistung aus dem Sorptionsspeicher (Hochtemperatur-Quelle für die Wärmepumpe) für verschiedene Desorptionstemperaturen bei einer 7,5-fach skalierten Wärmepumpe. Entlang jeder Kurve steigt die Halbzyklenzeit von rechts nach links [31].

Aus der Variation der Desorptionstemperaturen und Halbzyklenzeiten kann ein Zusammenhang zwischen der Desorptionstemperatur und dem COP abgeleitet werden. Die Variation ist in Abbildung A.3 dargestellt. Der COP der Wärmepumpe steigt mit zunehmender Desorptionstemperatur, wobei dieser bei einer Desorptionstemperatur von 85 °C bei ca. 1,03 und bei 105 °C bei ca. 1,3

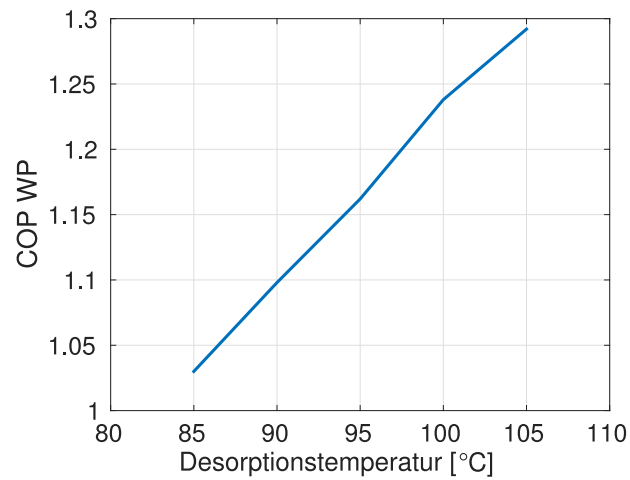


Abbildung A.3.: Kennlinie des COPs als Funktion der Desorptionstemperatur, bei einer 7,5-fach skalierten Wärmepumpe [31].

liegt. Der Anstieg verläuft nahezu linear. Mit Hilfe der Kennlinie und den Entladeleistungen aus dem Zeolithspeicher können die Speicherdichten und -effizienzen aus der dynamischen Simulation des kaskadierenden Speichers bestimmt werden.

B Aufbau des experimentellen Versuchsstandes

Der Plexiglasspeicher, der für die experimentellen Untersuchungen in Kapitel 4 verwendet wird, wird durch das Heizmodul des Stratisorp-Prüfstandes im Labor des Instituts für angewandte Thermofluidik betrieben. Dieses ist über eine Schlauchverbindung mit dem Plexiglastank verbunden. Der schematische Aufbau des Heizmoduls mit seinen Komponenten kann in Abbildung B.1 betrachtet werden.

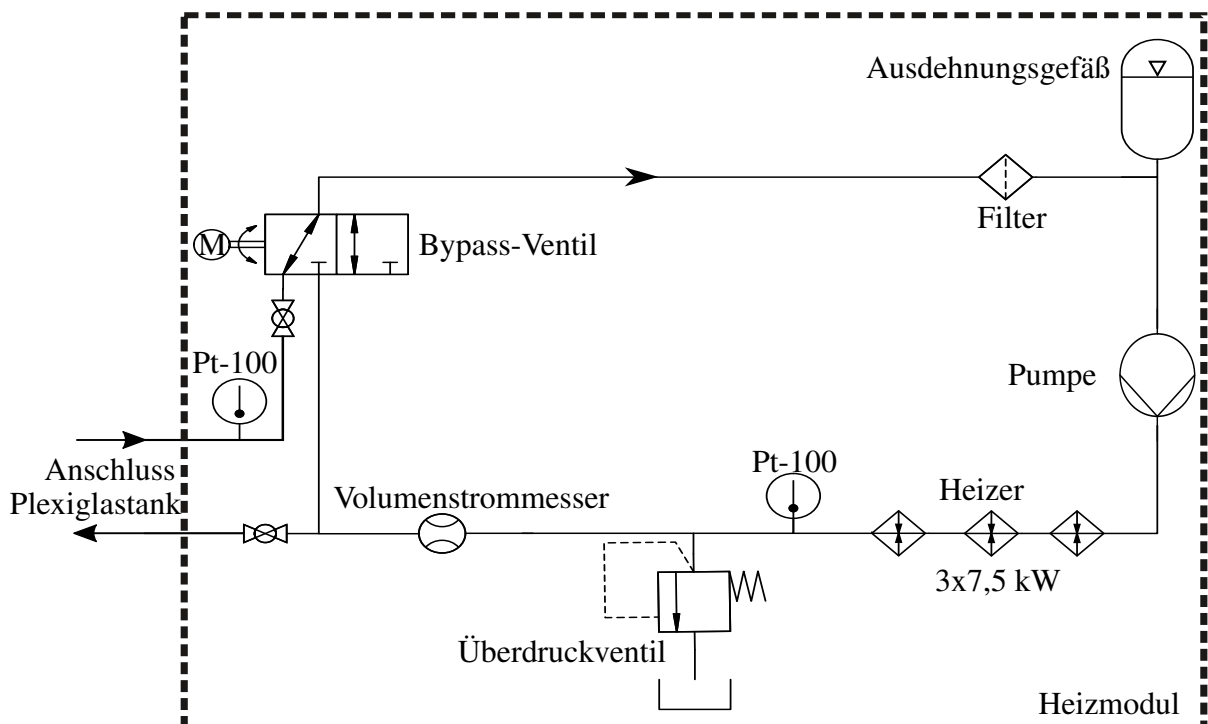


Abbildung B.1.: Schema des Heizmoduls nach Putz [24].

Das Heizmodul beinhaltet eine stufenlos im Volumenstrom einstellbare Pumpe, die das Wasser aus dem Plexiglastank saugt und nach dem Aufheizen zurück in den Tank fördert. Der aktuelle Volumenstrom kann am Volumenstrommesser abgelesen werden. Zum Heizen werden drei elektrische Durchlauferhitzer mit jeweils 7,5 kW Leistung verwendet. Durch die beiden PT100 Sensoren am Eingang des Heizmoduls und direkt nach den Durchlauferhitzern wird die Temperaturdifferenz bestimmt. Anhand der gemessenen Differenz wird die Heizleistung des Moduls angepasst, um die gewünschte Solltemperatur zu erreichen. Darüber hinaus ist ein Bypass-Ventil im Kreislauf eingebaut, das dazu genutzt werden kann, den Tank vom Heizmodul zu entkoppeln, ohne die Pumpe auszuschalten. Die weiteren Komponenten des Heizmoduls sind ein Ausdehnungsgefäß, ein Filter und ein Überdruckventil.

B. Aufbau des experimentellen Versuchsstandes

Bei der Durchführung der Versuche hat sich gezeigt, dass die Leistung des Heizmoduls nicht ausreicht, um die geforderte Einströmtemperatur direkt zu erreichen. Dadurch gibt es eine zeitliche Verzögerung der Einströmtemperatur bei den Messungen. Deshalb wird zusätzlich der Stratisorp-Schichtwärmespeicher als Pufferspeicher ins System integriert. Der Pufferspeicher ist in Abbildung B.2 zu sehen. Der Pufferspeicher hat mehrere vertikal äquidistante Anschlüsse, die mit dem



Abbildung B.2.: Blick auf den verwendeten Pufferspeicher.

Heizmodul verbunden werden können. Für die Versuche ist das Heizmodul mit Anschlüssen in verschiedenen Höhen verbunden. Durch die Integration des Pufferspeichers kann die Einströmung in den Plexiglastank mit einer konstanten Temperatur erfolgen, indem der Speicher vor der Durchführung des Versuches auf die gewünschte Temperatur aufgeheizt wird. Der Pufferspeicher, das Heizmodul und der Plexiglastank sind hydraulisch so miteinander verschaltet, dass verschiedene Konfigurationen der Strömungsführung eingestellt werden können. So können nur der Pufferspeicher und das Heizmodul miteinander verbunden werden, um den Pufferspeicher aufzuheizen. Au-

ßerdem kann der Plexiglastank direkt mit dem Heizmodul verbunden werden. Dadurch kann der Plexiglastank vorkonditioniert werden, falls Versuche mit einem geschichteten Anfangsprofil im Plexiglastank durchgeführt werden sollen. In der Phase der Versuchsdurchführung ist das System so geschaltet, dass das aus dem Plexiglastank ausströmende Wasser in den Pufferspeicher geleitet wird, von wo dann heißes Wasser über das Heizmodul zurück in den Plexiglastank gepumpt wird. Während der Messungen wird damit ein geschlossener Kreislauf innerhalb des gesamten Systems realisiert. Ein Überblick über die Verschaltung des Gesamtsystems gibt die Schemadarstellung in Abbildung B.3.

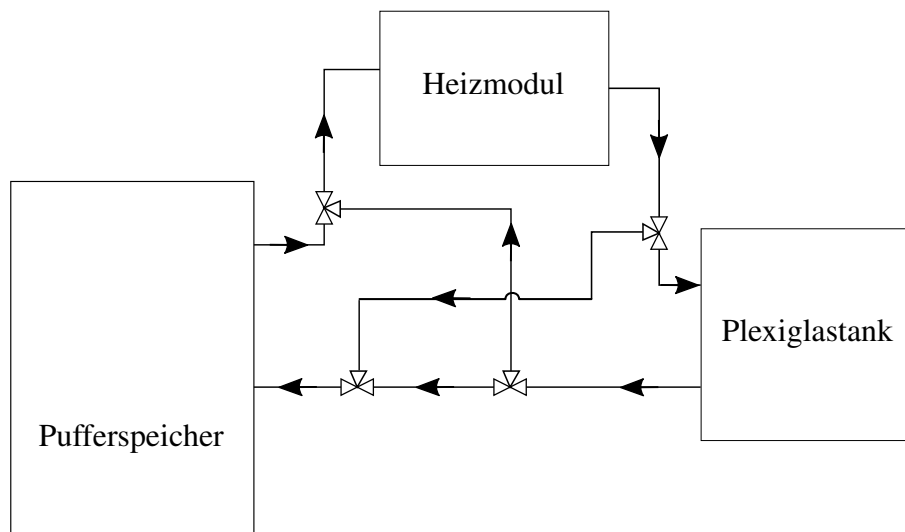


Abbildung B.3.: Verschaltung der Teststand-Komponenten.