

Forschungsbericht BWPLUS

**Stratisorp:
Neuartiges Schichtspeichersystem
zur Effizienzsteigerung
von Adsorptionswärmepumpen und -kältemaschinen**

von

Valentin Schwamberger, Chirag Joshi
Hadi Taheri, Ferdinand Schmidt

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Fachgebiet Strömungsmaschinen
Shared Research Group Energie- und Gebäudetechnologie
(Kooperationspartner der SRG: Fraunhofer ISE, Freiburg)

Förderkennzeichen: BWE 27005

Die Arbeiten des Programms Lebensgrundlage Umwelt und ihre Sicherung werden mit Mitteln des
Landes Baden-Württemberg gefördert

Oktober 2010

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	5
1 Einleitung	9
1.1 Motivation für das Vorhaben „Stratisorp“	9
1.2 Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde	12
1.2.1 Thermische Schichtspeicher	12
1.2.2 Zyklenskonzepte für Adsorptionswärmepumpen	12
1.2.3 Adsorbertechnologie	13
1.3 Projektziele	13
1.4 Aufgabenstellung	13
2 Planung und Ablauf des Vorhabens	15
2.1 Planung	15
2.2 Ablauf	15
2.3 Zusammenarbeit mit Dritten	16
3 Konzeptentwicklung und Modellierung	17
3.1 Stand des Systemkonzepts zu Vorhabensbeginn	17
3.2 Überblick über das Modell	19
3.3 Das Adsorptionsmodul	20
3.3.1 ODE Solver	24
3.3.2 Kontinuierliche Pfropfenströmung	24
3.3.3 Geometrie eines Adsorberelements	25
3.3.4 Parameter der Aluminium-Faserstruktur und des Zeolithen	27
3.3.5 Wesentliche Adsorberparameter für die Simulationen	28
3.3.6 Skalierung der Adsorberparameter	28
3.3.7 Parameter für Verdampfer und Kondensator	30
3.4 Schichtspeicher: Konzeptentwicklung und Modellierung	31
3.4.1 Konzeptentwicklung für Be- und Entladelanzen	31
3.4.2 Konzeptentwicklung für Heizer und Kühler	32
3.4.3 Geometrie des Speichers	32
3.4.4 Mathematische Modellierung des Schichtspeichers, Energiebilanz	33
3.4.4.1 Heizer und Kühler im getakteten Betrieb	35
3.4.4.2 Pfropfenströmung im Schichtspeicher	36
3.4.4.3 Simulationsablauf	36
3.4.5 Effektive Wärmeleitfähigkeit des Wärmeträgermediums	37
3.5 Regelung: Sollwertbestimmung und Abbruchkriterium	39
4 Strömungssimulation des Schichtspeichers	41
4.1 Ergebnisse der Literaturrecherche	41

4.2	CFD-Modell	41
4.2.1	Motivation	41
4.2.2	Verwendete Software, Geometrie und Gitter	42
4.2.3	Randbedingungen für die Simulationen	42
4.3	Simulierter physikalischer Ablauf	44
4.4	Untersuchung zur durchschnittlichen thermischen Wärmeleitfähigkeit	45
4.5	Untersuchung der zeitlichen Veränderung des Temperaturprofils im Speicher	45
4.6	Auswirkungen der Randbedingungen auf die Strömung im Speicher	49
5	Machbarkeitstudie	51
5.1	Ein- und Ausschichtung des Wärmeträgerfluids	51
5.1.1	Schichtladelanze und Entnahmeringe	51
5.1.2	Verteilringe für Ein- und Ausschichtung	53
5.2	Pumpe und Verrohrung	54
5.3	Tank und Schichtladelanze	55
5.4	Wärmeträgerfluid	55
5.5	Externer Heizer	56
5.6	Systemkopplung	57
6	Ergebnisse der Systemsimulationen	59
6.1	Durchführung der Systemsimulation	59
6.2	Asymptotische Grenzfälle	59
6.2.1	Sensitivität des maximal erreichbaren Coefficient of Performance gegenüber Systemparametern	60
6.2.2	Sensitivität gegenüber Betriebsparametern	62
6.2.3	Sensitivität gegenüber Variation der äußeren Temperaturen	65
6.3	Hochtemperatur-System mit Thermoöl und hohem Heizermassenstrom	67
6.3.1	Systemauslegung für eine Gaswärmepumpe	67
6.3.2	Berechnung des Norm-Nutzungsgrades zur Bestimmung einer Jahresheizzahl	73
6.4	Niedermassenstrom-System mit Thermoöl als Wärmeträgerfluid	77
6.5	Niedertemperatur-System mit Wasser als Wärmeträgerfluid	84
6.6	Abschließende Bemerkungen zum Entropieterm	89
7	Zielerreichung und zusammenfassende Bewertung der Ergebnisse	91
A	Modellparameter für die Systemsimulationen	97
A.1	Konfiguration <i>Asymptotisch</i>	97
A.2	Konfiguration <i>Hoher Heizermassenstrom</i>	98
A.3	Konfiguration <i>Reduzierter Heizermassenstrom</i>	100
A.4	Konfiguration <i>Wasser</i>	101
	Literatur	103

Symbolverzeichnis

A	spezifisches Adsorptionspotential	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
A_{conv}	Kontaktfläche einer Speicherschicht mit der Speicherwand	m^2
A_{norm}	Querschnittsfläche des Adsorbersandwiches (normal zur Fluidrichtung)	m^2
A_{hx}^i	Fläche eines Wärmeübertragers	m^2
A_c	Innere Querschnittsfläche des Tanks	m^2
C_p^{cond}	Wärmekapazität des Kondensator-knotens	$\text{J} \cdot \text{K}^{-1}$
C_p^{evap}	Wärmekapazität des Verdampfer-knotens	$\text{J} \cdot \text{K}^{-1}$
L	Höhe des Speichers	m
P_{cool}	Kühlleistung	W
P_{hx}	Leistung des Adsorber Wärmetauschers	W
$P_{\text{hx}}^{\text{cond}}$	Leistung des Kondensator-Wärmetauschers	W
$P_{\text{hx}}^{\text{evap}}$	Leistung des Verdampfer-Wärmetauschers	W
R	allgemeine Gaskonstante	$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
T_i^{sp}	Temperatur der i . Fluidschicht im Speicher	K
T_i^{supp}	Temperatur des Wärmeträgervorlaufs eines Wärmetauschers	K
T_{chamber}	Temperatur in der Adsorberkammer	K
T_{cond}	Temperatur des Kondensator-knotens	K
T_{evap}	Temperatur des Verdampfer-knotens	K
$T_i^{\text{sp}}, T_{\text{sp}}$	Temperaturen der Speicherschichten	K
T_{umb}	Temperatur der Umgebung	K
$T_i^{\text{ads}}, T^{\text{ads}}$	Temperatur der Adsorberknoten	K
$T_i^{\text{fl}}, T^{\text{fl}}$	Temperatur der Fluidpfropfen im Adsorber	K
U_{hx}^i	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient eines Wärmetauschers	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
U_{end}	Wärmeübergangsk. zw. Speicherdeckel/-boden und Umgebung	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
U_{wall}	Wärmeübergangsk. zw. Speicherwand und Umgebung	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
ΔX	Höhe einer Speicherschicht	m
X_{insu}	Dicke der Isolationsschicht	m
Φ	Porosität der verwendeten Faserstruktur (volumenbezogen, ohne Zeolith)	1
α	Pfropfenanteil, der pro Zeitschritt bewegt wird	1
β	Skalierungsparameter. Zur Normierung auf gleiche Adsorbensmasse	1
γ_i	Massenstromverhältnis (zwischen Heizer-/Kühler- und Systemmassenstrom)	1
κ_{norm}	effektiver Wärmeleitkoeffizient zwischen Adsorberknoten in Fluidrichtung	W/K
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$\Delta\lambda$	additive Wärmeleitfähigkeit	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Inhaltsverzeichnis

λ_{norm}	effektive Wärmeleitfähigkeit in Fluidrichtung	m
λ_{eff}	effektive Wärmeleitfähigkeit des Wärmeträgerfluids	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
λ_{insu}	Wärmeleitfähigkeit der Isolationsschicht	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
λ_{wall}	Wärmeleitfähigkeit des Materials der Speicherwände	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$\mathcal{N}_{h, p_{\text{ratio}}, \sigma}$	Summe von Gaußkurven mit den jeweiligen Maximalwerten p_{ratio} und den Standardabweichungen σ an den Höhen h	1
ρ_{trans}	effektiver Massenstromkoeffizient	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1}$
$\sigma, \boldsymbol{\sigma}$	Zonenhöhe der Vermischungserhöhung (Standardabweichung)	m
c_p^{ads}	spezifische Wärmekapazität des Adsorbats	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
c_p^{Cu}	spezifische Wärmekapazität von Kupfer	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
c_p^{fl}	spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgerfluids	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
c_p^{hx}	spezifische Wärmekapazität des Adsorber-Wärmetauschers	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
c_p^{pipes}	spezifische Wärmekapazität der externen Verrohrung	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
c_p^{sor}	spezifische Wärmekapazität des Adsorbens	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$c_p^{\text{H}_2\text{O, gas}}$	spezifische Wärmekapazität von Wasserdampf	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$c_p^{\text{H}_2\text{O, lq}}$	spezifische Wärmekapazität von flüssigem Wasser	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
d	Wandstärke des Speichers	m
d_1	Innendurchmesser des Speichers	m
\mathbf{e}_i	Einheitsvektor in i . Koordinatenrichtung	1
h_{cond}	spezifische Kondensationsenthalpie von Wasser	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
h_{evap}	spezifische Verdampfungsenthalpie von Wasser	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
h_{out}	Wärmeübergangskoeffizient von Luft	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
h_i	Höhe im Speicher	m
$h_{i, \text{ad}}$	spezifische Adsorptionsenthalpie	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
l	Länge eines Adsorbersandwiches (in Fluidrichtung)	m
\dot{m}	Massenstrom durch Speicher und Adsorber	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$m_{\text{fl, total}}^{\text{ads}}$	Gesamtmasse des Wärmeträgerfluids im Adsorber	kg
m_{fl}	Masse des Wärmeträgerfluids je Pfropfen im Adsorber, $m_{\text{fl}} = m_{\text{fl, total}}^{\text{ads}}/n$	kg
m_{hx}	Masse des Adsorber-Wärmetauschers	kg
m_{layers}	Masse einer Speicherschicht	kg
m_{pipes}	Masse der externen Verrohrung	kg
m_{sor}	Masse des Adsorbens	kg
m_{sp}	Gesamtfluidmasse im Speicher	kg
$\dot{m}_{\text{supp}, i}$	Massenstrom durch einen Wärmetauscher	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
n	Anzahl der Adsorberknoten	1
n_{chamber}	Stoffmenge (Wasserdampf) in der Kammer	mol
n_{layers}	Anzahl von Speicherschichten (numerische Auflösung der Höhe)	1
p_{chamber}	Druck in der Adsorberkammer	$\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$
p_{cond}	Druck im Kondensator	$\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$
p_{evap}	Druck im Verdampfer	$\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$

$p_{\text{ratio}}, \mathbf{p}_{\text{ratio}}$	Maximale Vermischungserhöhung	1
p_i^{ads}	Druck eines Adsorberknotens	$\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$
r	Füllungsanteil: Volumen Zeolith pro Volumen Faserstruktur	1
r_1	Innenradius des Tanks	m
r_2	Außenradius des Tanks	m
r_{out}	Außenradius der Isolationsschicht des Tanks	m
Δs	spezifische differentielle Entropie	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
t	Zeit	s
Δt	externer Zeitschritt	s
x_i, \mathbf{x}	Beladung der Adsorberknoten (Massenverhältnis $\frac{m_{\text{adsorbat}}}{m_{\text{sor}}}$)	$\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$

1 Einleitung

1.1 Motivation für das Vorhaben „Stratisorp“

In der Weiterentwicklung thermisch angetriebener Wärmepumpen und Kältemaschinen liegt noch ein großes Potenzial zur Einsparung fossiler Brennstoffe und zur Minderung von CO₂-Emissionen [Meu02]. Die aus Sicht des Klimaschutzes wichtigsten Anwendungen sind erstens Gaswärmepumpen für die Gebäudeheizung einschließlich der Integration in Systeme zur thermischen Solarenergienutzung und zweitens Anwendungen zur Kühlung und Klimatisierung mit emissionsarmen Wärmequellen, insbesondere aus thermischen Solaranlagen („Solare Kühlung“) oder aus KWK-Anlagen (Kraft-Wärme-Kopplung). Wird die Abwärme von KWK-Anlagen zur Kälteerzeugung verwendet, so spricht man auch von *Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung* (KWKK). Die beiden Hauptzielrichtungen zur Verbesserung der primärenergetischen Effizienz dieser Heiz- und Kühlsysteme liegen zum einen in der Erhöhung der mittleren Heizzahl des thermisch angetriebenen Wärmepumpenprozesses, zum anderen in der Verbesserung der Systemintegration. Durch den in diesem Vorhaben gewählten Stratisorp Systemansatz der engen Kopplung zwischen thermischem Schichtspeicher und Adsorptionswärmepumpe können prinzipiell beide Zielrichtungen adressiert werden. Die mittlere Heizzahl der Wärmepumpe kann deutlich erhöht werden durch die Ausnutzung der Speicherschichtung für den Adsorptionsprozess. Die Systemintegration kann gegenüber bestehenden Sorptionswärmepumpen ebenfalls deutlich verbessert werden, da Systeme der solaren Kühlung oder der KWKK oft bereits Wärmespeicher enthalten, die temperaturgeschichtet betrieben werden können und vorteilhaft für den Stratisorp-Prozess genutzt werden können. Aufgrund des noch sehr frühen Entwicklungsstandes des Stratisorp-Konzepts liegt in diesem Vorhaben der Fokus auf der Modellierung und einem vertieften Verständnis der Kopplung von Adsorptionsmodul und Schichtspeicher. Ziel ist es, Bedingungen für das Erreichen hoher Heizzahlen bei der gewünschten Nutzwärme- oder -kälteleistung angeben zu können. Fragestellungen der Systemintegration bleiben Anschlussvorhaben vorbehalten.

Technologisch knüpft das Vorhaben an zwei aktuelle Entwicklungstrends an: Im Bereich der Schichtspeicher für solarthermische Anwendungen gibt es deutliche Fortschritte im Design von Schichtbeladeeinheiten, die unter verschiedenen Strömungsbedingungen für die Aufrechterhaltung einer sehr guten Speicherschichtung sorgen. Im Entwurfsprozess werden hier zunehmend numerische Strömungssimulationen (CFD) eingesetzt. Bei den Adsorptionswärmepumpen zielen technologische Verbesserungen vor allem auf die Prozessintensivierung ab, insbesondere die Intensivierung des gekoppelten Wärme- und Stofftransports in den Adsorbentien. In den letzten Jahren wurden Adsorbentien-Metallschwamm-Komposite entwickelt, die den Wärmetransportwiderstand gegenüber heutiger Adsorbentientechnologie (granuläres Adsorbentien in Lamellenwärmeübertragern) um eine Größenordnung reduzieren können. Beide Entwicklungstrends werden in Abschnitt 1.2 kurz beschrieben.

Im Folgenden wird der Ausgangspunkt des Stratisorp-Zyklus dargestellt und das Potenzial zur Erhöhung der Arbeitszahl motiviert. Für das Systemkonzept wurde noch vor

1 Einleitung

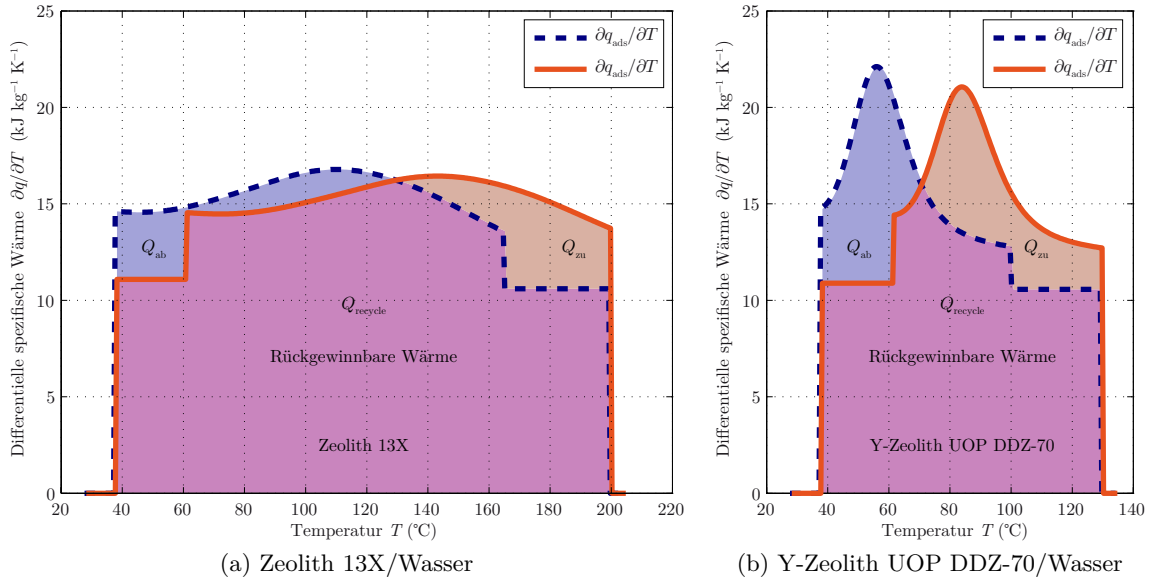


Abbildung 1.1: Spezifische differentielle Wärmemengen in Abhängigkeit von der Temperatur. Die Diagramme wurden für den weiter unten vorgestellten extrudierten Adsorber mit experimentellem Komposit (siehe Tabelle 3.2) berechnet. Die Wärmemengen sind bezogen auf die Adsorbensmasse $m_{\text{sor}} = 3$ kg. Gleichgewichtszustände für Ad- und Desorption. Randbedingungen: $T_{\text{desorp}} = 200^\circ\text{C}$ (13X) bzw. 130°C (DDZ-70), $T_{\text{mid}} = 38^\circ\text{C}$, $T_{\text{evap}} = 15^\circ\text{C}$. Die Überlappfläche Q_{recycle} der freiwerdenden differentiellem Adsorptionswärme und der benötigten differentiellem Desorptionswärme zeigt das Potential der internen Wärmerückgewinnung. Q_{zu} und Q_{ab} sind die dann noch von außen zu- bzw. abgeführten Wärmemengen.

Vorhabensbeginn internationaler Patentschutz beantragt (internationale WIPO-Veröffentlichungsnummer WO 2008/034561, [MSNS07]).

Der Zyklus basiert auf einer verbesserten Wärmerückgewinnung zwischen Adsorptionsprozess (exotherm) und Desorptionsprozess (endotherm). Durch die Adsorptionsgleichgewichte des verwendeten Stoffpaares Adsorbens/Adsorbat (hier: Zeolith/Wasser) ist bestimmt, wieviel Wärme bei welcher Mindesttemperatur zur Desorption zugeführt werden muss bzw. wieviel Wärme bei der Adsorption bei welcher Temperatur entzogen werden kann. Dies ist beispielhaft in Abbildung 1.1 dargestellt als differentielle Wärmemengen (y -Achse), die bei den unterschiedlichen Temperaturen (x -Achse) während der Adsorption freierwerden (blaue gestrichelte Kurve) bzw. bei der Desorption aufgewendet werden müssen (rote Kurve). Im Beispiel beträgt die maximale Desorptionstemperatur T_{desorp} links 200°C für den Zeolithen 13X und rechts 130°C für den Y-Zeolithen UOP DDZ-70. Das mittlere Temperaturniveau T_{mid} (Nutztemperatur bzw. Rückkühltemperatur) beträgt jeweils 38°C und die Verdampferstemperatur T_{evap} (d.h. die Temperatur der Niedertemperatur-Quelle) jeweils 15°C . Beide Kurven wurden mit Wasser als Adsorbat im thermodynamischen Adsorptionsgleichgewicht unter Verwendung der charakteristischen Dubinin-Kurven bestimmt [SFSH07]. Die Wärmekapazität des dabei verwendeten Adsorbers beträgt ungefähr 20 kJ/K, jene der zusätzlichen Verrohrung $8,5$ kJ/K.

In Abbildung 1.1 kann man links erkennen, dass beim Zeolithen 13X unter den genann-

ten Randbedingungen ein großer Überlapp (Q_{recycle}) zwischen der abführbaren Adsorptionswärme und der aufzuwendenden Desorptionswärme vorhanden ist. Ein großer Anteil der Adsorptionswärme und auch der sensiblen Wärme kann also im Desorptionshalbzyklus wieder eingesetzt werden. Damit reduziert sich die Wärmemenge Q_{zu} , die im folgenden Desorptionshalbzyklus neu aufgewendet werden muss. Es gibt verschiedene Zyklenskonzepte zur Realisierung einer solchen Wärmerückgewinnung, einige davon werden in Unterabschnitt 1.2.2 kurz vorgestellt. Im Stratisorp-Konzept wird ein Schichtspeicher eingesetzt, um die anfallende Wärme bis zum Zeitpunkt ihrer Wiederverwendung im Desorptionshalbzyklus zu speichern.

Für UOP DDZ-70 wird aufgrund anderer Adsorptionseigenschaften eine niedrigere maximale Desorptionstemperatur von $T_{\text{desorp}} = 130^\circ\text{C}$ gewählt. Der Überlapp zwischen den differentiellen Wärmekurven von Adsorption und Desorption ist hier deutlich kleiner.

Für beide Wärmekurven existiert jedoch auch ein Bereich außerhalb des Überlapps. Im Desorptionsfall ist dies der Bereich ganz rechts (Q_{zu}). Mindestens dieser Anteil der Desorptionswärme muss aus einer geeigneten Antriebs-Wärmequelle als Q_{heater} zugeführt werden. Für das Stratisorp-System kann diese Wärmequelle über einen Heizkreislauf in den oberen Teil des Tanks eingebunden werden (vergleiche auch Abbildung 3.2): Wärmeträgerfluid wird vom Tank auf der Höhe h_{heater} extrahiert, vom Heizer auf die maximale Desorptionstemperatur T_{desorp} erhitzt und dann in die höchste Speicherschicht eingeleitet. Auf diese Weise wird das Fluid am Tankdeckel immer auf der maximalen Desorptionstemperatur T_{desorp} gehalten.

Der Teil der Adsorptionswärme, der nicht für eine spätere Desorption wiederverwendet werden kann, muss dem Tank entzogen werden (Q_{ab}). Dies kann beispielsweise über einen Kühlkreislauf im unteren Teil des Speichers realisiert werden: Wärmeträgerfluid wird bei der Höhe h_{cooler} extrahiert, auf die Temperatur T_{mid} abgekühlt und am Tankboden wieder eingeschichtet. Das Wärmeträgerfluid am Boden des Schichtspeichers wird also immer auf Temperatur $T_{\text{mid}} = 38^\circ\text{C}$ gehalten. Die vom Kühler abgeführte Wärme Q_{cooler} wird im Wärmepumpenfall zur Deckung des Nutzwärmebedarfs verwendet. Die Leistungszahl ϵ_{heat} im Heizfall bzw. der Coefficient of Performance COP kann damit definiert werden als

$$COP_{\text{heat}} \equiv \frac{Q_{\text{cooler}} + Q_{\text{cond}}}{Q_{\text{heater}}} . \quad (1.1)$$

Anhand der differentiellen Wärmekurven aus Abbildung 1.1 kann man eine obere Grenze für den mit einem Stoffpaar für die gewählten Zyklentemperaturen erreichbaren COP angeben, indem man den Adsorptionszyklus als reversiblen Prozess ohne treibende Kräfte für den Wärme- und Stofftransport annimmt. Dann muss nur die mit Q_{zu} bezeichnete Wärmemenge zur Desorption zugeführt werden, und die Formel für den thermodynamischen Grenz- COP wird

$$COP_{\text{heat}}^{\text{max, rev}} \equiv \frac{Q_{\text{ab}} + Q_{\text{cond}}}{Q_{\text{zu}}} . \quad (1.2)$$

Für das gewählte Beispiel des Zeolith 13X ergibt sich ein $COP_{\text{heat}}^{\text{max, rev}} \approx 3,4$. Gegenüber bisher realisierten Sorptionswärmepumpen mit $COP_{\text{heat}} \approx \{1, 2, \dots, 1, 7\}$ besteht also thermodynamisch ein sehr großes Verbesserungspotenzial, das die Hauptmotivation für die Untersuchung des Stratisorp-Zyklus darstellt.

1.2 Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde

1.2.1 Thermische Schichtspeicher

Im Bereich der Schichtspeicher für thermische Solaranlagen wurden in den letzten 10–15 Jahren erhebliche Fortschritte erzielt. Viele Solarthermie-Hersteller bieten Kollektorsysteme für den „lowflow“-Betrieb mit Schichtspeicher an. Die meisten am Markt befindlichen Schichtladeeinrichtungen für diese Speicher wurden noch nicht auf Basis detaillierter Strömungsuntersuchungen ausgelegt, es gibt jedoch zunehmend Arbeiten in dieser Richtung. Einen Überblick hierzu mit ausführlicher Literaturliste geben Göppert und Lohse [Göp+08; Loh+08].

Für dieses Vorhaben von besonderem Interesse ist die von der Firma Sailer entwickelte Schichtladelanze [SS01], die im Rahmen einer Dissertation am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart [Ham08] detailliert experimentell und numerisch untersucht wurde. Die Ladelanze hat sich dabei für den Einsatz in Solarwärmespeichern mit Wasser als Speicherfluid als gut geeignet erwiesen. Für dieses Vorhaben ist die Rotationssymmetrie der Ladelanze ein Vorteil: Numerische Untersuchungen (CFD) auf einem zweidimensionalen, rotationssymmetrischen Gitter können mit wesentlich geringerem Rechenaufwand durchgeführt werden als für dreidimensionale Gitter. Daher wurde diese Ladelanze für die in Kapitel 4 beschriebenen Untersuchungen ausgewählt.

1.2.2 Zyklenkonzepte für Adsorptionswärmepumpen

Seit Mitte der 1980er Jahre wurden verschiedene Konzepte zur Erhöhung des COP bei Adsorptionskältemaschinen entwickelt. Hier sollen drei Ansätze kurz benannt werden:

Bei der sogenannten Thermal Wave [SWM89] sind zwei Adsorber mit Heizer und Kühler in einem einzigen Fluidkreis angeordnet. Die Adsorber werden als Wärmeübertrager mit hoher NTU-Zahl (Number of Transfer Units) realisiert. Dadurch wird es möglich, die Adsorber so zu betreiben, dass eine Temperaturfront durch die Adsorber läuft und die Fluid-Temperaturdifferenz zwischen jedem Adsorberein- und -ausgang groß ist. Eine thermodynamische Analyse dieses Zyklus wurde von Meunier, Poyelle und LeVan [MPL97] durchgeführt. Ein besonderes Problem stellt bei diesem Zyklenkonzept die Umlagerung von Adsorbat innerhalb der Adsorber während der Umschaltphasen des Zyklus dar.

Ein zweiter Ansatz lässt sich als *Multi-Adsorber-Zyklenkonzept* beschreiben. Dabei wird eine Vielzahl von Adsorbern im Verlauf des Zyklus unterschiedlich miteinander verschaltet, so dass jeweils mit der Adsorptionswärme eines Adsorbers ein anderer desorbiert werden kann [Meu85]. Bei diesem Konzept erweist sich vor allem der apparative Aufwand für die unterschiedlichen Adsorber-Verschaltungen als problematisch.

Drittens gibt es auch unterschiedliche Konzepte für mehrstufige Zyklen. In einer vom Fraunhofer ISE untersuchten Variante werden zwei verschiedene Adsorptionsmaterialien (Zeolith und Silikagel) mit demselben Arbeitsmittel (Wasser) eingesetzt, wobei der zum Hochtemperatur-Adsorber (Zeolith) gehörende Kondensator für die Desorption des Niedertemperatur-Adsorbers (Silikagel) genutzt wird [Núñ01]. Dieser Zyklus wurde bisher nicht experimentell realisiert, ungünstig erscheint neben dem hohen Regelungsaufwand, dass in einigen Prozessphasen einer der Adsorber ungenutzt bleibt und somit nichts zur Wärme- bzw. Kälteleistung beiträgt.

Das Stratisorp-Systemkonzept besteht im Vergleich zu den letzten beiden Ansätzen vor allem durch seine Einfachheit, im Vergleich zur Thermal Wave eher durch die Möglichkeit, große Temperaturspreizungen auf Antriebs- und Nutzungsseite (im Wärmepumpenfall) realisieren zu können. In diesem Vorhaben geht es zunächst um die detaillierte Analyse und Bewertung des Stratisorp-Konzepts. Ein systematischer Vergleich mit den genannten und weiteren Adsorptionszyklen, die ebenfalls auf eine gute interne Wärmerückgewinnung und einen hohen *COP* abzielen, bleibt Anschlussvorhaben vorbehalten.

1.2.3 Adsorbertechnologie

In kommerziell verfügbaren Adsorptionskältemaschinen bzw. -wärmepumpen bestehen die Adsorber typischerweise noch aus Lamellen-Wärmeübertragern, in die ein granulares Adsorbens eingerüttelt wurde. Bei dieser Art von Adsorbern wird die erreichbare Leistungsdichte durch den Wärmeübergangswiderstand zwischen dem Adsorbens-Granulat und den Lamellen des Wärmeübertragers limitiert. Dieser Wärmeübergang kann verbessert werden, wenn das Adsorbens-Granulat durch eine Klebung auf den Lamellen fixiert wird. Eine entsprechende Herstellungstechnologie hat z. B. die SorTech AG entwickelt. Der Wärmetransport auf der Adsorbens-Seite kann nochmals deutlich verbessert werden, wenn das Adsorbens als dünne Schicht auf einer porösen, gut wärmeleitenden Matrix aufgebracht wird. Die Entwicklung solcher Adsorbens-Matrix-Komposite wurde für die Anwendung in Adsorptionskältemaschinen in einem Eigenforschungsprojekt der Fraunhofer-Gesellschaft (Thermisch angetriebene Hochleistungskälteverfahren THOKA, Laufzeit 2006–2009) vorangetrieben. Als besonders geeignet haben sich dabei Matrixstrukturen aus schmelzextrahierten, versinterten Aluminium-Kurzfasern erwiesen. Auf diesen porösen Strukturen mit hoher spezifischer Oberfläche und hoher Wärmeleitfähigkeit konnte ein geeigneter Zeolith (SAPO-34) direkt aufkristallisiert werden [BHMS09]. Wenn der Wärmetransport auf der Adsorbens-Seite derartig verbessert wird, wird der Wärmeübergang auf das Wärmeträgerfluid im Adsorber limitierend für die erreichbare Leistungsdichte. Daher wurden in dem genannten Forschungsprojekt auch neue Adsorberkonzepte entwickelt, die pro Volumeneinheit des Adsorbers eine deutlich erhöhte vom Wärmeträgerfluid benetzte Oberfläche aufweisen [WFSS09]. An diese Adsorberkonzepte knüpft das Stratisorp-Vorhaben an. Die bezüglich des Adsorbers getroffenen Modellannahmen sind im Unterabschnitt 3.3.3 dargestellt.

1.3 Projektziele

Ziel des Vorhabens war es, das oben dargestellte Stratisorp-Systemkonzept durch Simulationen detailliert zu untersuchen und zu bewerten. Das Systemkonzept sollte im Rahmen des Vorhabens weiterentwickelt werden bezüglich der Anordnung der Komponenten, der Betriebsweise (Regelung) und der sinnvollen Auslegung der einzelnen Komponenten, insbesondere des Schichtspeichers und seiner Einbauten. Es sollten zu Projektende Kennlinienfelder für den *COP* einer entsprechenden Adsorptionswärmepumpe vorliegen.

1.4 Aufgabenstellung

Das Projekt wurde in die nachfolgend aufgelisteten Arbeitspakete strukturiert.

1 Einleitung

AP 1 Modellierung System & Komponenten

AP 1.1 Literaturstudie zu Schichtspeichern, Stoffdaten

AP 1.2 Komponentenmodell für Schichtspeicher (diskretisiert)

AP 1.3 Erweiterung Adsorber- und Systemmodell

AP 2 Konzeptentwicklung & Validierung

AP 2.1 Konzeptentwicklung für Be- und Entladelanzen

AP 2.2 Validierung Adsorbermodell anhand von Messdaten von Testadsorbent: *ISE*

AP 2.3 Validierung Speichermodell anhand von Messdaten aus Literatur

AP 3 Simulationsstudien

AP 3.1 Sensitivitätsanalyse zur Ermittlung von Zielwerten für Speicherschichtung

AP 3.2 Parameterstudien (System) zu ausgewähltem Speichermodell

AP 3.3 Detail-Betrachtung von Speicherkomponenten zur Verbesserung der Speicherschichtung

AP 4 Machbarkeitsstudie

AP 4.1 Materialauswahl, Verbindungstechniken, Komponentenverfügbarkeit

AP 4.2 Regelungsstrategie, Machbarkeit Systemkonzept

AP 5 Ergebnistransfer

AP 5.1 Erstellung Kennlinien-Modell des Systems für Gebäudesimulation

AP 5.2 Transfer der Ergebnisse durch Konferenzbeiträge/Workshops

AP 6 Projektmanagement

AP 6.1 Berichtswesen

AP 6.2 Projektcontrolling

2 Planung und Ablauf des Vorhabens

2.1 Planung

Die Projektskizze zu diesem Vorhaben wurde im Herbst 2007 vom Fraunhofer ISE aus eingereicht. Während der Vorbereitung des Hauptantrags wurde klar, dass der Antragsteller (F. Schmidt) die Leitung der vom Fraunhofer ISE mitgetragenen Shared Research Group *Energie- und Gebäudetechnologie* am Fachgebiet Strömungsmaschinen (FSM) der Universität Karlsruhe (TH) übernehmen würde. Zwischen Fraunhofer ISE und FSM wurde vereinbart, dass das Vorhaben im Bewilligungsfall in der neuen Shared Research Group (SRG) bearbeitet werden soll. Der Hauptantrag wurde daher im März 2008 bereits vom Fachgebiet Strömungsmaschinen gestellt. Das Projekt wurde zum 1.7.2008 bewilligt, einen Monat nach dem Start der SRG durch den Dienstantritt ihres Leiters.

Der Projektbeginn verzögerte sich anfangs um zwei Monate, da für die SRG zuerst Mitarbeiter gefunden und eingestellt werden mussten. Für die Bearbeitung des Vorhabens konnte zum 1.9.2008 ein ehemaliger Diplomand des Fraunhofer ISE (C. Joshi) gewonnen werden. Im Dezember 2008 kam H. Taheri als diplomierte wissenschaftliche Hilfskraft zum Projektteam. Seit Ende 2009 konnte sich V. Schwamberger in das Vorhaben einbringen, in der Schlussphase des Projekts (seit 1.4.2010) hat G. Földner das Projektteam verstärkt.

2.2 Ablauf

Der Ablauf des Vorhabens war dadurch geprägt, dass sich die Arbeiten am Stratisorp-Systemmodell (AP 1) als wesentlich aufwendiger herausstellten als bei Antragstellung vorausgesehen. Verschiedene physikalische Effekte, die im zu Projektbeginn vorhandenen Modell noch unberücksichtigt waren, stellten sich als nicht vernachlässigbar heraus und wurden durch Modellerweiterungen einbezogen. Dazu gehörten die endlichen Übertragungsleistungen von Verdampfer und Kondensator, die Umlagerung von Adsorbat innerhalb des Adsorbers in den Umschalt-Phasen zwischen Adsorption und Desorption sowie die Wärmeleitung innerhalb des Adsorbers. Eine detaillierte Auflistung der Unterschiede zwischen dem Ausgangs-Modell und dem zu Vorhabensende erreichten Stand der Modellierung findet sich in Abschnitt 3.1. An verschiedenen Punkten im Modellierungsprozess traten Schwierigkeiten mit Inkonsistenzen zwischen verschiedenen Teilmodellen auf, die dann zu Verzögerungen im Projektablauf führten. Beispielsweise führte das zunächst verwendete Modell der Pfropfenströmung bei unterschiedlichen Volumenströmen in den verschiedenen Fluidkreisen zu inkonsistenten Ergebnissen, die auf Artefakte bei den Speichertemperaturen zurückgeführt werden konnten (vergleiche Unterabschnitt 3.4.4). Diese Artefakte wurden erst durch den Übergang zu dem in Unterabschnitt 3.3.2 beschriebenen Modell der kontinuierlichen Pfropfenströmung beseitigt.

Auch die Numerik des Modells erforderte eingehende Analysen und eine Vielzahl von Verbesserungsschritten. Die Programmlaufzeiten waren zwischenzeitlich so angewachsen,

dass die Simulationszeit etwa der Realzeit des Prozessablaufs entsprach. Da das System typischerweise mehr als 20 Zyklen braucht, um sich einzuschwingen, also einen stationären Zyklus zu erreichen und die Anfangsbedingungen zu „vergessen“, führte dies zu Simulationszeiten von etwa einem Tag pro Konfiguration. Für die Parameterstudien (AP 3.2) hätte dies eine sehr starke Einschränkung bedeutet. Durch Verbesserungen in der numerischen Behandlung der Differentialgleichungen, insbesondere der Kopplung zwischen Pfropfenströmung und Adsorber-Gleichungen wurde eine Verkürzung der Rechenzeiten um einen Faktor 10 bis 1000 je nach Systemkonfiguration erreicht.

Aus der Literaturstudie zu Schichtspeichern (AP 1.1) sowie aus den ersten Arbeiten zur Konzeptentwicklung für die Speichereinbauten (AP 2.1) wurde schnell deutlich, dass die für das Systemmodell benötigten Speicherparameter nicht auf Grundlage von Literaturwerten festgelegt werden konnten. Der Stratisorp-Speicher war bezüglich Geometrie, Stoffwerten (Thermoöl), Volumenströmen und Temperaturen zu verschieden von den aus thermischen Solaranlagen bekannten Schichtspeichern, um Erfahrungswerte von Solarspeichern übernehmen zu können. Somit kam der Strömungssimulation (CFD) eine größere Bedeutung zu als bei Antragstellung absehbar war. Die entsprechenden Arbeiten sind in Kapitel 4 dargestellt.

Durch die Verzögerung in der Modellierung (AP 1) wurde eine kostenneutrale Verlängerung des Vorhabens um sechs Monate erforderlich, die vom Projektträger gewährt wurde.

2.3 Zusammenarbeit mit Dritten

Für die Validierung des Adsorbermodells war eine Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer ISE vorgesehen. Eine wesentliche Motivation für das Vorhaben war gewesen, für die in der Fraunhofer-Gesellschaft neu entwickelten Hochleistungsadsorber auf Basis von Adsorbens-Matrix-Kompositen ein geeignetes Systemkonzept zu entwickeln, das die bei der Wärmeübertragung erreichten Verbesserungen ausnutzt, um höhere Jahresheizzahlen in Heiz- und Kühlanwendungen zu erreichen. Leider verzögerte sich die Fertigstellung und Charakterisierung eines ersten Adsorber-Prototypen in der Fraunhofer-Gesellschaft so weit, dass das Adsorbermodell nicht mehr anhand von Messdaten dieses Adsorbertyps parametrisiert werden konnte. Da aber im Rahmen der Shared Research Group ohnehin eine enge Zusammenarbeit zwischen Fachgebiet Strömungsmaschinen und Fraunhofer ISE bestand, konnten Empfehlungen des ISE und Erfahrungswerte aus Messungen der Adsorptionskinetik an kleinen Verbundproben in die Adsorber-Modellierung einbezogen werden. Trotzdem bleibt festzuhalten, dass das Adsorbermodell bisher nicht direkt validiert werden konnte und die Performance des Stratisorp-Zyklus stark von den angenommenen Adsorber-Kennwerten abhängt. Um diese Abhängigkeit transparent zu machen, wurden in den Parameterstudien zwei verschiedene Adsorber-Konzepte und zwei verschiedene Komposit-Strukturen angenommen, die die Spannweite möglicher Entwicklungsergebnisse abbilden sollen.

Die Firma Consolar wurde in das Vorhaben beratend eingebunden, da sie über langjährige Erfahrung in der Konzeption und Produktion von Schichtspeichern verfügt. Ansprechpartner bei Consolar war Dr.-Ing U. Leibfried, der als Mitglied der Geschäftsführung für Forschung und Entwicklung zuständig ist. Er begleitete das Vorhaben sehr konstruktiv und stellte Informationen sowohl zu geeigneten Materialien als auch zu einer möglichen Konstruktionsweise der Mehrwegeventile für die Entladelanzen zur Verfügung. Diese Informationen sind in die in Kapitel 5 dargestellte Machbarkeitsstudie eingeflossen.

3 Konzeptentwicklung, Modellierung und numerische Methoden

3.1 Stand des Systemkonzepts zu Vorhabensbeginn

Ein initiales Modell war bereits vor Beginn dieses Forschungsvorhabens vorhanden, dessen wesentliche Eigenschaften und Charakteristika in diesem Abschnitt kurz präsentiert werden sollen. Dabei sollen auch die wichtigsten Unterschiede zum mittlerweile vorliegenden Modell aufgezeigt werden.

1. Der Adsorber wurde mittels mehrerer Temperaturknoten modelliert, Verdampfer und Kondensator jeweils mittels eines Temperaturknotens. Wärmeleitung in Fluidrichtung – d. h. zwischen den einzelnen Adsorberknoten – wurde im Adsorber nicht berücksichtigt. Die einzelnen Adsorberknoten interagierten jeweils unabhängig von den anderen Adsorberknoten mit dem Kondensatorknoten (im Desorptionshalbzyklus) bzw. dem Verdampferknoten (im Adsorptionshalbzyklus). Die isostere Phase endete damit für jeden Adsorberknoten zu einem anderen Zeitpunkt: Genau dann, wenn der Druck eines Adsorberknotens gerade kleiner als der Verdampferdruck (Adsorptionshalbzyklus) oder größer als der Kondensatordruck (Desorptionshalbzyklus) wurde. Weiterhin war die gleichzeitige Desorption und Adsorption verschiedener Adsorberknoten (Beladungsumlagerung) und die Interaktion der Adsorberknoten mit dem Dampfraum im Modell nicht abgebildet.

Im nun vorliegenden Modell öffnet sich das Verbindungsventil zwischen der Adsorberkammer und Verdampfer oder Kondensator, sobald der Kammerdruck größer als der Kondensatordruck bzw. kleiner als der Verdampferdruck ist. Nicht der Druck der Adsorberknoten bestimmt die Ventilöffnung, sondern der Kammerdruck, der mittels der idealen Gasgleichung modelliert wird. Durch Desorption und Adsorption an den Adsorberknoten verändert sich dann der Druck in der Adsorberkammer, bis sich das Ventil schließlich öffnet. Solange das Ventil geschlossen ist, kommt es also zu Beladungsänderungen der Adsorberknoten aufgrund von Umlagerung oder Interaktion mit dem Kammervolumen.

Die Modellerweiterung führt zu einer Reduktion der berechneten *COPs*, da es sich um unerwünschte Effekte handelt. Insbesondere führt die Berücksichtigung einer gemeinsamen Dampfkammer für alle Adsorberknoten zu einer Reduktion des nutzbaren Beladungshubs pro Zyklus. Die Wärmeleitung in Fluidrichtung erfolgt bei endlichen Temperaturdifferenzen und ist damit ebenfalls ein irreversibler Vorgang.

2. Der Kondensatrückfluss von Kondensator zum Verdampfer wurde nicht berücksichtigt. Ebenfalls vernachlässigt wurde die Erwärmung des Dampfes beim Transport vom Verdampfer zum Adsorber und die Abkühlung des Dampfes beim Transport vom Adsorber zum Kondensator. Auf diese Weise wurden die Enthalpiebilanzgleichungen,

auf denen die Differentialgleichungen zur Modellierung in der Adsorberkomponente basieren, erweitert und zusätzlich auch korrigiert.

Durch die Nichtberücksichtigung des Kondensatrückflusses wurde die Verdampferleistung und damit im Kühlfall sowohl die Kühlleistung und der Kühl- COP überschätzt. Im Heizfall wird die Leistung, die der Niedertemperaturquelle entzogen wird, unterschätzt. Der Effekt liegt beim COP_{cool} in der Größenordnung von 0.1.

Die Erwärmung des Dampfes vom Verdampfer- bis auf Adsorbentemperatur (Adsorptionshalbzyklus) und die Abkühlung des Dampfes von Adsorber- bis auf Kondensatortemperatur (Desorptionshalbzyklus) erfolgen beide mit endlichen Temperaturdifferenzen. Es handelt sich folglich um irreversible Prozesse, deren Berücksichtigung im aktuellen Modell zu einer (sehr geringen) Reduktion des $COPs$ führt.

3. Die Bestimmung der charakteristische Dubinin-Kurve für den Zeolithen 13X und den Y-Zeolithen DDZ-70 von UOP aus den Messpunkten (d. h. der Fit) wird nun mit einem reproduzierbaren, nichtlinearen Bayesianischem Verfahren durchgeführt. Zuvor wurde ein Verfahren mit einer fest vorgegebenen Funktion verwendet.
4. Die Adsorbergeometrie wurde gegenüber der ursprünglich vorliegenden, vereinfachten Geometrie stark angepasst. Dadurch konnte die Geometrie eines Adsorber-Prototypen des Fraunhofer ISE berücksichtigt werden. Die weiteren Adsorberparameter wurden an Messergebnisse kleiner Proben von Adsorbens-Matrix-Kompositen angepasst, soweit diese verfügbar waren. Insgesamt wurde durch das neue Adsorbermodell eine physikalisch genauere Abbildung des Adsorbers ermöglicht.
5. Zur Regelung wurde die Temperaturdifferenz zwischen dem zuerst durchströmten Adsorberknoten und dem ersten Fluidpfropfen herangezogen. Heute sind mehrere verschiedene Regelungsstrategien möglich. Die meist verwendete Strategie basiert nur auf den Fluidtemperaturen am Ein- und Ausgang des Adsorbers, die sich in der Praxis leicht messen lassen. Leider führt diese Regelung zu „Überschwingern“, d. h. beispielsweise im Adsorptionshalbzyklus, wenn der Adsorber gekühlt werden muss, ist die Temperatur des einlaufenden Fluids kurzzeitig höher als die des entsprechenden Adsorberknotens. Der Wärmestrom kehrte sich also um, die korrespondierenden Adsorberknoten werden geheizt. Dies geschieht kurz vor den Umschaltvorgängen zwischen den verschiedenen Extraktionsringen vom Speicher, die Regelung ist relativ träge und schaltet aufgrund des thermisch langen Wegs zwischen Adsorberein- und -ausgang erst etwas später um. Durch die Temperaturüberschwinger wird nicht nur die Systemleistung reduziert, sondern auch der COP aufgrund der zusätzlichen Entropieproduktion beim Wärmeübergang.
6. Verdampfer und Kondensator arbeiteten noch ideal und nicht mit einem Wärmeträgerfluid-Vorlauf. Die Temperatur dieser Knoten wurde als konstant angenommen.

Durch die jetzt verwendeten realistischeren Wärmeübertragermodelle ergibt sich eine Temperaturänderung von Verdampfer und Kondensator über die Zyklusdauer. Damit sind die entropischen Mitteltemperaturen niedriger (Verdampfer) bzw. höher (Kondensator), was den COP verringert. Durch die bisher großzügig ausgelegten Wärmetauscher ist dieser Effekt allerdings relativ gering.

7. Zu Vorhabensbeginn war noch von einer Systemkonfiguration ausgegangen worden, bei der Heizer und Kühler hydraulisch vom Tank entkoppelt sind und nur bei Heiz- bzw. Kühlbedarf des Adsorbers, der nicht aus dem Tank gedeckt werden kann, hydraulisch mit dem Adsorber verbunden werden (vergleiche [SFSH07], Abbildung 3.1). Heizer und Kühler waren also als eigenständige Komponenten ausgebildet und nicht in den Schichtspeicher integriert.

Nachteile dieser Systemkonfiguration sind zumindest für manche Anwendungsfelder, dass Heizer und Kühler hierbei nur intermittierend in Betrieb sind. Damit kann keine kontinuierliche Wärmezufuhr mit Zwischenspeicherung im Tank, und ebenso keine kontinuierlichere Wärmeabfuhr zur Heizung realisiert werden. Weiterhin kann keine höhere Temperaturspreizung der durch Heizer und Kühler fließenden Wärmeströme realisiert werden kann als in anderen Zyklenkonzepten. Im Verlauf des Vorhabens wurde bei der Untersuchung mehrerer Realisierungsvarianten für Heizer und Kühler erkannt, dass diese Nachteile vermieden werden können, wenn Heizer und Kühler in den Tank integriert werden.

8. Die Einschichtung von Wärmeträgerfluid in den Speicher erfolgte durch eine ideale Schichtladelanze. Die Entnahme erfolgte ebenfalls ideal, d. h. genau an der Höhe der passenden Temperatur, die genaue Ausschichtevorrichtung blieb unberücksichtigt.
9. Der Speicher verhielt sich während der Halbzyklen ideal; nach Ende eines Halbzyklus wurde das Fluid im Speicher entsprechend eines zunächst grob abgeschätzten Vermischungsfaktors durchmischt. Die Fluidbereiche in Nähe von Tankdeckel und -boden blieben unangetastet, da dort eine geringere Vermischung angenommen wurde. Die Vermischung führte zu einer verschlechterten Temperaturschichtung.

Die Vermischung im Speicher erfolgt im nun vorliegenden Modell kontinuierlich, d. h. nach jedem Zeitschritt. Zusätzlich wurde ein Vermischungskoeffizient mithilfe der Strömungssimulationen im Speicher abgeschätzt.

10. Aufgrund des Modells einer einheitlichen idealen Pfropfenströmung in allen Komponenten (Speicherschicht, Adsorberknoten, Wärmeträgerfluidpfropfen) konnte die Pfropfengröße nicht an die jeweiligen Anforderungen der Komponenten angepasst werden. Dies beeinflusste sowohl die Genauigkeit als auch die Rechenzeit negativ. Auch konnte die adaptive Schrittweitenregelung des Differentialgleichungs-Löser nur sehr eingeschränkt – d. h. mit extrem kleinen Schrittweiten – operieren.
11. Die benötigten Rechenzeiten erlaubten nur sehr eingeschränkte Parametervariationen. Durch Optimierungen des Codes, der Numerik und des Modells, durch Vektorisierung der Differentialgleichungen sowie durch Vorberechnung wichtiger Werte wurde ein Speedup zwischen 10 und 1000 erreicht.

3.2 Überblick über das Modell

Das Modell der Adsorptionswärmepumpe besteht aus zwei Komponenten,

1. aus dem Adsorptionsmodul, bestehend aus Adsorber, Verdampfer und Kondensator sowie zugehörigem Gehäuse und Verrohrung (im Folgenden auch „Adsorberkomponente“ genannt) und

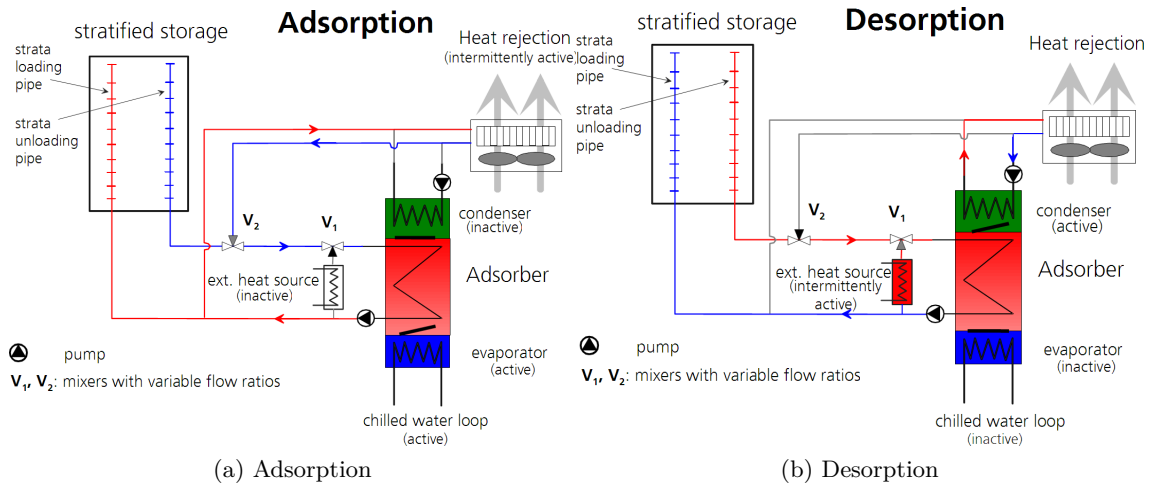


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung des zu Vorhabensbeginn vorliegenden Modells

2. aus der Schichtspeicherkomponente mit Belade- und Entladeeinheit sowie Heizer und Kühler.

Das Modell ist vollständig im Programmpaket MATLAB von The MathWorks, Inc., implementiert. Besondere Toolboxes werden nicht verwendet, der Standardumfang von MATLAB ist ausreichend.

Der Adsorber ist ein spezieller Wärmeübertrager zur Übertragung von Wärme zwischen einem durch Rohre oder Kanäle strömenden Fluid auf der einen Seite und dem mikroporösen Sorptionsmaterial (Adsorbens, hier: Zeolith), das den Kältemitteldampf (hier: Wasserdampf) adsorbiert, auf der anderen Seite. Verdampfer und Kondensator sind ebenfalls Wärmeübertrager, die dem Adsorptionskreisprozess über ein Wärmeträgerfluid Wärme zuführen oder entziehen.

Verbunden sind die beiden Teilmodelle über den Kreislauf des Wärmeträgerfluids: Fluid wird aus dem Speicher entnommen und fließt in den Adsorber. Dort nimmt das Fluid Wärme auf oder gibt Wärme ab. Anschließend fließt das Fluid wieder zurück zum Speicher und wird dort wieder eingeschichtet. Numerisch wird dies durch eine Pfropfenströmung mit einem Massenstrom \dot{m} modelliert. Die Fluidmasse in einem Pfropfen beträgt m . Der externe Zeitschritt Δt bestimmt dann den Anteil eines Pfropfens $\alpha = \dot{m}\Delta t/m$, der pro externen Zeitschritt Δt bewegt wird. Dabei muss darauf geachtet werden, dass immer $\alpha \leq 1$ gilt, d. h. die Masse, die in einem externen Zeitschritt Δt bewegt wird, muss kleiner sein als die Masse des jeweiligen Pfropfens. Innerhalb der Komponenten werden kleinere, interne Zeitschritte dt verwendet. Damit kann die Pfropfengröße minimal $m = \dot{m}dt$ betragen bzw. der Zeitschritt maximal $dt = m/\dot{m}$.

3.3 Das Adsorptionsmodul

Der Hauptbestandteil des Adsorptionsmoduls ist der Adsorber. Er wird dampfseitig abwechselnd mit dem Verdampfer und dem Kondensator gekoppelt. Zur Beschreibung der Adsorption von Wasserdampf an einem Zeolithen, der Wärmeübertragung in den drei Wärmeübertragern und der Fluidbewegung wird ein System gekoppelter Differentialgleichun-

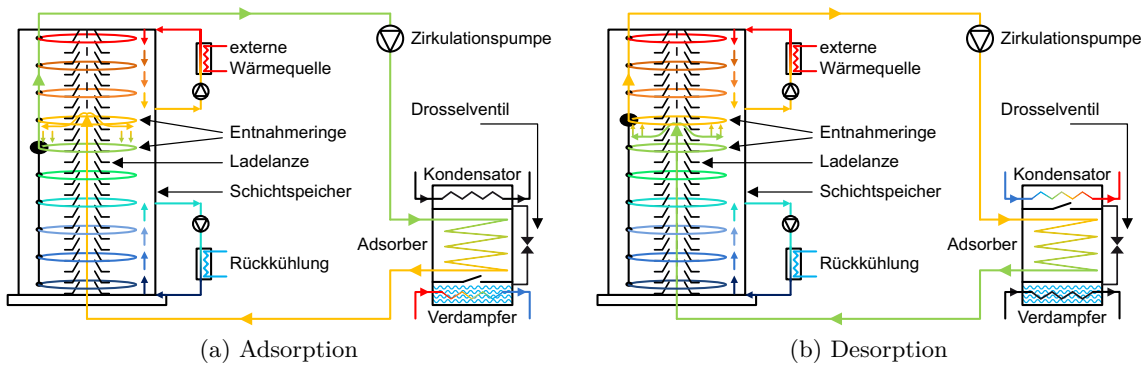


Abbildung 3.2: Schematische Darstellung des Modells. Links befindet sich jeweils der zylindrische Speichertank, rechts das Adsorptionsmodul mit Adsorber, Verdampfer und Kondensator. Beide Module sind über einen hydraulischen Kreis verbunden, der von einer Zirkulationspumpe angetrieben wird. Der Farbverlauf repräsentiert die Temperatur des Wärmeträgerfluids an der jeweiligen Position (blau: kalt, rot: heiß). Im Tank liegt ein monoton steigendes Temperaturprofil vor.

Während der Adsorption (a) wird das Wärmeträgerfluid durch einen Extraktionsring entnommen (grün, hier zusätzlich durch einen schwarzen Punkt markiert). Nach seiner Aufheizung im Adsorber strömt es entsprechend seiner Temperatur (gelb) wieder durch die auf der Rotationsachse installierte Ladelanze in den zylindrischen Tank. Die Einschichtung erfolgt also höher als die Entnahme. Über die Zeit wird das Fluid mittels immer niedrigerer Extraktionsringe entnommen, bis der Tankboden erreicht ist. Im Desorptionshalbzyklus (b) wird das Fluid bei einer größeren Höhe (gelb) entnommen als es wieder eingeschichtet wird (grün). Sukzessive höhere Extraktionsringe bis zum Tankdeckel liefern immer heißeres Fluid, um die treibenden Temperaturdifferenzen auch während der Desorption gering zu halten.

3 Konzeptentwicklung und Modellierung

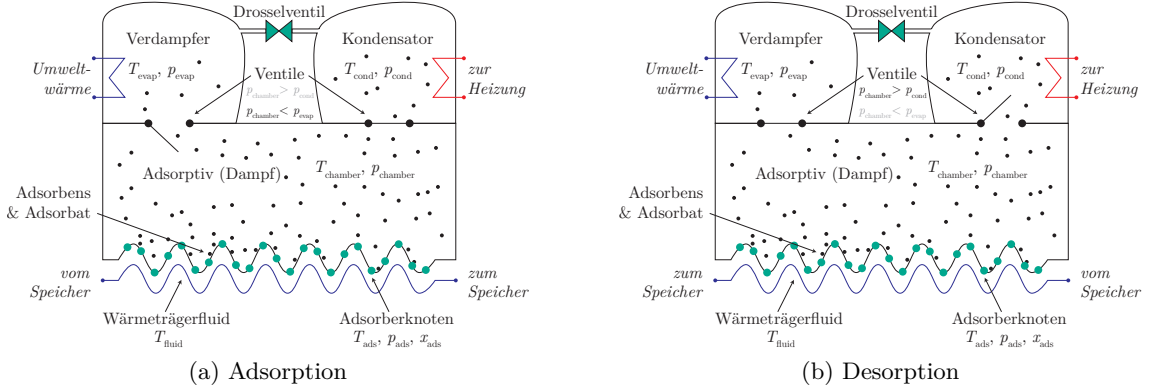


Abbildung 3.3: Schematischer Aufbau des Adsorptionsmoduls mit Adsorber, Kammer, Verdampfer und Kondensator, hier dargestellt für den Heizfall. Unten ist der durchströmte Adsorberwärmetauscher zu erkennen, wobei die Adsorberknoten diskretisiert dargestellt sind. Jedem Knoten wird die Temperatur T_i^{ads} und Druck p_i^{ads} zugeordnet, zusätzlich noch die Beladung $x_i \equiv x_i^{\text{ads}}$. Druck und Temperatur werden äquivalent dem Verdampferknoten ($T_{\text{evap}}, p_{\text{evap}}$), dem Kondensatorknoten ($T_{\text{cond}}, p_{\text{cond}}$) und dem Kammerknoten ($T_{\text{chamber}}, p_{\text{chamber}}$) zugeordnet.

gen gelöst. Die physikalischen Größen, die in der dynamischen Simulation kontinuierlich bestimmt werden, sind die Temperaturen des Adsorbers, die Beladungswerte des Adsorbers, die Temperaturen der Fluidpfropfen im Adsorberwärmetauscher und der Druck. Weiterhin werden die Temperaturen des Verdampfer- und des Kondensatorpunktes fortlaufend berechnet, dazu auch die Temperaturen des Fluids in Verdampfer und Kondensator.

Der Adsorber wird in Strömungsrichtung des Fluids in n Adsorberknoten aufgeteilt, um den Temperaturgradienten in dieser Richtung ausreichend aufzulösen. Die Adsorberknoten beinhalten die thermische Masse der Fluidkanäle, des Aluminiumschaums und des Zeoliths sowie des angelagerten Adsorbats. Für ihre Temperaturen \mathbf{T}^{ads} ergibt sich in Vektornotation aus der Enthalpiebilanzierung des offenen Teilsystems näherungsweise das folgende Differentialgleichungssystem (siehe auch [Núñ01]):

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n \left[m_{\text{sor}} \left(c_p^{\text{sor}} + c_p^{\text{ads}} x_i \right) + c_p^{\text{hx}} m_{\text{hx}} \right] \frac{dT_i^{\text{ads}}}{dt} \mathbf{e}_i &= \\ &= \mathbf{P}_{\text{hx}} + h_{i,\text{ad}} m_{\text{sor}} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{dx_i}{dt} \mathbf{e}_i - m_{\text{sor}} c_p^{\text{ads}} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(T_i^{\text{ads}} - T_{\text{evap/cond}} \right) \frac{dx_i}{dt} \mathbf{e}_i \\ &+ \lambda_{\text{norm}} A_{\text{norm}} \frac{n}{l} \left((T_1^{\text{ads}}, T_1^{\text{ads}}, \dots, T_{n-1}^{\text{ads}})^{\top} + (T_2^{\text{ads}}, \dots, T_n^{\text{ads}}, T_n^{\text{ads}})^{\top} - 2\mathbf{T}^{\text{ads}} \right), \end{aligned} \quad (3.1)$$

dabei steht $T_{\text{evap/cond}}$ jeweils entweder für die Temperatur des Verdampfers T_{evap} oder für diejenige des Kondensators T_{cond} ; je nachdem, ob wir uns im Adsorptions- oder im Desorptionshalbzyklus befinden. Das Fluid im Adsorber wird analog zur Adsorbermasse ebenfalls in n Fluidknoten (bzw. Pfropfen) aufgeteilt, $m_{\text{fl}} = m_{\text{fl,total}}^{\text{ads}}/n$. Die Pfropfengröße im Adsorber ist also im Allgemeinen verschieden von der Pfropfengröße außerhalb des Adsorbers. Für die Temperaturen der korrespondierenden Fluidpfropfen \mathbf{T}^{fl} (ebenfalls in

Vektornotation) ergibt sich nun

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \mathbf{T}^{\text{ex}} \\ \mathbf{T}^{\text{fl}} \end{pmatrix} = \frac{-\mathbf{P}_{\text{hx}}}{m_{\text{fl}} c_p^{\text{fl}}} + \left((T_1^{\text{ex}}, T_1^{\text{ex}}, \dots, T_{n_{\text{ex}}}^{\text{ex}}, T_1^{\text{fl}}, \dots, T_{n-1}^{\text{fl}})^\top - \begin{pmatrix} \mathbf{T}^{\text{ex}} \\ \mathbf{T}^{\text{fl}} \end{pmatrix} \right) \frac{\dot{m}}{m_{\text{fl}}}, \quad (3.2)$$

wobei n_{ex} die Anzahl der Extraktionen aus dem Speicher darstellt, die vor jedem Aufruf des Adsorptionsmoduls erfolgen. Auf diese Weise können die internen Zeitschritte größer gewählt werden, was positive Auswirkungen sowohl auf die numerische Genauigkeit als auch auf die Simulationsgeschwindigkeit hat. Weiterhin bezeichnet \mathbf{e}_i den i . Einheitsvektor. In (3.2) sind die sogenannten *Rohrknoten* des Modells nicht berücksichtigt, die einen Wärmeaustausch des Fluids mit der Verrohrung zwischen Speicher und Adsorber modellieren. Die Leistung des Wärmetauschers \mathbf{P}_{hx} (als Vektor der Knoten) berechnet sich zu

$$\mathbf{P}_{\text{hx}} = \dot{m} c_p^{\text{fl}} \left(1 - \exp \left(-\frac{k_{\text{hx}}^{\text{ads}} A_{\text{hx}}^{\text{ads}}}{\dot{m} c_p^{\text{fl}} n} \right) \right) \cdot (\mathbf{T}^{\text{ads}} - \mathbf{T}^{\text{fl}}).$$

Kondensator und Verdampfer werden mit jeweils einem einzigen Temperaturknoten modelliert. Mit diesen Knoten steht jeweils ein korrespondierender Fluidknoten im Wärmekontakt. Mit der durchschnittlichen Beladungsänderung \overline{dx}/dt ,

$$\frac{\overline{dx}}{dt} \equiv \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{dx_i}{dt},$$

den Wärmetauscherleistungen $P_{\text{hx}}^{\text{evap}}$ und $P_{\text{hx}}^{\text{cond}}$, für die jeweils gilt

$$P_{\text{hx}}^i = \dot{m}_{\text{hx}}^i c_p^{\text{H}_2\text{O}, \text{lq}} \left(1 - \exp \left(-\frac{k_{\text{hx}}^i A_{\text{hx}}^i}{\dot{m}_{\text{hx}}^i c_p^{\text{H}_2\text{O}, \text{lq}}} \right) \right) (T_i^{\text{supp}} - T_i),$$

– $i \in \{\text{cond}, \text{evap}\}$ bezeichnet dabei entweder Verdampfer oder Kondensator und T_i^{supp} die Vorlauftemperatur des zugehörigen Wärmeträgerfluids – sowie mit den isobaren Gesamtwärmekapazitäten C_p^{evap} und C_p^{cond}

$$C_p^{\text{evap}} \equiv m_{\text{pool}} c_p^{\text{H}_2\text{O}, \text{lq}} + m_{\text{Cu}} c_p^{\text{Cu}}, \quad C_p^{\text{cond}} \equiv m_{\text{Cu}} c_p^{\text{Cu}}$$

ergibt sich für den Verdampfer

$$\frac{dT_{\text{evap}}}{dt} = \frac{1}{C_p^{\text{evap}}} \begin{cases} P_{\text{hx}}^{\text{evap}} - h_{\text{evap}} m_{\text{sor}} \frac{\overline{dx}}{dt}, & \text{Adsorption,} \\ P_{\text{hx}}^{\text{evap}} - m_{\text{sor}} \frac{\overline{dx}}{dt} c_p^{\text{H}_2\text{O}, \text{lq}} (T_{\text{cond}} - T_{\text{evap}}), & \text{Desorption.} \end{cases} \quad (3.3)$$

Dabei gilt die erste Zeile für den Adsorptionshalbzyklus und die zweite für den Desorptionshalbzyklus, jeweils bei geöffnetem Ventil. Im Modell wird also davon ausgegangen, dass das Kondensat ohne Zeitverzögerung zum Verdampfer zurückgeführt wird. Für den Kondensator ergibt sich entsprechend

$$\frac{dT_{\text{cond}}}{dt} = \frac{1}{C_p^{\text{cond}}} \begin{cases} P_{\text{hx}}^{\text{cond}}, & \text{Adsorption,} \\ P_{\text{hx}}^{\text{cond}} - \left(h_{\text{cond}} - c_p^{\text{H}_2\text{O}, \text{gas}} \overline{\Delta T_{\text{cond}, \text{ads}}} \right) m_{\text{sor}} \frac{\overline{dx}}{dt}, & \text{Desorption,} \end{cases} \quad (3.4)$$

3 Konzeptentwicklung und Modellierung

wobei die mittlere Temperaturdifferenz $\overline{\Delta T_{\text{cond,ads}}} \equiv \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_{\text{cond}} - T_i^{\text{ads}})$ eingeführt wurde.

Schließlich lautet die Differentialgleichung für die Beladung dx_i/dt des i . Adsorberknotens mit dem effektiven Massenstromkoeffizienten ρ_{trans}

$$\frac{dx_i}{dt} = \begin{cases} \frac{\rho_{\text{trans}}}{m_{\text{sor}}} (p_{\text{evap}} - p_i^{\text{ads}}) , & \text{Adsorption,} \\ \frac{\rho_{\text{trans}}}{m_{\text{sor}}} (p_{\text{cond}} - p_i^{\text{ads}}) , & \text{Desorption.} \end{cases}$$

Wir nehmen Sättigungsdampfdruck in Verdampfer und Kondensator an. Damit lassen sich die Drücke in Verdampfer und Kondensator aus den entsprechenden Temperaturen berechnen. Für die Eigenschaften von Wasser werden die von der „International Association for the Properties of Water and Steam Industrial Formulation 1997“ festgelegten Formeln verwendet [IAP07].

3.3.1 ODE Solver

Das dargestellte gekoppelte Differentialgleichungssystem wird mithilfe des ODE Solvers `ode45` gelöst. Dieser Solver ist im Standardumfang von MATLAB enthalten. Es handelt sich um einen ODE Solver vierter Ordnung, der auf einer expliziten Runge-Kutta-(4,5)-Formel basiert, namentlich dem Dormand-Prince-Paar, kombiniert mit einer adaptiven Schrittweitensteuerung.

3.3.2 Kontinuierliche Pfropfenströmung

Um die adaptive Schrittsteuerung verwenden zu können und zur Anpassung der Pfropfengröße an das jeweilige System wird eine kontinuierliche Pfropfenströmung (Englisch: „fractional plug flow“, siehe Abbildung 3.4) eingesetzt. Zunächst wird ein Teil des Fluids aus einem Pfropfen entnommen, und anschließend wird diese Fluidmenge in den nächsten Fluidpfropfen vermischt. Dabei entsteht numerische Dissipation, die geringer als die entsprechende physikalische Dissipation sein sollte. Eine zusätzliche, rein numerisch bedingte Entropieerhöhung muss klein gegenüber der physikalischen bleiben.

Beim Wechsel zwischen den Halbzyklen (Adsorption \rightarrow Desorption, oder Desorption \rightarrow Adsorption) schließt sich zunächst das Dampfventil zum jeweils zuvor verbundenen Wärmetauscher (Verdampfer oder Kondensator). Zunächst bleiben dann aber beide Ventile geschlossen, bis sich der Druck p_{chamber} in der Kammer entweder auf Verdampfdruck p_{evap} erniedrigt hat (Adsorptionshalbzyklus) oder sich p_{chamber} auf den Kondensatordruck p_{cond} erhöht hat (Desorptionshalbzyklus). Genau zu diesem Zeitpunkt öffnet sich das Ventil automatisch, siehe dazu auch Abbildung 3.3. Die thermische Ankopplung des Wasserdampfes in der Kammer an die Adsorberknoten nehmen wir als sehr gut an, daher wird seine Temperatur T_{chamber} direkt auf die Mitteltemperatur der Adsorberknoten $T_{\text{chamber}} = \overline{T^{\text{ads}}} = \frac{1}{n} \sum_i T_i^{\text{ads}}$ gesetzt. Die Druckänderung des Wasserdampfes wird über die idealen Gasgleichung $p_{\text{chamber}} V_{\text{chamber}} = n_{\text{chamber}} R T_{\text{chamber}}$ bestimmt, wobei sich sowohl die Stoffmenge in der Kammer (Adsorption, Desorption einzelner Knoten) als auch die Temperatur des Wasserdampfes ändern. Die Modellierung mithilfe der Annahme eines idealen Gases ist bei niedrigen Drücken im 10-Millibar-Bereich zulässig.

Durch die kontinuierliche Pfropfenströmung werden dem Solver erst Zeitschritte in einem weitem Größenbereich erlaubt. Dies ist für eine effiziente und akkurate numerische Lösung

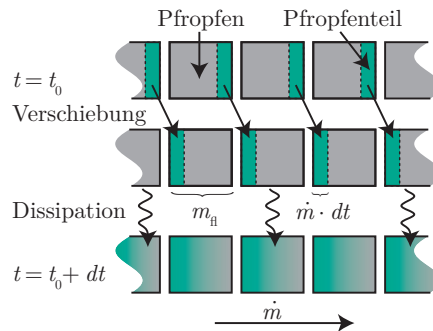


Abbildung 3.4: Visualisierung zur kontinuierlichen Pfropfenströmung. dt bezeichnet einen finiten internen Zeitschritt. Zunächst wird ein Bruchteil $\alpha = \dot{m}dt/m_{\text{H}}$ eines Pfropfens (englisch: fractional plug) weitergeschoben („Verschiebung“), dann wird für jeden Pfropfen die neue Mischungstemperatur berechnet („Dissipation“).

unbedingt erforderlich. Andererseits sind Speicher und Adsorber separate Komponenten, so dass die entsprechenden Differentialgleichungen in beiden Komponenten separat und sequentiell gelöst werden. Auch die Regelung – etwa zur Extraktion Fluids höherer oder niedriger Temperatur, nachdem der Sollwert dynamisch verändert wurde – kann nur nach Ablauf von n_{ex} externen Zeitschritten eingreifen: In diesen Zeitabständen erfolgt die Synchronisation zwischen Speicher- und Adsorberkomponenten. Hier muss ein Kompromiss zwischen möglichst kurzer Totzeit und genügend großen externen Zeitschritten gefunden werden. Im Vergleich zu realistischen Totzeiten eines Mehrwegeventils ist die Totzeit im Modell aber sehr gering.

Extrahiert man mehrere Fluidpfropfen aus dem Speicher, um dann eine längere Simulationszeit für die Adsorberkomponente zu erhalten, so erfolgt keine weitere Vermischung mehr mit den im Speicher vorliegenden Pfropfen. Entsprechend darf dann aus Symmetriegründen auch keine Vermischung zwischen dem Speicherfluid und den aus dem Adsorber ausströmenden Fluidpfropfen erfolgen. Dies wird erreicht, indem aus den Temperaturen des letzten Fluidpfropfens – die vom Solver für alle internen Zeitschritte bestimmt werden – über einen gewichteten Mittelwert die Temperaturen von n_{ex} Fluidpfropfen bestimmt werden. Diese Fluidpfropfen werden dann anschließend in den Speicher eingeschichtet.

3.3.3 Geometrie eines Adsorberelements

Entsprechend der Motivation des Vorhabens wurde der Einsatz neuartiger Hochleistungs-Adsorber im Stratisorp-System untersucht, wie sie im Rahmen des Fraunhofer-Eigenforschungsprojekts THOKA (vergleiche Unterabschnitt 1.2.3) vom Fraunhofer ISE zusammen mit Partnern entwickelt wurden. Wie bereits in Abschnitt 2.3 beschrieben, standen Messergebnisse des Fraunhofer ISE an einem Adsorber-Prototypen nicht rechtzeitig zur Verfügung, um noch für die Parametrierung des Adsorbermodells verwendet werden zu können. Ein Demonstrator für ein Adsorberelement mit Matrix-Adsorbens-Komposit wurde jedoch inzwischen fertiggestellt und ist in Abbildung 3.5 zu sehen. Für die Fluidkanäle wurden dabei extrudierte Aluminium-Flachrohre verwendet, wie sie in der Automobilindustrie bereits als Großserienprodukt in Motorkühlern Verwendung finden. Die Trägerstruktur des Adsorbens besteht aus versinterten Aluminium-Kurzfasern, die mit den Flachrohren un-

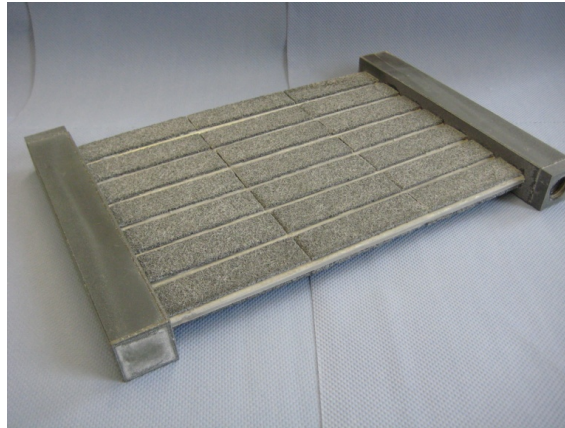


Abbildung 3.5: Im Rahmen eines Eigenforschungsprojekts der Fraunhofer-Gesellschaft hergestellter Adsorber-Prototyp mit extrudierten Flachrohren und Adsorbens-Aluminiumfaser-Komposit, bei dem der Zeolith direkt auf den Aluminiumfasern aufkristallisiert wurde. Man erkennt die Sandwich-Struktur aus Flachrohr und Metallschwamm-Komposit (Bildrechte: Fraunhofer ISE).

ter Vakuum zu einer Sandwich-Struktur (Fasern-Flachrohr-Fasern) verlötet werden. Der Zeolith wird in einem Autoklaven direkt auf die Aluminiumfasern aufkristallisiert, dabei entsteht der Matrix-Adsorbens-Komposit.

Der in unserem Modell betrachtete Adsorber besteht ebenfalls aus Sandwich-Elementen, deren Geometrie und Anordnung aber von der des Demonstrators abweichen. Der grundsätzliche Aufbau ist in Abbildung 3.6a gezeigt. Die Sandwiches werden vertikal übereinander gestapelt und stecken quer in den Sammelkanälen. Zwischen zwei Sandwiches bleibt jeweils ein Spalt für den Dampftransport vom und zum Adsorbens frei. Im Modell werden zwei verschiedene Geometrien für die Sandwich-Struktur betrachtet, um sowohl die im Fraunhofer-Projekt THOKA entwickelte Herstellungsrouten als auch eine mögliche Weiterentwicklung mit verbesserten Wärmeübertragungseigenschaften abbilden zu können:

1. Die Sandwich-Struktur der ersten Variante entspricht der des Demonstrators (Abbildung 3.5). Die einzelnen Fluidkanäle in den extrudierten Flachrohren sind näherungsweise quadratisch, der Durchmesser beträgt etwa 2 mm. Die Wandstärken betragen ca. 0,5 mm. Im Unterschied zum Demonstrator werden in der hier angenommenen Adsorbergeometrie die Flachrohre bzw. Sandwich-Elemente jedoch quer in die Fluidsammelrohre eingelötet (wie in Abbildung 3.6a zu sehen). Die Breite der einzelnen Elemente beträgt ca. 30 mm.
2. Die zweite Variante beinhaltet eine Reihe von Anpassungen an das Stratisorp-System, die bisher noch nicht in der Praxis umgesetzt wurden, aber mit marktverfügbaren Fertigungsverfahren erreichbar sein sollten. Das Fertigungsverfahren basiert auf einem Laserschweißen von zuvor durch Innenhochdruckumformung mit Kanalstrukturen versehenen dünnen Blechen. Dadurch können prinzipiell feinere Kanalstrukturen erhalten werden als bei den extrudierten Flachrohren. Dies erhöht den effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten und verkleinert – wichtig für die Wärmerückgewinnung – die thermische Masse durch eine reduzierte Totmasse. Somit wird

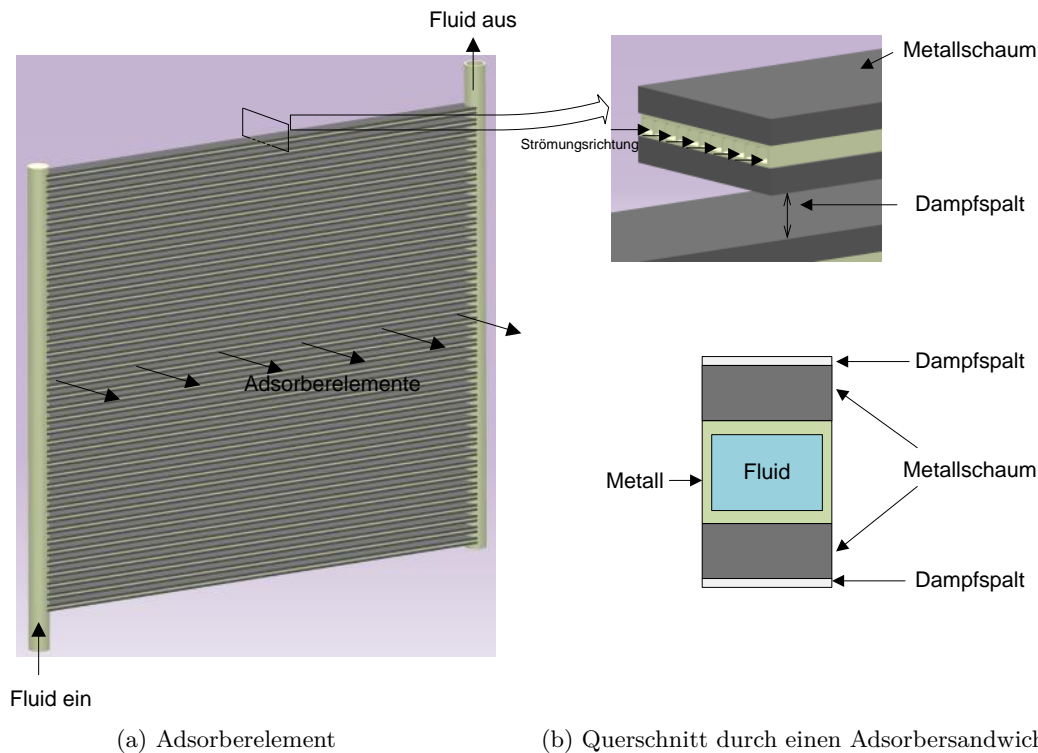


Abbildung 3.6: Extrudierter Adsorber

das Verhältnis zwischen sorptiver und sensibler Wärme verbessert. Um trotz dieser feinen Kanalstruktur den Druckverlust gering zu halten ist eine hierarchische Kanalstruktur erforderlich (Hauptsammelkanäle, feinere Sammelkanäle, sehr feine Kapillarkanäle für die eigentliche Wärmeübertragung). Die Höhe dieser Kapillarkanäle beträgt ungefähr 0,3 mm, die Breite etwa 1,2 mm. Die Wandstärken wurden ebenfalls etwas reduziert und sollen 0,4 mm betragen.

Die Sandwiches werden parallel durchströmt. Dadurch erhöht sich die Gesamtfläche A_{ads} des Adsorber-Wärmetauschers proportional mit der Anzahl an Sandwiches. Die Wärmeübertragungsleistung steigt bei gleichbleibendem ΔT entsprechend an.

3.3.4 Parameter der Aluminium-Faserstruktur und des Zeolithen

Um den Einfluss der Trägerstruktur des Adsorbens zu untersuchen, wurden zwei unterschiedliche Ausprägungen der Faserstrukturen untersucht. Sie unterschieden sich in der Dichte (bzw. der Porosität Φ) und in der Menge des aufgetragenen Zeoliths. Schließlich unterscheiden sie sich auch in der Wärmeleitfähigkeit. Die für den THOKA-Demonstrator hergestellte Faserstruktur bezeichnen wir als *experimentell*, die zukünftig mit hoher Wahrscheinlichkeit herstellbare Struktur als *optimal*.

Aus experimentellen Daten des THOKA-Projekts wurde die Porosität $\Phi = 1 - \rho/\rho_0$ (u. a. bestimmt über Voxel-Daten aus einer Computertomographie) vor und nach der Aufkristallisation des Zeolithen bestimmt. Dabei bezeichnet ρ_0 die Skelettdichte, also die Dichte des Metalls (hier eine Aluminium-Kupfer-Legierung), und ρ die scheinbare Dichte der Fa-

Tabelle 3.1: Übersicht über die Parameter der Faserstrukturen und der Zeolithschicht

Größe	Einheit	experimentell	optimal
Porosität der Faserstruktur Φ (ohne Zeolith)	1	0,81	0,81
Volumenfüllungsanteil r (nur Zeolith)	1	0,10	0,24
Wärmeleitfähigkeit λ	$W(m \cdot K)^{-1}$	6	12

serstruktur (incl. Porenvolumen). Die verwendeten Daten befinden sich in Tabelle 3.1. Die Parameter haben nicht nur Einfluss auf den Wärmedurchgangskoeffizienten von Wärmeträgerfluid auf Zeolith und die Zeolithmenge, sondern auch auf die thermische Masse des Adsorbers.

Bezüglich der Zeolithdichte im Kompositen wurde angenommen, dass sich die im THOKA-Projekt mit einem bestimmten Zeolith (SAPO-34) erreichten Werte auf die in diesem Vorhaben betrachteten anderen Zeolithe übertragen lassen. Diese Annahme ist mit Vorsicht zu betrachten, da Aufkristallisationsprozesse von Zeolithen für verschiedene Zeolithtypen unter sehr unterschiedlichen Bedingungen ablaufen. Die für das THOKA-Projekt eingesetzte konsumptive Aufkristallisation von SAPO-34 auf Aluminium [BHMS09] wurde von der SorTech AG über mehrere Jahre intensiv entwickelt, um die gewünschte Kristallstruktur bei einer für solche Prozesse sehr hohen Schichtdicke von 30 μm bis 50 μm zu erreichen. Von dem in diesem Vorhaben hauptsächlich betrachteten Zeolith 13X ist noch keine Aufkristallisation auf Aluminium bekannt, die hohe Schichtdicken erreichen würde. Möglicherweise lässt sich das hier angenommene Massenverhältnis auch durch Coating-Verfahren (Beschichtung mittels einer Zeolith-Suspension) erreichen, für die praktische Umsetzbarkeit wären dann jedoch Korrosionsprobleme zu beachten, die bei der Aufkristallisation aufgrund der geschlossenen Zeolith-Oberfläche keine so große Rolle spielen. So muss insgesamt davon ausgegangen werden, dass zur Realisierung der hier angenommenen Adsorber mit dem 13X-Zeolith noch mehrjährige Forschungs- und Entwicklungsarbeiten erforderlich sind.

3.3.5 Wesentliche Adsorberparameter für die Simulationen

Aus den Geometriedaten und den Struktureigenschaften in den Abschnitten 3.3.3 und 3.3.4 können die für die Simulationen wichtigen Adsorbereigenschaften berechnet werden. Dazu gehören die effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten $k_{\text{hx}}^{\text{ads}}$ für die Wärmeübertragung vom Wärmeträgerfluid auf den Zeolithen, die Gesamtfläche des Wärmeübertragers, die thermische Masse des Adsorbers m_{hx} und des enthaltenen Fluids $c_p^{\text{fl}} m_{\text{fl,total}}^{\text{ads}}$ sowie der effektive Wärmeleitkoeffizient κ_{norm} zwischen den einzelnen Adsorberknoten in Fluidrichtung:

$$\kappa_{\text{norm}} = \lambda_{\text{norm}} A_{\text{norm}} \frac{n}{l}.$$

Die für die verschiedenen Konfigurationen berechneten Adsorberparameter sind in Tabelle 3.2 aufgeführt.

3.3.6 Skalierung der Adsorberparameter

Die hier vorgestellten Parameter des Adsorbers werden auf Basis der Geometrie eines Sandwichelements berechnet. Die Anzahl der Sandwiches liegt fest, wenn das Adsorbervolumen

Tabelle 3.2: Übersicht über wesentliche Parameter für vier Adsorberkonfigurationen. Die Parameter wurden für ein Adsorbervolumen $V_{\text{ads}} = 18 \text{ L}$ bestimmt.

Parameter	Einheit	lasergeschweißt		extrudiert	
		experim.	optimal	experim.	optimal
Adsorbensmasse m_{sor}	kg	2,1	5,1	1,8	4,3
Adsorbermasse m_{hx}	kg	13,1	13,1	14,1	14,1
Spezifische effektive Adsorberwärmekapazität c_p^{hx}	J/kg K	850	850	850	850
Fluidmasse im Adsorber m_{fl}	kg	1,4	1,4	2,3	2,3
Adsorbervolumen V_{ads}	L	18,0	18,0	18,0	18,0
Effektiver Wärmedurchgangs- koeffizient $U_{\text{hx}}^{\text{ads}}$	W/m ² K	640	750	330	360
Adsorberfläche $A_{\text{hx}}^{\text{ads}}$	m ²	3,5	3,5	3,4	3,4
$U_{\text{hx}}^{\text{ads}} \cdot A_{\text{hx}}^{\text{ads}}$	W/K	2230	2650	1130	1220
$\kappa_{\text{norm}} = \lambda_{\text{norm}} \cdot A_{\text{norm}} \cdot n/l$	W/K	62	79	28	33
m_{pipes}	kg	5	5	5	5
c_p^{pipes}	J/kg K	1700	1700	1700	1700

Tabelle 3.3: Übersicht über wesentliche Parameter für vier Adsorberkonfigurationen. Die Adsorberparameter wurden auf eine Adsorbensmasse von $m_{\text{soll}}^{\text{sor}} = 3 \text{ kg}$ skaliert.

Parameter	Einheit	lasergeschweißt		extrudiert	
		experim.	optimal	experim.	optimal
Adsorbensmasse m_{sor}	kg	3,0	3,0	3,0	3,0
Adsorbermasse m_{hx}	kg	18,6	7,7	23,6	9,9
Spezifische effektive Adsorberwärmekapazität c_p^{hx}	J/kg K	850	850	850	850
Fluidmasse im Adsorber m_{fl}	kg	2,0	0,9	3,9	1,6
Adsorbervolumen V_{ads}	L	25,6	10,7	30,3	12,6
Effektiver Wärmedurchgangs- koeffizient $U_{\text{hx}}^{\text{ads}}$	W/m ² K	640	750	330	360
Adsorberfläche $A_{\text{hx}}^{\text{ads}}$	m ²	5,0	2,1	5,7	2,4
$U_{\text{hx}}^{\text{ads}} \cdot A_{\text{hx}}^{\text{ads}}$	W/K	3180	1570	1900	850
$\kappa_{\text{norm}} = \lambda_{\text{norm}} \cdot A_{\text{norm}} \cdot n/l$	W/K	88	47	47	23
m_{pipes}	kg	5	5	5	5
c_p^{pipes}	J/kg K	1700	1700	1700	1700

Tabelle 3.4: Übersicht über die Standardparameter von Verdampfer und Kondensator

Parameter	Einheit	Verdampfer	Kondensator
Vorlaufmassenfluss \dot{m}_{supp}	kg/s	4	2
Fluidmasse im Pool $m_{\text{evap}}^{\text{pool}}$	kg	20	—
Effektiver Wärmedurchgangskoeffizient U_{hx}	W/m ² K	400	400
Wärmeübertragerfläche A_{hx}	m ²	10	5

V_{ads} festgelegt wird. Um vergleichbare Simulationen mit unterschiedlichen Adsorberdesigns zu ermöglichen, ist es jedoch sinnvoll, eine feste Adsorbensmasse $m_{\text{soll}}^{\text{sor}}$ zu verwenden. Damit bleibt der Dampfumsatz pro Zyklus $m_{\text{sor}}\Delta x$ – hierbei ist Δx der Beladungsumsatz pro Zyklus – und damit auch die sorptive Wärme für alle Simulationen ungefähr gleich. Dies gilt allerdings nicht für die sensible Wärme: Ein weiterer wichtiger Parameter eines Adsorberdesigns ist genau das Verhältnis von sensibler zu sorptiver Wärme. Es ist verknüpft mit dem Verhältnis von Adsorbensmasse m_{sor} zur effektiven thermischen Masse des gesamten Adsorbers C_p^{ads} . Die sensible Wärme während eines Zyklus ändert sich also, auch wenn die Adsorbensmasse konstant gehalten wird.

Um nun vergleichbare Adsorber zu erhalten, werden zunächst alle Adsorberparameter wie oben aus den Geometriedaten berechnet. Anschließend erfolgt eine Skalierung der Adsorbensmasse m_{sor} auf die zuvor festgelegte Adsorbensmasse $m_{\text{soll}}^{\text{sor}}$. Dabei muss zwischen Parametern unterschieden werden, die sich bezüglich solch einer Skalierung invariant verhalten (etwa $U_{\text{hx}}^{\text{ads}}$) und solchen, die linear mit der Adsorbensmasse skalieren (etwa A_{ads}). Der Skalierungsfaktor berechnet sich zu

$$\beta = \frac{m_{\text{soll}}^{\text{sor}}}{m_{\text{sor}}}.$$

Alle nicht-invarianten Parameter skalieren mit β , d. h. sie sind ebenfalls linear in einer Volumenänderung des Adsorbers. Die Parameter für einen skalierten Adsorber sind in Tabelle 3.3 aufgeführt.

3.3.7 Parameter für Verdampfer und Kondensator

Für die mit jeweils einem Temperaturnoten abgebildeten Wärmeübertrager des Verdampfers und Kondensators wurden die in Tabelle 3.4 zusammengefassten Parameter als Standardwerte für die Systemsimulationen gewählt. Beide Bauteile werden als Lamellen-Wärmeübertrager angenommen, wobei der Verdampfer als teilgefütet angenommen wird. Die Massenströme wurden dabei so hoch gewählt, dass auch bei einer äußeren Verdampfer-Vorlauftemperatur von 5 °C kein Einfrieren des Verdampfers auftritt. In einem realen System würde man i. A. geringere Massenströme wählen, da auch eine kurzzeitige Eisbildung im Verdampfer unkritisch ist. Im Modell führt diese Situation jedoch zu einem Abbruch der Simulation, da ein möglicher Phasenübergang im Verdampfer im Modell bisher nicht vorgesehen ist. Der Einfluss der hohen Massenströme auf die Leistungszahlen ist gering, wie die Simulationen zur Abschätzung einer Jahresheizzahl im Unterabschnitt 6.3.2 zeigen, in denen mit einem geringeren Massenfluss im Kondensator gerechnet wurde.

3.4 Schichtspeicher: Konzeptentwicklung und Modellierung

Der Schichtspeicher stellt die zentrale Komponente des Stratisorp-Systems dar und erfüllt die primäre Funktion der Wärmerückgewinnung zwischen Adsorptions- und Desorptionsphase des oder der Adsorber, woraus eine Erhöhung der Arbeitszahl resultiert. Darüber hinaus kann der Speicher auch noch die Funktion eines Pufferspeichers übernehmen, der Antriebswärme für die Adsorptionswärmepumpe zwischenspeichert von einem Angebotszeitpunkt bis zu einem Bedarfszeitpunkt. Diese Zeitskala beträgt typischerweise Stunden bis Tage und ist somit wesentlich länger als die Zeitskala des Sorptionszyklus (wenige Minuten bis halbe Stunde). Inwieweit der Speicher auch diese Pufferfunktion mit übernehmen kann, hängt vor allem vom gewählten Speichervolumen ab.

Als Referenzfall wurde ein Speicher ausgewählt, dessen Größe gerade zur Wärmerückgewinnung im Adsorptionszyklus ausreichend ist. Anhand erster Simulationsergebnisse mit dem zu Vorhabensbeginn vorhandenen Modell fiel die Wahl auf ein Speichervolumen von 50 Litern. Heuristisch wurde davon ausgegangen, dass ein möglichst hoher, schmaler Speicher aufgrund der verringerten vertikalen Temperaturgradienten und der verringerten Turbulenzneigung zu den geringstmöglichen Durchmischungseffekten und somit zum minimalen vertikalen Wärmetransport führt. Da das Kippmaß eines Speichers für Gebäudeanwendungen bei maximal ca. 2300 mm liegen sollte, wurde eine Innenhöhe des Speicherbehälters von 1900 mm gewählt. Diese Geometrie wurde für die im Kapitel 4 beschriebenen CFD-Simulationen verwendet.

Für die Systemsimulation wurde ein stark vereinfachtes, eindimensionales Speichermodell benötigt, das mit dem Modell der Pfropfenstömung im Adsorber verträglich ist. Eine direkte Kopplung zwischen einer CFD-Simulation des Speichers und dem zuvor beschriebenen Systemmodell wurde als nicht zielführend verworfen, da aufgrund der Systemdynamik viele Zyklen simuliert werden müssen, bis ein eingeschwungener, stationärer Zyklus erreicht ist. Die instationäre CFD-Simulation hierzu hätte die verfügbaren Rechenkapazitäten überstiegen und eine systematische Parametervariation unmöglich gemacht.

Die Herangehensweise an das Speichermodell war daher, ein einfaches, eindimensionales Modell aufzustellen (beschrieben in Unterabschnitt 3.4.4), das die Strömungsvorgänge im Speicher näherungsweise durch „eindimensionale Effektivparameter“ abbildet, und diese Parameter auf Basis detaillierter CFD-Simulationen (siehe Kapitel 4) möglichst gut abzuschätzen.

3.4.1 Konzeptentwicklung für Be- und Entladelanzen

Konstitutives Merkmal für den Schichtspeicher im Stratisorp-System ist, dass eine gezielte temperaturgeregelt *Ausschichtung* in verschiedenen Höhen benötigt wird. Bei herkömmlichen Schichtspeichern, wie sie aus der Solartechnik bekannt sind, erfolgt die Fluidentnahme (*Ausschichtung*) bei einer festen Speicherhöhe, nur die *Einschichtung* in den Speicher erfolgt temperaturabhängig. Die temperaturgeregelt *Ausschichtung* muss prinzipiell durch eine aktive Auswahl der Entnahmehöhe aus dem Speicher erfolgen. Dies kann z. B. über ein Mehrwegeventil außerhalb des Speichers realisiert werden. Die *Einschichtung* des Fluids, das nach Durchströmen des Adsorbers in den Speicher zurückfließt, kann möglicherweise passiv erfolgen, d. h. über eine Schichtbeladeeinheit, durch deren Anordnung das Fluid in der Höhe in den Speicher einströmt, an der die Schichttemperatur etwa mit der Temperatur des einströmenden Fluids übereinstimmt. Aus der Solartechnik sind

mehrere dort gut funktionierende Schichtbeladeeinrichtungen bekannt [And+08; Ham08; SAF05; Fur+05]. Hinsichtlich der Einschichtung unterscheidet sich der Stratisorp-Speicher von Solar-Schichtspeichern im Volumenstrom (deutlich schnellere Umwälzung des Speichervolumens als in Solaranlagen), im verwendeten Speicherfluid (hier Thermoöl) und im Temperaturbereich (hier bis 200 °C). Im Rahmen des Forschungsvorhabens sollte daher geprüft werden, ob eine der aus der Solartechnik bekannten Schichtbeladeeinrichtungen für die veränderten Einsatzbedingungen tauglich ist. Weitergehende Überlegungen zu den Realisierungsmöglichkeiten verschiedener Varianten sind im Kapitel 5 beschrieben.

3.4.2 Konzeptentwicklung für Heizer und Kühler

Im Rahmen dieses Vorhabens wurde nur das einfachste mögliche Stratisorp-System untersucht. Dieses weist – im Unterschied zum Standardfall bei Adsorptionskältemaschinen – nur einen Adsorber auf. Insbesondere für Systeme kleiner Leistung kann dies ein Vorteil sein, da die Systemkomplexität und der Herstellungsaufwand reduziert werden. In vielen Anwendungsfällen, z. B. bei der solaren Kühlung und bei der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung, ist es jedoch erwünscht, dem Sorptionssystem kontinuierlich Antriebswärme zuführen zu können. Da ein einzelner Adsorber nur während seiner Desorptionsphase Antriebswärme benötigt, muss also der Heizer in den Schichtspeicher integriert oder so mit ihm gekoppelt werden, dass der Speicher auch als Pufferspeicher für die während der Adsorptionsphase zugeführte Antriebswärme dienen kann. Im Modell wurde dies so umgesetzt, dass der Heizer kontinuierlich den oberen Speicherbereich beheizt.

Aus ähnlichen Überlegungen wurde in unserem Modell auch der Kühler direkt an den Speicher gekoppelt. Wenn der Volumenstrom durch den Adsorber \dot{m} so gewählt wird, dass im Verlauf eines Zyklus das gesamte Speichervolumen rechnerisch einmal durch den Adsorber fließt, dann ist sofort klar, dass der Volumenstrom des Heizers \dot{m}_{heater} kleiner sein muss, damit auch während der Adsorptionsphase immer eine Temperaturdifferenz zwischen Heizerein- und -auslass anliegt. Entsprechendes gilt für den Kühler. Mit $\dot{m}_{\text{heater}} = \gamma_{\text{heater}}\dot{m}$ und $\dot{m}_{\text{cooler}} = \gamma_{\text{cooler}}\dot{m}$ gilt also $0 < \gamma_{\text{heater}}, \gamma_{\text{cooler}} \leq 1$. Bei kleinem Massenstrom durch Heizer und Kühler reduziert sich auch die jeweilige Pumpenergie. Die Entnahmehöhen von Heizer und Kühler müssen passend zu den Massenströmen gewählt werden, insbesondere wenn während des gesamten Zyklus eine bestimmte Mindest-Temperaturspannung am Heizer bzw. Kühler aufrechterhalten werden soll. Dies ist z. B. wichtig, wenn der Heizer ein Blockheizkraftwerk ist, das bei Überschreiten einer bestimmten Rücklauftemperatur von der Wärmesenke in den Betriebsmodus „Störung“ geht.

3.4.3 Geometrie des Speichers

Die Geometrie des Schichtspeichers, der für die Wärmerückgewinnung benötigt wird, wurde zunächst für eine Menge von 50 kg Wärmeträgerfluid ausgelegt. Als Wärmeträgerfluid wurde sowohl Wasser als auch Thermoöl mit einer jeweiligen Massendichte von $\rho_{\text{oil}} \approx 1000 \text{ kg/m}^3$ vorgesehen.

Das Wärmeträgerfluid am Tankboden wird mittels einer externen Wärmesenke ungefähr auf Kondensatortemperatur T_{cond} gehalten, die der mittleren Temperatur des Wärmepumpenzyklus T_{mid} entspricht. Die Wärmesenke wird dabei in Form eines *Kühlers* realisiert, der die Wärme entweder an das Raumheizungssystem und an das Warmwassersystem (Vorlauftemperatur, Wärmepumpenfall) oder per Kühlturm an die Umgebung abführt

Tabelle 3.5: Geometrie des Tanks

Parameter	Einheit	Wert
Tankhöhe L	m	1,9
Innerer Tankdurchmesser $d_1 = 2r_1$	m	0,19
Wandstärke d	m	0,0025

(Rückkühltemperatur, Kältemaschinenfall).

Das Wärmeträgerfluid am Tankdeckel wird entsprechend auf der maximalen Desorptionstemperatur T_{desorp} gehalten. Der externe *Heizer* überträgt dabei Wärme in den Tank, die er beispielsweise aus der Abwärme einer Wärmekraftmaschine oder eines industriellen Prozesses, aus einem Sonnenkollektorfeld oder durch die Verbrennung von Biomasse oder Biogas oder auch Erdgas gewinnen kann.

Dazwischen steigt die Temperatur aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Massendichte des Wärmeträgerfluids mit der Tankhöhe an. Wegen dieser Temperaturschichtung bezeichnet man einen solchen Speicher als *Schichtspeicher*. Für die Wärmerückgewinnung ist diese Eigenschaft entscheidend, da auf diese Weise Wärme unterschiedlicher Temperaturen eingespeichert und auch wieder extrahiert werden kann. Eine Vermischung der Schichten untereinander muss möglichst vermieden werden.

Bei Annahme eines Verhältnisses zwischen Länge L und Innendurchmesser d_1 von 10 sowie 50 kg Tankinhalt beträgt der Innenradius des Tanks $r_1 = 0,095$ m und die Höhe $L = 1,9$ m. Die Wandstärke wird mit $d = 0,0025$ m angenommen. Diese Werte sind in Tabelle 3.5 zusammengefasst.

3.4.4 Mathematische Modellierung des Schichtspeichers, Energiebilanz

Um die Temperaturschichtung im Modell abzubilden, wird der Tank entlang seiner Höhe in eine feste Anzahl von Schichten aufgeteilt. n_{layers} bezeichnet die Anzahl der Schichten. Jeder Schicht wird eine Temperatur zugeordnet, d. h. eine Schicht entspricht einem Temperaturknoten des Modells mit einer uniformen (Durchschnitts-)Temperatur. Temperaturunterschiede in radialer Richtung bleiben unberücksichtigt. Die Schichten entsprechen weiterhin den Pfropfen einer Pfropfenströmung, die eine festen Fluidmenge $m_{\text{layers}} \equiv m_{\text{sp}}/n_{\text{layers}}$ enthalten. Die Schichten stehen allerdings im Wärmeaustausch mit benachbarten Schichten.

Die Bilanzgleichungen jeder Schicht berücksichtigen den Wärmeaustausch mit den benachbarten Schichten sowie den Wärmeverlust durch die Tankwand an die Umgebung. Die Bilanzgleichungen entsprechen gekoppelten Differentialgleichungen in der Zeit, die einmal in jedem externen Zeitschritt Δt von einem ODE Solver gelöst werden. Hier wurde der MATLAB Solver `ode45` verwendet (siehe hierzu auch in Unterabschnitt 3.3.1). Lösungen dieses Differentialgleichungssystems sind die Temperaturen der Speicherschichten zu einem bestimmten Zeitpunkt. Das Modell wird in Abbildung 3.7 grafisch veranschaulicht.

Bei der Entwicklung des eindimensionalen Tankmodells wurden die folgenden Annahmen getroffen [New95]:

1. Die Wärmeübertragung von und zu benachbarten Schichten wird nur über eine effektive Wärmeleitung λ_{eff} modelliert, die sowohl konduktive als auch jene konvektiven

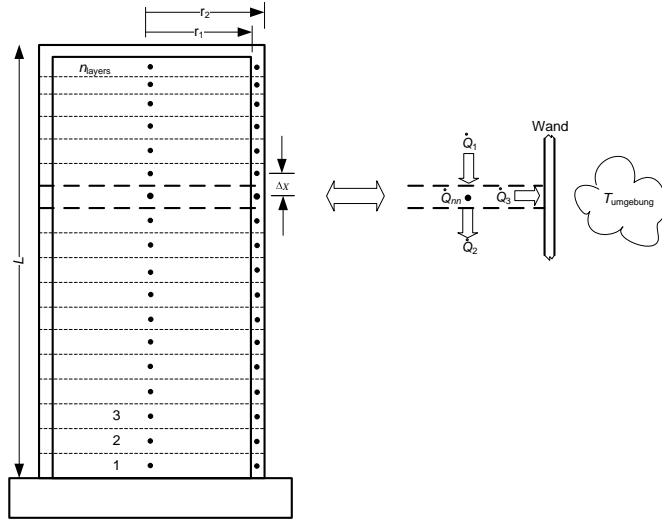


Abbildung 3.7: Eindimensionales Modell des Schichtspeichers

Anteile umfasst, die nicht über Schichtbewegungen im Sinne einer idealen Pfropfenströmung im Speicher abgebildet werden können.

2. Die Temperatur des Fluids und die des angrenzenden Wandabschnitts sind gleich.

Für die folgenden Gleichungen werden einige Konstanten unter Verwendung der Schichtdicke ΔX wie folgt definiert:

$$\begin{aligned} X &\equiv \frac{U_{\text{end}} \cdot A_c}{m_{\text{fl}}} \cdot c_p^{\text{fl}}, & Y &\equiv \frac{(\lambda_{\text{eff}} + \Delta\lambda) \cdot A_c}{m_{\text{fl}} \cdot \Delta X \cdot c_p^{\text{fl}}}, \\ Z &\equiv \frac{U_{\text{wall}} \cdot A_{\text{conv}}}{m_{\text{fl}} \cdot c_p^{\text{fl}}}, & Y_2 &\equiv -2 \cdot Y, \end{aligned} \quad (3.5)$$

wobei $A_c = \pi r_1^2$, $A_{\text{conv}} = 2\pi r_1 \cdot \Delta X$ und

$$\begin{aligned} U_{\text{wall}} &= \left(\left(\frac{r_2}{\lambda_{\text{insu}}} \cdot \ln \frac{r_2}{r_{\text{out}}} \right) + \left(\frac{r_{\text{out}}}{r_2} \cdot \frac{1}{h_{\text{out}}} \right) \right)^{-1}, & U_{\text{end}} &= \left(\frac{X_{\text{insu}}}{\lambda_{\text{insu}}} + \frac{1}{h_{\text{out}}} \right)^{-1}, \\ \Delta\lambda &= \lambda_{\text{wall}} \cdot \frac{\pi(r_2^2 - r_1^2)}{A_c}. \end{aligned}$$

$\Delta\lambda$ wird dabei als *additive Wärmeleitfähigkeit* bezeichnet [New95].

Damit ergibt sich die Differentialgleichung für die Temperatur des untersten Knotens T_1^{SP} zu

$$\frac{dT_1^{\text{SP}}}{dt} = (Y - Z - X) \cdot T_1^{\text{SP}} + Y \cdot T_2^{\text{SP}} + (Z + X) \cdot T_{\text{umb}} \quad (3.6)$$

Die Energiebilanz der untersten Fluidschicht ist in Abbildung 3.8a visualisiert. Die Differentialgleichung für die Temperatur der n . Fluidschicht dazwischen T_n^{SP} lautet

$$\frac{dT_n^{\text{SP}}}{dt} = Y \cdot T_{n-1}^{\text{SP}} + (Y_2 - Z) \cdot T_n^{\text{SP}} + Y \cdot T_{n+1}^{\text{SP}} + Z \cdot T_{\text{umb}}. \quad (3.7)$$

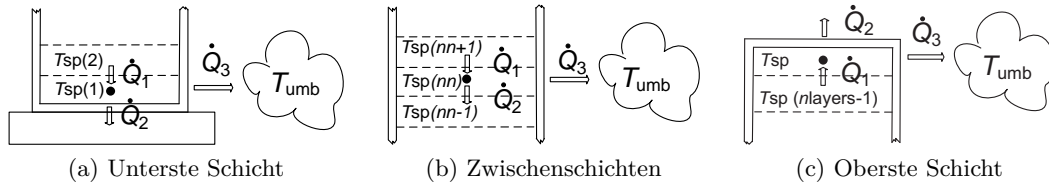


Abbildung 3.8: Energiebilanz für die Schichten des Speichers

Die Energiebilanz wird in Abbildung 3.8b visualisiert. Schließlich lautet die Differentialgleichung für die Temperatur der obersten Schicht (Visualisierung in Abbildung 3.8c)

$$\frac{dT_{n_{\text{layers}}}^{\text{SP}}}{dt} = (Y - Z - X) \cdot T_{n_{\text{layers}}}^{\text{SP}} + Y \cdot T_{n_{\text{layers}}-1}^{\text{SP}} + (Z + X) \cdot T_{\text{umb}} . \quad (3.8)$$

3.4.4.1 Heizer und Kühler im getakteten Betrieb

Die Modellierung von Heizer und Kühler in MATLAB erfolgt in Bezug auf ihre Wärmetauscher ideal: Die Wärmetauscher haben eine unendliche große Effektivität, d. h. sie erhitzen das Wärmeträgerfluid auf die maximale Temperatur T_{desorp} (Heizer) bzw. kühlen es auf die minimale Temperatur T_{mid} ab.

In der Modellierung wurde der reduzierte Massenstrom durch Heizer und Kühler (vergleiche Unterabschnitt 3.4.2) zunächst nicht direkt realisiert, sondern indirekt durch intermittierenden Betrieb von Heizer und Kühler erreicht: Auf diese Weise konnte dieselbe Pfropfenströmung in allen Komponenten des Modells verwendet werden, und es wurden keine Teilpfropfen benötigt. Die Pfropfengröße im Tank wurde genau so festgelegt, dass die Masse einer Speicherschicht m_{layers} genau der bewegten Masse bei Systemmassenstrom \dot{m} pro externem Zeitschritt entsprach: $m_{\text{layers}} = \dot{m}\Delta t$. Der Massenstrom zum Heizer wurde nun für einen Zeitanteil γ_{heater} ebenfalls mit dem Massenstrom \dot{m} betrieben, aber für einen Zeitanteil $1 - \gamma_{\text{heater}}$ abgeschaltet. Äquivalent wurde der Massenstrom durch den Kühler modelliert. Beträgt γ beispielsweise 0,2, so wird der entsprechende Massenstrom nur alle fünf Zeitschritte aktiviert.

Die Einschichtung des erhitzten oder abgekühlten Fluids erfolgt am Deckel oder am Boden des Schichtspeichers. Durch die idealen Wärmetauscher werden die Temperaturen T_{desorp} und T_{mid} erreicht. Die Extraktion erfolgt an in Abhängigkeit von den Wärmekurven festgelegten und optimierten Speicherhöhen h_{heater} und h_{cooler} . Dazwischen bewegen sich die Schichten nach unten (Heizer) oder nach oben (Kühler). Beim Heizer werden beispielsweise alle Schichten zwischen h_{heater} und $h(n_{\text{layers}})$ um eine Schicht nach unten verschoben, um den Massenstrom zu modellieren. Durch den getakteten Betrieb werden immer nur ganze Schichten bewegt.

Natürlich haben die Verhältnisse γ_{heater} und γ_{cooler} einen signifikanten Einfluss auf die Leistungszahlen COP_{heat} und COP_{cool} : Sie bestimmen gemeinsam mit h_{heater} und h_{cooler} die Menge an Wärme, die vom Heizer hinzugefügt bzw. durch die Heizung oder den Kühlturm abgeführt wird. Es ist also notwendig, γ_{heater} , γ_{cooler} sowie den Systemmassenstrom \dot{m} gut aufeinander abzustimmen.

Die getaktete Betriebsweise von Heizer und Kühler hat jedoch einige unerwünschte Nebeneffekte. Strömt beispielsweise das Wärmeträgerfluid im Adsorptionshalbzyklus durch

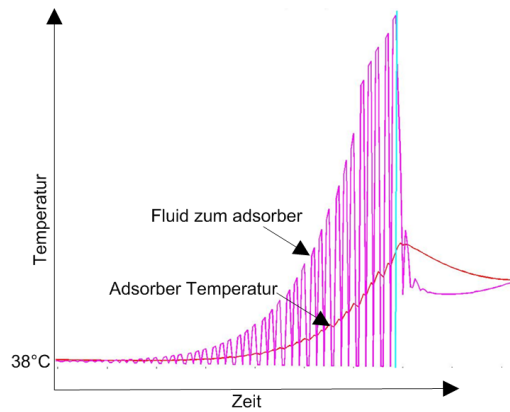


Abbildung 3.9: Die getaktete Betriebsweise des Kühlers verursacht Artefakte, hier Temperaturfluktuationen

tiefliegende Entnahmeringe aus, so sind gegen Ende des Halbzyklus am Adsorber Artefakte aufgrund des getakteten Kühlers zu sehen (Abbildung 3.9): In kurzen Abschnitten wird vom Kühler sehr kaltes Fluid am Tankboden eingefüllt. Anschließend erwärmt sich das Fluid aufgrund der Vermischung mit dem durch die Schichtladelanze einströmendem wärmeren Fluid und aufgrund von Konvektion und Wärmeleitung im Speicher so lange, bis der Kühler wieder aktiviert wird. Dieses Verhalten ist unrealistisch und muss damit in der Modellierung unterdrückt werden. Insbesondere kann es sich auch negativ auf die Regelung auswirken.

Ein äquivalenter Effekt kann am Ende des Desorptionshalbzyklus beobachtet werden. Vom Heizer wird im Abstand einiger Zeitschritte heißes Fluid eingefüllt. Deshalb schwankt die Temperatur der obersten Schichten sehr stark und diskontinuierlich. Diese Schwankungen sind dann auch am Adsorber zu sehen (Abbildung 3.9).

3.4.4.2 Pfropfenströmung im Schichtspeicher

Aufgrund der oben beschriebenen Nachteile der getakteten Betriebsweise und um die Pfropfengrößen in allen Komponenten anpassen zu können wurden schließlich alle Massenflüsse im Schichtspeicher mittels einer kontinuierlichen Pfropfenströmung abgebildet. Das bedeutet, dass in einer Zeiteinheit auch Teilpfropfen bewegt werden können (für die Beschreibung der kontinuierlichen Pfropfenströmung siehe Unterabschnitt 3.3.2). Dies hat zwar eine (sehr geringe) numerische Dissipation zur Folge, dafür müssen jedoch Heizer und Kühler nicht mehr in einer getakteten Betriebsweise operieren.

3.4.4.3 Simulationsablauf

Zu Beginn wird eine lineare Temperaturverteilung im Speicher angesetzt: Die unterste Schicht liegt dabei auf dem mittleren Temperaturniveau T_{mid} , die oberste Schicht wird auf Desorptionstemperatur T_{desorp} gesetzt. Auf diese Weise stellt sich nach wenigen Adsorptionszyklen ein stationäres Temperaturprofil im Speicher ein und die *Leistungszahl* oder *Heizzahl* (englisch: *Coefficient of Performance, COP*) im entsprechenden Betriebspunkt kann bestimmt werden.

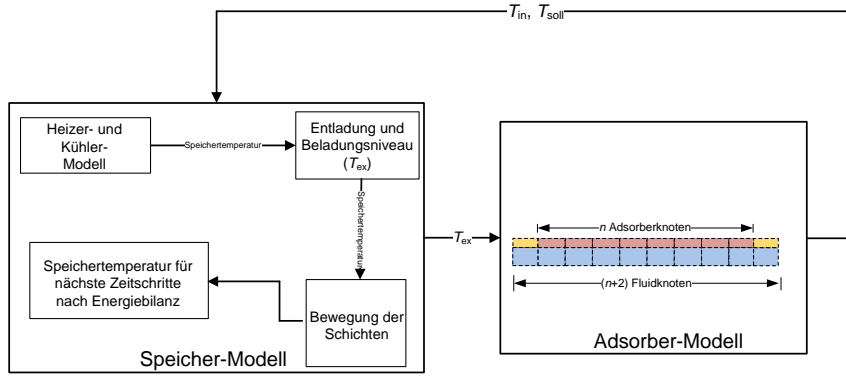


Abbildung 3.10: Grafische Darstellung der Modellierung des Gesamtsystems

In Abbildung 3.10 ist gezeigt, wie das Zusammenspiel zwischen Adsorber- und Schichtspeicherkomponente abläuft und wie das Gesamtsystem in MATLAB modelliert ist.

3.4.5 Effektive Wärmeleitfähigkeit des Wärmeträgermediums

Das Wärmeträgerfluid wird während des gesamten Adsorptionszyklus kontinuierlich aus dem Schichtspeicher extrahiert und wieder eingeschichtet. Aufgrund des ein- und ausströmenden Fluids entsteht zusätzliche Vermischung im Speicher durch Konvektion, die die Temperaturschichtung im Speicher insgesamt – aber besonders in der Umgebung der momentan verwendeten Ein- und Auslässe – verschlechtert. Die Konvektionsströmungen in der Nähe der Ein- und Auslässe (zum Adsorber, aber auch zu Heizer und Kühler) sind stärker ausgeprägt und führen dort zu einem erhöhten Wärmeaustausch zwischen den Speicherschichten. Diese sechs ausgezeichneten Speicherhöhen mit erhöhter effektiver Wärmeleitfähigkeit werden in Abbildung 3.11 gezeigt.

Die Modellierung der erhöhten Wärmeübertragung λ_{eff} im 1D-Modell erfolgt durch eine künstliche Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit λ in den genannten Regionen. Dazu werden Gaußkurven

$$\mathcal{N}_{h,p_{\text{ratio}},\sigma}(x) = \sum_i p_i^{\text{ratio}} \cdot \exp\left(-\frac{(x-h_i)^2}{2\sigma_i^2}\right)$$

verwendet, um einen beidseitigen Abfall von den Maximalpeaks in einer Umgebung der Fluidein- und -auslässe zu erhalten. Die Höhe der Peaks $p_i^{\text{ratio}} \equiv p^{\text{ratio}}$ und die Breite $\sigma_i \equiv \sigma$ wird festgelegt mittels zweier Simulationsparameter (p^{ratio}, σ). Die Gaußkurve, die die Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit wegen der Fluidströmung aus der Schichtladelanze modelliert, hat allerdings einen Peak halber Höhe ($p^{\text{ratio}}/2$) und doppelter Breite (2σ). Dies begründet sich durch die verbreiterte Einströmregion durch mehrere Öffnungen der Ladelanze und durch die auf diese Weise reduzierten Einströmgeschwindigkeiten. Die gegenüber dem Systemmassenfluss \dot{m} verringerten Massenflüsse durch Heizer und Kühler werden momentan nicht berücksichtigt, d.h. es werden dieselben Vermischungen angenommen. Der Verlauf der auf diese Weise bestimmten effektiven Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} ist für eine spezifische Situation in Abbildung 3.12 dargestellt.

Die effektive Wärmeleitfähigkeit wird zwischen allen Schichten berechnet und in (3.5) zur Berechnung von Y verwendet. Y wiederum wird zur Berechnung der Temperaturen der Fluidschichten in (3.6), (3.7) und (3.8) benötigt.

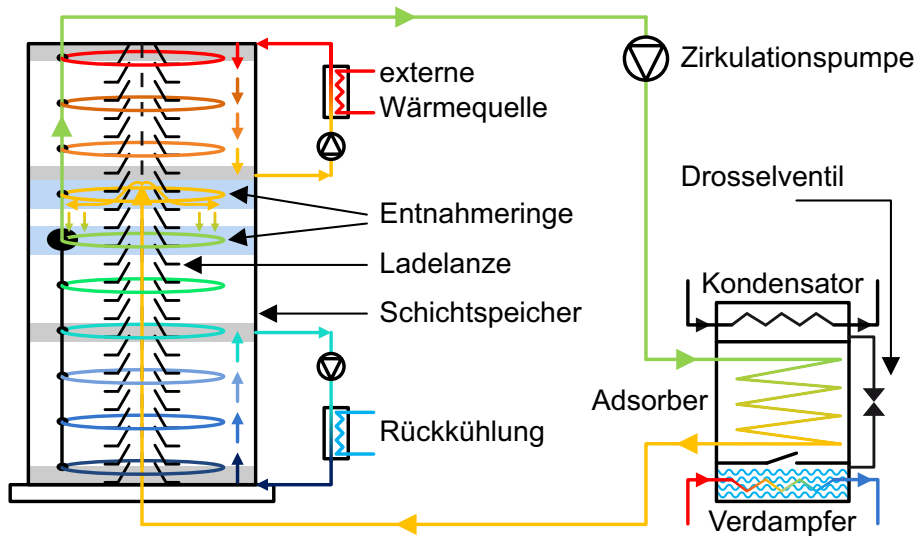


Abbildung 3.11: Übersicht der Speicherregionen, die von ein- und ausströmendem Wärmeträgerfluid beeinflusst werden: Die blauen Balken repräsentieren die Höhen, an denen das Fluid für den Adsorber extrahiert oder rückströmendes Fluid eingeschichtet wird und dadurch eine erhöhte effektive Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} existiert. Die grauen Balken zeigen äquivalent diejenigen Höhen, an denen Fluid für Heizer und Kühler entnommen oder rückströmendes Fluid eingeschichtet wird.

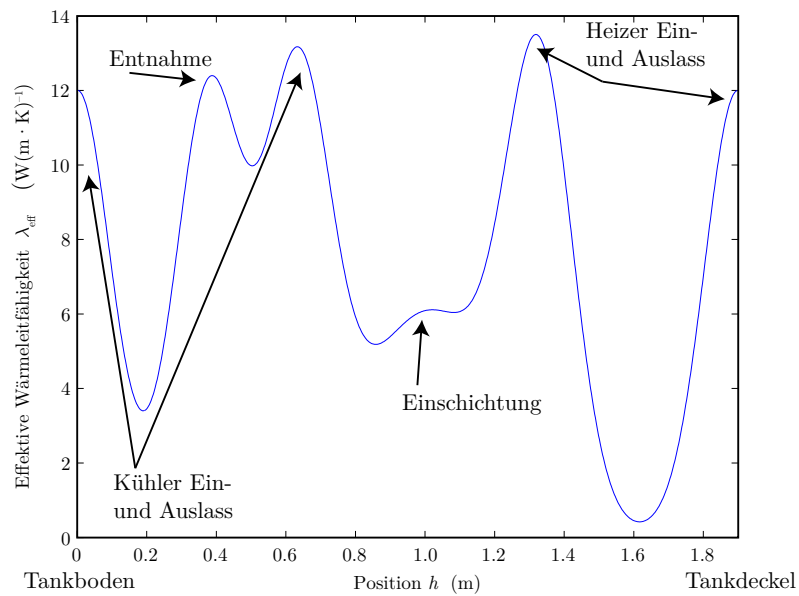


Abbildung 3.12: Modellierung erhöhter Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} durch Konvektion des Wärmeträgerfluids durch Gaußkurven

Es wurde versucht, die Höhe der Peaks p_{ratio} auf Grundlage der in Kapitel 4 beschriebenen Strömungssimulationen im Speicher abzuschätzen. Es konnte jedoch im Rahmen des Vorhabens keine exakte Methodik mehr entwickelt werden, um die CFD-Ergebnisse auf die Situation im eindimensionalen Modell umzurechnen. Für die Parametervariationen wurde $p_{\text{ratio}} = 100$, also ein konvektiver Wärmetransport durch Verwirbelungen, der dem Wärmetransport eines Fluids mit hundertfach höherer Wärmeleitung entspricht, das sich in idealer Kolbenströmung durch den Speicher bewegt, als *Zielwert* festgelegt. Es kann also im Rahmen dieses Vorhabens noch nicht angegeben werden, mit welchen genauen Anordnungen im Speicher dieser Zielwert erreicht werden kann.

3.5 Regelung: Sollwertbestimmung und Abbruchkriterium

Es bestehen mehrere Möglichkeiten, mit denen die Solltemperatur T_{soll} des in den Adsorber einströmenden Fluids festgelegt werden kann. Dazu können die Beladungen der Adsorberknoten, die Temperaturen der Adsorberknoten oder auch die Fluidtemperaturen herangezogen werden. Alle genannten Größen sind prinzipiell geeignete Stellgrößen. Sie unterscheiden sich jedoch durch ihre Relevanz und durch die praktische Messbarkeit.

Besonders einfach lassen sich die Fluidtemperaturen an Eingang und Ausgang des Adsorbers bestimmen. Damit eignen sich diese Temperaturen als Stellgrößen nicht nur für die Simulation, sondern auch für die praktische Umsetzung in einem Prototypen oder auch in Serienmodellen. Zudem ermöglicht diese Regelungsgröße sehr kleine treibende Temperaturdifferenzen, weshalb diese Methode in den meisten Simulationen verwendet wurde.

Ebenfalls getestet wurde die Verwendung der Adsorberknotentemperatur, die in der Praxis nicht so einfach verfügbar wäre. Zum einen umfasst ein Adsorberknoten mehrere Materialien und Teile des Adsorbersandwichs, die im Allgemeinen auf leicht unterschiedlichen Temperaturen liegen werden, andererseits ist eine Temperaturmessung an der Zeolithbeschichtung, die besonders aussagekräftig wäre, aufgrund der porösen Materialstruktur nur schwer durchführbar. In den Simulationen können damit aber ebenfalls gute Ergebnisse erzielt werden.

Die Beladungen oder Beladungsumsätze sind in der Praxis nur mit hohem Aufwand messbar. Deshalb werden sie auch in den Simulationen nur testweise als Stellgrößen verwendet.

Schließlich gibt es noch die Möglichkeit die Regelung nach festen Zeiten durchzuführen. Dies ist insbesondere für die Praxis interessant, da man nicht auf Sensoren angewiesen ist und genau definierte Zeiten, Temperaturen und Beladungsumsätze erreichbar sind. Für die Simulation ist diese Möglichkeit allerdings nicht geeignet, da Veränderungen an Adsorber und Speicher in den Parameterstudien eine häufige Neubestimmung dieser Zeiten erfordern würden. Dazu existiert kein einfaches statisches Kriterium. In einer dynamischen Simulation lassen sich die Zeiten am einfachsten über die oben genannten Stellgrößen festlegen. Anschließend kann man dann die gemessenen Zeiten verwenden.

Meist werden folgende Kriterien für die Festlegung der Solltemperatur verwendet:

1. Die Solltemperatur T_{soll} wird bestimmt als die Temperatur des ersten Adsorberknotens T_1^{ads} plus eine feste Temperaturdifferenz ΔT_{diff} im Adsorptionshalbzyklus, und im Desorptionshalbzyklus als die Temperatur des n . Adsorberknotens T_n^{ads} minus

derselben festen Temperaturdifferenz ΔT_{diff} :

$$T_{\text{soll}} = \begin{cases} T_1^{\text{ads}} + \Delta T_{\text{diff}} , & \text{Adsorption,} \\ T_n^{\text{ads}} - \Delta T_{\text{diff}} , & \text{Desorption.} \end{cases}$$

2. Eine feste positive (negative) Temperaturdifferenz ΔT_{diff} zwischen dem in den Adsorber einlaufenden und dem auslaufenden Fluidpfropfen, d. h. im Adsorptionshalbzyklus zwischen T_1^{fl} und T_n^{fl} (bzw. T_0^{fl} und T_{n+1}^{fl} unter Berücksichtigung zweier Rohrknoten und der jeweils enthaltenen Fluidpfropfen). Im Desorptionshalbzyklus ist T_n^{fl} (bzw. T_{n+1}^{fl}) die Temperatur des einlaufenden Fluids, T_1^{fl} (bzw. T_0^{fl}) die des einlaufenden. Als Stellgröße wird also nur die Temperatur des auslaufenden Fluids verwendet. Hier kann sich kurzzeitig auch eine Inversion der Beladungsänderung zwischen den Knoten einstellen, d. h. die zuerst durchströmten Knoten beginnen beispielsweise während eines Desorptionshalbzyklus wieder zu adsorbieren.

Während der Desorption wird immer die niedrigste Entnahmestelle ausgewählt, bei der Fluid mindestens mit der Solltemperatur aus dem Speicher extrahiert werden kann. Wird dort die Solltemperatur unterschritten, wird auf die nächsthöhere Entnahmestelle umgeschaltet. Dies geschieht so lange, bis die höchste Entnahmestelle erreicht ist, dort wird auch nach Unterschreiten der Solltemperatur weiter extrahiert, bis ein zusätzliches Abbruchkriterium für den Halbzyklus erreicht wird. Für die Adsorption gilt entsprechendes mit umgekehrtem Vorzeichen.

Als Abbruchkriterium für einen Halbzyklus wird die Temperaturdifferenz zwischen dem in den Adsorber einlaufenden und dem wieder auslaufenden Fluid berechnet. Unterschreitet diese Temperaturdifferenz eine vorgegebene Temperaturdifferenz $T_{\text{diff,min}}$, so wird das Ventil geschlossen und der nächste Halbzyklus beginnt. Diese vorgegebene Temperaturdifferenz $T_{\text{diff,min}}$ wurde im Rahmen der Parametersimulationen verändert. Hier wäre ebenfalls ein Kriterium in Abhängigkeit von der Beladung oder der Adsorberknotentemperaturen möglich.

Sowohl das Kriterium zur Bestimmung der Solltemperatur T_{soll} als auch das Abbruchkriterium eignen sich, um die Adsorptionswärmepumpe an verschiedene Betriebspunkte anzupassen. Werden die treibenden Temperaturdifferenzen verringert, so kann man die Leistungszahl erhöhen, und die Leistung verringert sich (Teillastbetrieb). Entsprechend verhält es sich für das Abbruchkriterium.

4 Strömungssimulation des Schichtspeichers

Zu Projektbeginn wurde zunächst das Ziel verfolgt, durch eine Literaturlauswertung über thermische Schichtspeicher direkt an für ein eindimensionales Modell geeignete Parameterwerte zu gelangen. Es stellte sich jedoch schnell heraus, dass der Wärmetransport durch Konvektion im Schichtspeichern so sensitiv von der Speichergeometrie, den Stoffwerten des Fluids und den Randbedingungen der Ein- und Ausströmung abhängt, dass eigene Strömungssimulationen benötigt wurden, um den Wärmetransport in dem betrachteten Thermoöl-Schichtspeicher abzuschätzen. Daher konzentrierte sich die Literaturrecherche auf die Suche nach geeigneten, nach Möglichkeit schon validierten CFD-Modellen für Strömungsuntersuchungen an Schichtspeichern.

4.1 Ergebnisse der Literaturrecherche

Zurigat et al. [ZLG91] untersuchten den Einfluss unterschiedlicher Einlassgeometrien auf die thermische Schichtung eines Schichtspeichertanks. Davidson et al. [DAM94] entwickelten einen dimensionslosen Koeffizienten, um die Mischungsintensität in Solarspeichern zu charakterisieren. Alizadeh untersuchte das thermische Verhalten eines Speichers experimentell und numerisch. Insbesondere betrachtete er den Entladevorgang des Speichers [Ali99]. Andersen und Furbo [AF00] analysierten das Mischungsverhalten bzw. die Reduktion der thermischen Schichtung während der Entladung von heißem Wasser in Solarspeichern. Ramsayer [Ram01] untersuchte numerisch die horizontale, heiße Einlassströmung im oberen Teil eines Wasserspeichers. Furbo et al. [SF03] führten numerische Strömungssimulationen und experimentelle Analysen an Wasserstrahlen durch, die in einen Solarspeichertank einströmen. Shah et al. [SAF05] untersuchten die Beladung eines Speichertanks mit Einschichtevorrichtungen sowohl numerisch als auch experimentell. Panthaloo-karan et al. [PHM07] entwickelten eine neue Charakterisierungsmethode für thermische Schichtspeicher, die in eine CFD-basierte Designanalyse integriert wurde. Diese neue Methode verwendet den ersten und den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik. Hampel et al. [Ham08] untersuchten Schichtladeeinrichtungen für Wasserspeicher mittels numerischer Strömungssimulation und experimenteller Untersuchungen. Das Verhalten der Schichtlade-lanze stand für eine begrenzte Anzahl von Anwendungsbedingungen, wie sie beim Betrieb von Solarkollektoren auftreten, im Mittelpunkt der Arbeit.

4.2 CFD-Modell

4.2.1 Motivation

Die Hauptmotivation für eine thermische Schichtung ist die Minimierung von Mischungs-effekten, die durch Auftriebseffekte aufgrund von Temperaturdifferenzen im Schichtspeicher, durch Trägheitseffekte bei der Fluideinschichtung oder durch andere turbulente Effekte entstehen. Durch CFD-Simulationen dieser Prozesse im Schichtspeicher können die

genannten Effekte in den betreffenden Regionen prinzipiell untersucht werden. Darauf aufbauend können dann verbesserte Lösungen vorgeschlagen werden.

Bei dem Versuch, durch Strömungssimulationen etwas über die Strömungsverhältnisse im Stratisorp-Speicher auszusagen, stellt sich jedoch das Problem, dass der Speicher nie in einem stationären Zustand betrieben wird. Der Adsorptionszyklus verläuft periodisch, d.h. im eingeschwungenen Zustand des Systems wiederholt sich der Zustand des Speichers jeweils nach einem Ad- und Desorptionszyklus. Da ein voller Zyklus in der Realität aber etwa 10–30 Minuten dauert und sich die Randbedingungen während dieser Zeit aufgrund der Kopplung mit dem Adsorber und der Systemregelung (Höhenänderung der Fluidentnahme) laufend ändern, müsste zur Abbildung des Geschehens im Speicher in einer CFD-Simulation dieser sehr lange Zeitraum instationär berechnet werden, und das Systemmodell müsste dynamisch an die Strömungssimulation gekoppelt werden, um die Änderung der Randbedingungen richtig abzubilden. Da auch die Anfangsbedingungen (Temperatur- und Geschwindigkeitsprofil im Speicher) zu Beginn des Zyklus unbekannt sind, müsste sogar das Einschwingverhalten des Gesamtsystems über viele Zyklen als instationäre Strömungssimulation berechnet werden. Da diese Aufgabe mit den für das Vorhaben verfügbaren Rechenkapazitäten nicht lösbar war, musste ein anderer, bescheidenerer Ansatz gewählt werden. Es wurde versucht, einige wenige Strömungssituationen im Speicher abzubilden, die zu bestimmten Zeitpunkten im Verlauf des Adsorptionszyklus auftreten können. Die am genauesten untersuchte Strömungssituation wird in den folgenden Abschnitten beschrieben.

4.2.2 Verwendete Software, Geometrie und Gitter

Die Geometrie und das Gitter wurden in ANSYS Gambit 2.4.6 erstellt. Die CFD-Simulationen wurden in der kommerziellen Software ANSYS Fluent 12.0.1 durchgeführt. Die Geometrie des Schichtspeichers, die für die CFD-Simulationen verwendet wurde, ist in Tabelle 4.1 angegeben. Die Stoffdaten wie Dichte, spezifische Wärme, Wärmeleitfähigkeit und Viskosität des Wärmeträgerfluids Marlotherm SH wurden stückweise linear in Fluent eingegeben. Zur Berechnung wurde eine Kombination von strukturierten und unstrukturierten Gittern mit ungefähr 400 000 drei- und viereckigen Zellen generiert. Die Qualität des Gitters wurde in Gambit auf verzerrte Elemente überprüft, der Maximalwert betrug 0,667. Das Simulationsgebiet ist zweidimensional, da der Schichtspeicher achsensymmetrisch angelegt ist.

Die Navier-Stokes-Gleichung wurden nun mithilfe eines gekoppelten Druck-Geschwindigkeits-Schemas innerhalb eines druckbasierten Solvers gelöst. In der räumlichen Diskretisierung wurde ein Upwind-Verfahren zweiter Ordnung für Impuls und turbulente Variablen verwendet. Für die Zeitintegration wurde ein implizites Verfahren zweiter Ordnung verwendet. Die Simulationen wurden transient durchgeführt.

4.2.3 Randbedingungen für die Simulationen

Die Wände des Speichers wurden als adiabatisch angenommen. Das bedeutet, dass Wärmeverluste an die Umgebung in den CFD-Simulationen nicht berücksichtigt wurden.

Für das Fluid am Speicherhaupteinlass werden Geschwindigkeitsrandbedingungen verwendet. Zunächst wird in einer gesonderten Simulation das Geschwindigkeitsprofil sowie Turbulenzgrößen wie die turbulente kinetische Energie und die Dissipationsrate einer voll

Tabelle 4.1: Geometriedaten und Parameter des in den CFD-Simulationen betrachteten Schichtspeichers

Größe	Wert	Kommentar
Tankhöhe	190 cm	
Tankdurchmesser	19 cm	
Innendurchmesser der Ladelanze	3,4 cm	
Außendurchmesser der Ladelanze	8,94 cm	
Heizerauslass	108 cm	(bei 57 % der Speicherhöhe)
Heizereinlass	190 cm	(am Tankdeckel)
Kühlerauslass	47 cm	(bei 25 % der Tankhöhe)
Kühlereinlass	0 cm	(am Tankboden)

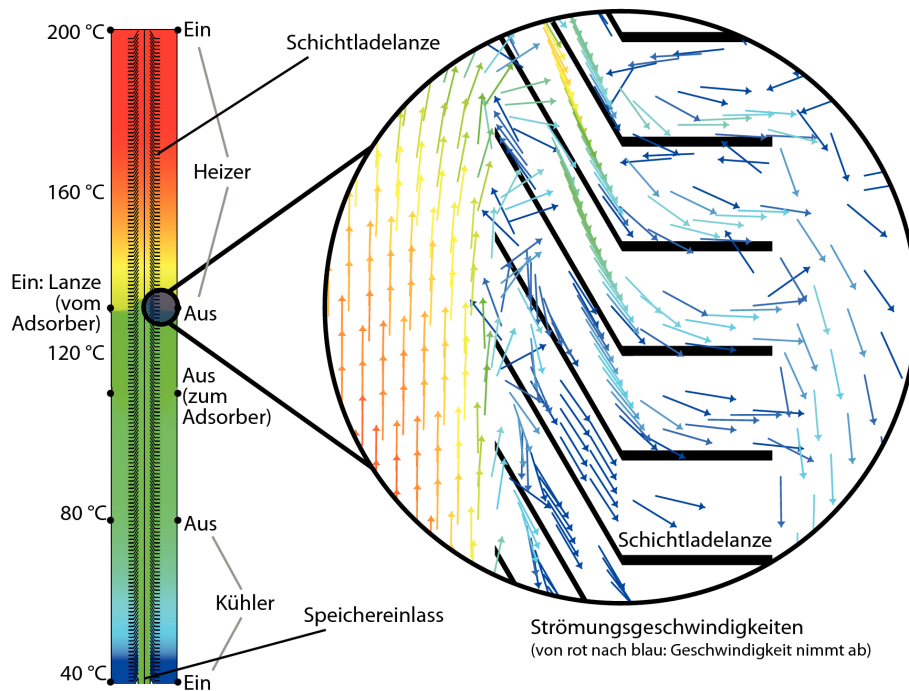


Abbildung 4.1: Geometrie des Speichers mit Ein- und Auslässen von Heizer und Kühler, Schichtladelanze und dem Auslass zum Adsorber. Rechts ist der Teil der Schichtladelanze vergrößert zu sehen, in dem das Fluid die Ladelanze verlässt. Auf derselben Höhe befindet sich auch der Heizerauslass. Strömungsgeschwindigkeiten sind durch farbige Pfeile dargestellt.

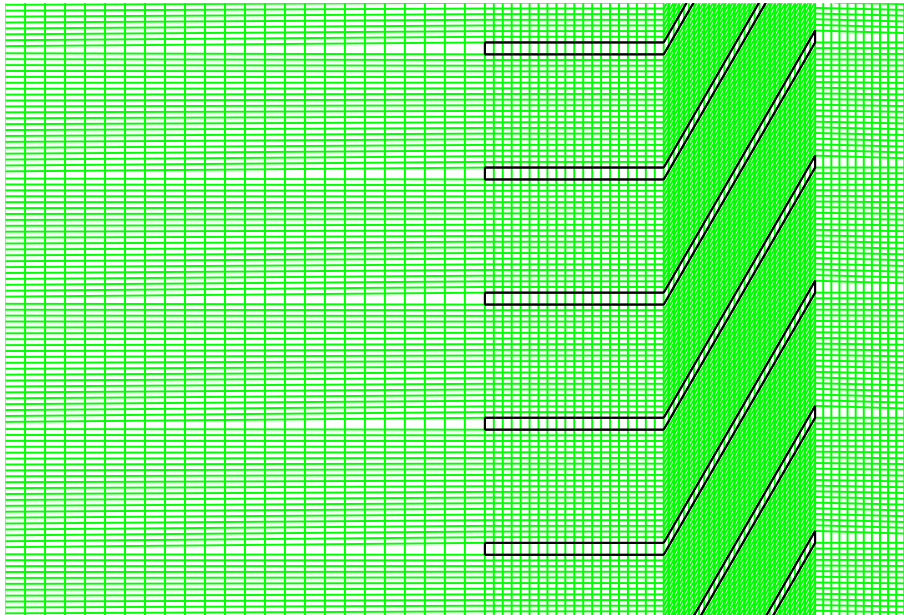


Abbildung 4.2: Ausschnitt des Gitters im linken Teil des Schichtspeichers

ausgebildeten turbulenten Strömung in einem Rohr berechnet. Der Massenstrom im Rohr beträgt dabei $0,2 \text{ kg/s}$. Diese Größen werden dann für die Aufstellung der Randbedingung verwendet und als Profil in Fluent eingegeben. Die Temperatur des eingeschichteten Fluids beträgt 119°C .

Für Heizer- und Kühlerin- und -auslass wird als Randbedingung der Massenstrom auf $0,04 \text{ kg/s}$ festgelegt. Dies entspricht 20% des Systemmassenstroms. Die Temperatur des einströmenden Fluids beträgt beim Heizer 200°C und beim Kühler 38°C .

Als Anfangsbedingung für die Temperaturverteilung im Speicher wird ein linearer Anstieg der Fluidtemperatur von 38°C am Speicherboden auf 200°C am Speicherdeckel vorgegeben.

4.3 Simulierter physikalischer Ablauf

Der Schichtspeicher ist zu Beginn der Simulation vollständig mit ruhendem Thermoöl gefüllt. Wärmeträgerfluid wird durch die Schichtladelanze in den Speicher eingeschichtet. Die Grundidee der Ladelanze basiert auf den temperaturabhängigen Dichteunterschieden des Wärmeträgerfluids: Solange das einfließende Fluid wärmer ist als das in dieser Höhe im Speicher vorhandene Fluid, strömt es – angetrieben von Auftriebskräften aufgrund der geringeren Dichte – weiter nach oben. Unter idealen Bedingungen verlässt das Fluid die Schichtladelanze genau in der Höhe, in der die Dichte und damit die Temperatur des Fluids innerhalb und außerhalb der Ladelanze gleich groß ist. In der Realität vermischt sich das einströmende Fluid schon im unteren Tankbereich leicht mit kälterem Fluid, und kühlt dadurch ab. Ebenso strömt das Fluid nicht genau bei einer bestimmten Höhe, sondern in einem Bereich mit Fluid ähnlicher Temperatur aus der Ladelanze.

In unserer Simulation fließt Fluid mit einer Temperatur von 119°C und einem Systemmassenstrom von $0,2 \text{ kg/s}$ ausgehend vom Tankboden in die Ladelanze. Entsprechend

seiner Dichte verlässt das Fluid die Schichtladelanze in einem bestimmten Höhenbereich, der in der Simulation berechnet wird. Die Untersuchungen von Hampel [Ham08] hatten ergeben, dass die Höhe des Fluidaustritts aus der Lanze in der Simulation sehr sensitiv von dem verwendeten Turbulenzmodell abhängt. Gleichzeitig extrahieren Heizer und Kühler mit 20 % des Systemmassenstroms. Das erhitzte bzw. das abgekühlte Fluid wird dann an den entsprechenden Höhen wieder in den Speicher eingebracht.

Innerhalb der Schichtladelanze wird also ein vom Boden des Tanks ausgehender turbulenter Jet simuliert. Die bereits von Hampel [Ham08] untersuchte Schichtladelanze der Firma Sailer wurde hier geometrisch leicht verändert, um sie besser an die Geometrie des Stratisorp-Speichers anzupassen: Die kreisförmigen Fluidauslässe sind in vertikalen Abständen von 9,5 mm angeordnet.

4.4 Untersuchung zur durchschnittlichen thermischen Wärmeleitfähigkeit im Schichtspeicher

Die effektive Wärmeleitfähigkeit des eindimensionalen Modells λ_{eff} , die den vertikalen Wärmetransport im Speicher beschreibt, der sich zusätzlich zur idealen Kolbenströmung ergibt, ist ein wichtiger Parameter des Stratisorp-Systems, der den Coefficient of Performance *COP* des Systems beeinflusst. In CFD-Simulationen gibt es kein direktes Äquivalent für diese Größe.

Aus dem verwendeten Turbulenzmodell kann jedoch eine verwandte Größe, $\lambda_{\text{eff,CFD}}$, räumlich aufgelöst berechnet werden. Hier wurde für die instationäre Simulation das realizable *k- ϵ* -Modells nach Shih [Shi+95] verwendet. Die Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{\text{eff,CFD}}$ wurde über horizontale Flächen (siehe Abbildung 4.5) gemittelt und ist für verschiedene Zeitpunkte dargestellt in Abbildung 4.4. Diese Größe stellt eine untere Schranke für das gesuchte λ_{eff} dar, da sie zwar die erhöhte lokale effektive Wärmeleitfähigkeit des Fluids aufgrund von Turbulenz beschreibt, aber noch nicht die konvektiven Anteile des Wärmetransports durch großräumige Wirbel im Speicher enthält. In Simulationen mit anderen Turbulenzmodellen wurde festgestellt, dass $\lambda_{\text{eff,CFD}}$ extrem sensitiv vom verwendeten Turbulenzmodell abhängt. Die in Abbildung 4.4 dargestellten Werte können also nur einen sehr groben Anhaltspunkt liefern.

Nach einminütiger Einschichtung kann man im Bereich von Hauptspeicherauslass und Heizereinlass (vergleiche Abbildung 4.6) sehr scharfe Peaks von $\lambda_{\text{eff,CFD}}$ erkennen. Möglicherweise hängen diese Peaks noch mit der Anfangsbedingung ruhenden Fluids zusammen, da sie für spätere Zeitpunkte nicht mehr so ausgeprägt sind. In Bereichen geringerer Strömungsintensität (z. B. zwischen Heizerein- und -auslass) zeigt sich ein anderes Verhalten: $\lambda_{\text{eff,CFD}}$ ist zunächst gering, um dann aber nach längere Simulationszeit anzusteigen. Dabei könnte die Propagation von Turbulenzen eine Rolle spielen.

4.5 Untersuchung der zeitlichen Veränderung des Temperaturprofils im Speicher

Anhand des Temperaturprofils kann man ablesen, dass in der Umgebung des Heizerauslasses keine signifikante Vermischung auftritt. Der durch den Heizer verursachte Massenstrom zwischen Heizerein- und -auslass bewegt das Temperaturprofil mit fortschreitender

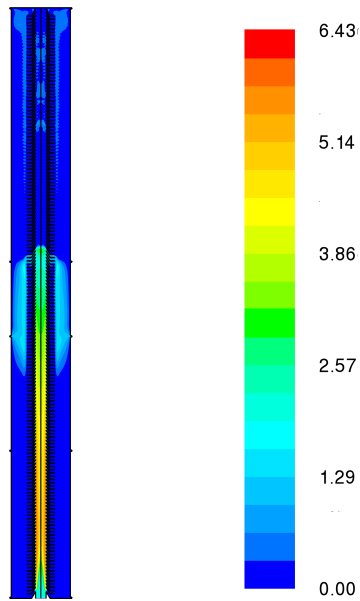


Abbildung 4.3: Konturen der Turbulenzintensität nach einminütiger Einschichtung (%)

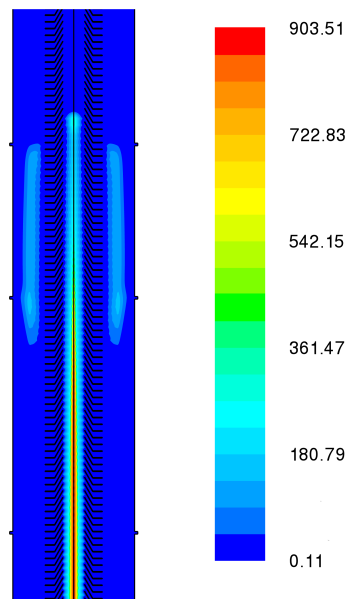


Abbildung 4.4: Konturen der effektiven Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{\text{eff,CFD}}$ nach einminütiger Einschichtung im Bereich des Speicherauslasses ($\text{W}(\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$)

4.5 Untersuchung der zeitlichen Veränderung des Temperaturprofils im Speicher

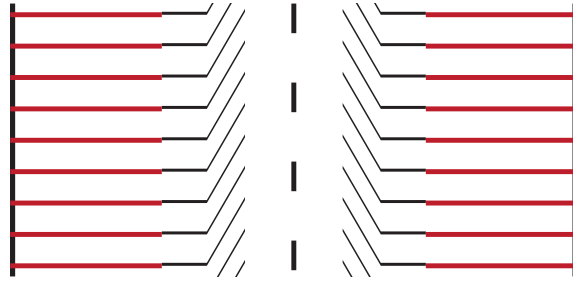


Abbildung 4.5: Horizontale Flächen (rot dargestellt, für einen Speicherausschnitt), über die die effektive Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{\text{eff,CFD}}$ gemittelt wurde

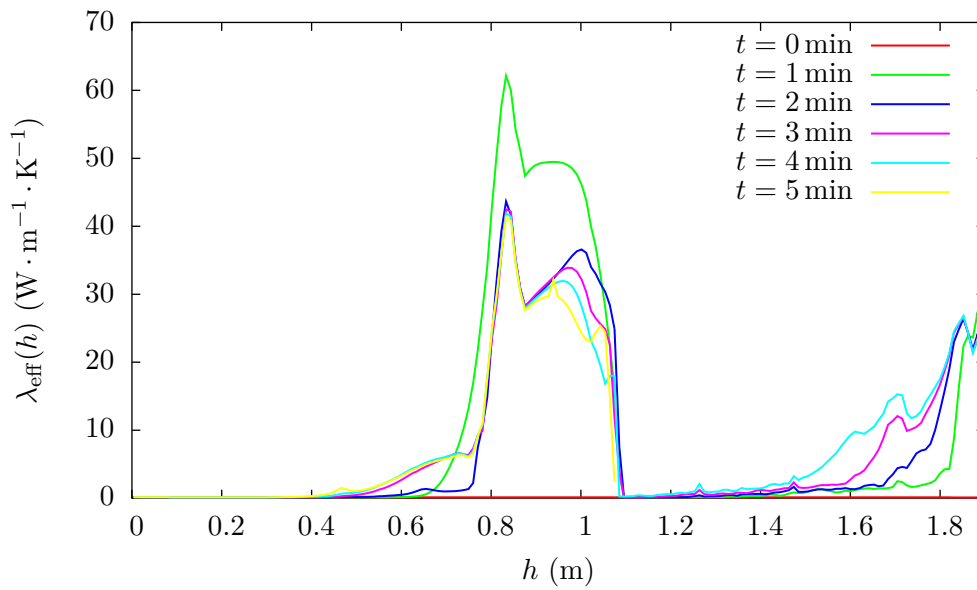


Abbildung 4.6: Gemittelte Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{\text{eff,CFD}}(h)$ in Abhängigkeit von der Speicherhöhe h für unterschiedliche Zeiten der Einschichtung

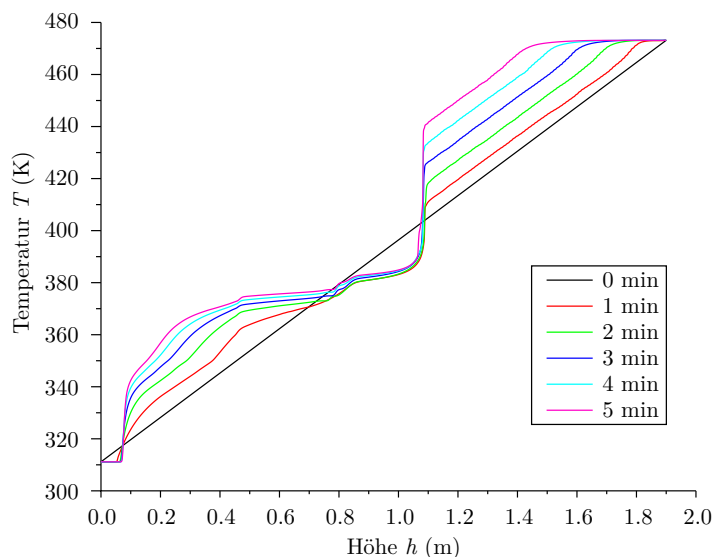


Abbildung 4.7: Temperaturprofile für unterschiedliche Einschichtzeiten

Zeit nach links. In Abbildung 4.7 ist zu sehen, dass die Fluideinschichtung ungefähr in einer Höhe von 1,1 m und damit in der Nähe der Heizereinentnahme aus dem Speicher erfolgt. Bei dieser Höhe wird die anfangs lineare Temperaturverteilung stark beeinflusst. Bei noch geringeren Höhen unterhalb des Kühlerauslasses führt Vermischung zu einer Zerstörung der linearen Temperaturverteilung.

In Abbildung 4.8a kann man erkennen, dass im Bereich zwischen Heizereinlass und -auslass (außer ein kleiner Bereich in der Nähe des Heizereinlasses) nur eine passive Verschiebung des Fluids erfolgt und keine bedeutenden Turbulenzen auftreten. Im unteren Bereich des Speichers (siehe Abbildung 4.8b), in dem sich der Hauptspeicherauslass und der Kühlerauslass befinden, kann hingegen eine größere Vermischung beobachtet werden. Das Fluid in der Nähe des Heizerauslasses verlässt deutlich sichtbar die Ladelanze in einem relativ engen Bereich, fällt dann bis zu einer Höhe unterhalb des Auslasses zum Adsorber ab, steigt dann wieder zum Auslass auf und verlässt den Speicher. Ähnliche Effekte sind mit dieser Schichtbeladelanze auch schon in den Untersuchungen von Hampel [Ham08] aufgetreten. Diese Effekte sind im Stratisorp-Speicher unerwünscht und sollten nach Möglichkeit durch konstruktive Maßnahmen unterdrückt werden. Problematisch an der gezeigten Strömungssituation ist vor allem, dass sich hier ein hydraulischer Kurzschluss zwischen der Ausströmung aus der Lanze und dem Auslass zum Adsorber einstellt. Der größere Teil des Speicherfluids zwischen Lanzenaustrittshöhe und Auslass zum Adsorber bleibt in Ruhe, wird also nicht wie gewünscht (und wie im 1D-Modell angenommen) Richtung Auslass verschoben. Als konstruktive Maßnahme zur Unterdrückung dieser Effekte bietet sich die Verwendung poröser Medien oder von Lochblechen an. Bevorzugt sollte der Strömungswiderstand in vertikaler Richtung größer sein als in horizontaler Richtung, um eine möglichst gleichmäßige vertikale Strömung zu erreichen.

Bezüglich der sich einstellenden Einschichthöhe scheint die Beladelanze unter den Bedingungen des Stratisorp-Systems jedoch recht gut zu funktionieren. Die Höhe, an der aus der konzentrischen Lanze in den Speicher eingeschichtet wird, ist nicht weit von einer Höhe mit Fluid gleicher Dichte entfernt. Das bedeutet, dass das Ziel einer dichteentsprechenden

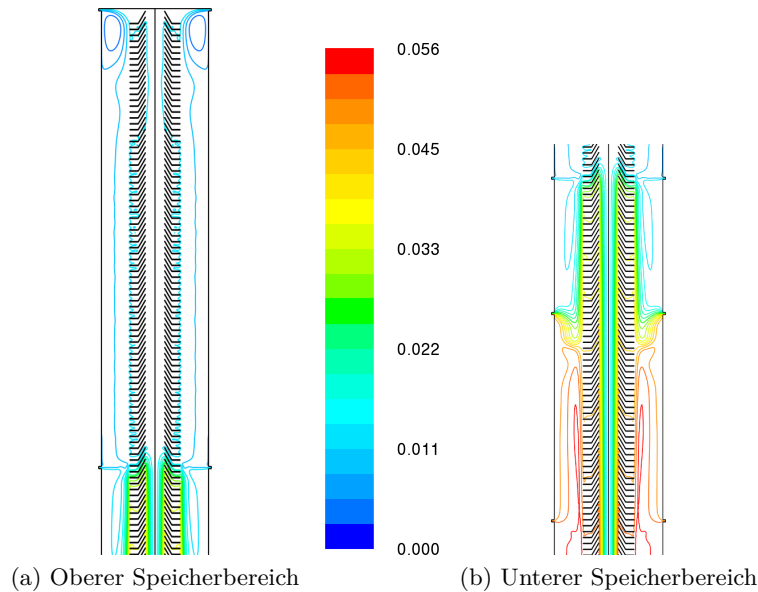


Abbildung 4.8: Isolinien der Strömungsfunktion nach dreiminütiger Einschichtung (kg/s)

Einschichtung relativ gut erreicht wird und die Vermischung von Fluid unterschiedlicher Temperatur vermieden wird.

4.6 Auswirkungen der Randbedingungen auf die Strömung im Speicher

Im Bereich des Heizereinlasses können bei der Einschichtung des Fluids einige Wirbel beobachtet werden. Diese Wirbel sind relativ klein und ihr Einfluss ist auf einen kleinen Speicherbereich begrenzt. Andererseits entstehen auch Wirbel in der Region zwischen dem Speicherausslass zum Adsorber und dem Heizerausgang. Diese Wirbel sind größer und erhöhen die Vermischung innerhalb dieser Region signifikant.

Als Fazit der durchgeführten Strömungssimulationen lässt sich festhalten, dass die flächengemittelte effektive Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{\text{eff,CFD}}(h)$ Werte bis etwa zum 500fachen der Ruhewärmeleitfähigkeit des Fluids annimmt, p_{ratio} würde hier also 500 betragen. Aufgrund der starken Abhängigkeit dieses Ergebnisses vom verwendeten Turbulenzmodell bestehen jedoch Zweifel an der Aussagekraft dieses Wertes. In jedem Fall bestehen beim Stratisorp-Speicher konstruktive Möglichkeiten, Turbulenzen und den damit verbundenen Wärmetransport drastisch zu reduzieren. Eine Beeinflussung der Strömung durch Speichereinbauten erscheint auch aufgrund der in den CFD-Simulationen aufgetretenen großräumigen Wirbelstrukturen geboten. Als aussichtsreicher konstruktiver Ansatz erscheint die Verwendung poröser Medien (z. B. retikulierter Schwämme) im Speicher. So sollte sich eine in den Schwammporen laminare Strömung erreichen lassen und zugleich eine Unterdrückung der unerwünschten Wirbel, die einen zusätzlichen vertikalen Wärmetransport verursachen und damit die Effektivität des Speichers für die Wärmerückgewinnung vermindern.

Als Zielwert für einen konstruktiv verbesserten Speicher wird $p_{\text{ratio}} = 100$ angesetzt, d. h. $\lambda_{\text{eff}} = 100 \cdot \lambda$. Dies war der Standardwert für die Parametervariationen (siehe Kapitel 6).

5 Machbarkeitstudie

5.1 Ein- und Ausschichtung des Wärmeträgerfluids

Die Leistungsfähigkeit des gesamten Adsorptionswärmepumpensystems bzw. Adsorptionskältemaschinensystems hängt nicht nur von den Adsorberparametern, sondern auch sehr von den Eigenschaften des Schichtspeichers ab. Die Durchmischung des Fluids im Speicher ist neben der Speicherkapazität der zentrale Effekt, der den Nutzen des Speichers begrenzt. Dadurch kann nicht das volle Potential der Wärmerückgewinnung ausgenutzt werden. Um die zusätzliche Durchmischung durch Extraktion und Einschichtung von Fluid möglichst gering zu halten wurden eine Reihe von Ein- und Ausschichtungsvorrichtungen entwickelt, die im Folgenden kurz beschrieben werden.

5.1.1 Schichtladelanze und Entnahmeringe

Die Einschichtung von Wärmeträgerfluid kann mittels einer *Schichtladelanze* erfolgen. Das hier untersuchte Design ist stark angelehnt an die vom Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart untersuchte [Ham08] Schichtladelanze aus dem „Hybrid-Wärmespeicher“ der Firma Sailer [Sai10]. Eine solche Ladelanze ist in Abbildung 5.1 zu sehen. Die Schichtladelanze besteht aus einer großen Anzahl hütchenartiger Strukturen, die aufeinander gestapelt sind. Abstandshalter sorgen für kreisförmige Kanäle zwischen den Hütchen, durch die das vom Adsorber kommende Wärmeträgerfluid in den Speicher fließen kann. Es verlässt die Schichtladelanze im Bereich der Höhe, in der das im Speicher vorhandene Fluid dieselbe Dichte hat. Damit hat es auch dieselbe Temperatur – die Dichte des Wärmeträgerfluids ist stark temperaturabhängig. Die Einschichtung erfolgt also temperaturabhängig. Durch die Hütchen wird das Fluid aus seiner ursprünglichen Strömungsrichtung umgelenkt und fließt dann horizontal in die Speicherschicht. Vertikale Strömungen und damit Temperaturvermischung werden auf diese Weise stark reduziert. Eine Schichtladelanze arbeitet *passiv*, d. h. es wird kein Mehrwegeventil und keine Ansteuerung mit Schrittmotor benötigt.

Die Extraktion von Wärmeträgerfluid aus dem Speicher wird über *Entnahmeringe* erreicht: Dies sind kreisförmige ausgelegte Rohrringe, auf denen innen und außen auf dem Ringumfang gleichmäßig Öffnungen zum Einstromen des Fluids verteilt sind. Die Strömungsgeschwindigkeit in und aus den Ringen heraus wird damit klein gehalten. Durch die geringe Geschwindigkeit wird die Vermischung mit benachbarten Schichten weiter reduziert. Eine Anzahl solcher Entnahmeringe wird im Schichtspeicher konzentrisch ausgerichtet und äquidistant über die Höhe des Schichtspeichers verteilt und mittels Rohrlanzen mit einem Mehrwegeventil außerhalb des Speichers verbunden. Die genaue Geometrie des Aufbaus ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Zu einem bestimmten Zeitpunkt wird beispielsweise mittels des roten Entnahmerings oben heißes Fluid extrahiert, oder mittels des dunkelblauen Rings unten kaltes Wasser vom Boden des Schichtspeichers. Das extrahierte Wärmeträgerfluid wird anschließend durch ein Mehrwegeventil zum Adsorber gepumpt.

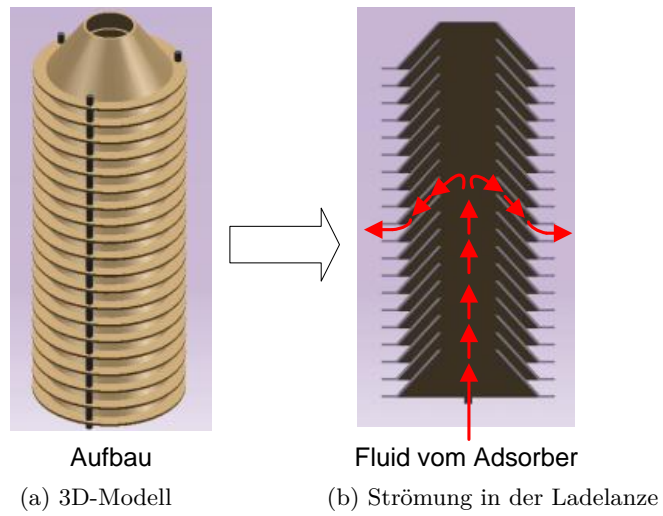


Abbildung 5.1: Schichtladelanze – a) Aufbau (Hütchen (beige) mit schwarzen Abstandshaltern) und b) Querschnitt mit Fluidströmung (rot)

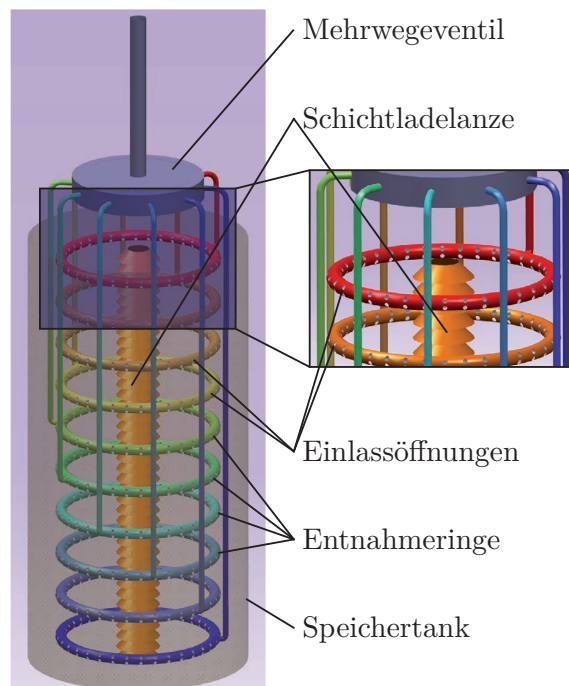


Abbildung 5.2: Extraktion und Beladung mit Schichtladelanze und Entnahmeringen (links). Entnahmeringe mit Einlassöffnungen (rechts, vergrößert). Der Farbverlauf repräsentiert die verschiedenen Temperaturen.

Dort dient es entweder zur Abkühlung des Adsorbers (Adsorptionshalbzyklus) oder zum Aufheizen des Adsorbers (Desorptionshalbzyklus). Das Mehrwegeventil wird mittels eines Schrittmotors aktiv gesteuert.

5.1.2 Verteilringe für Ein- und Ausschichtung

Eine Alternative zum vorstehend beschriebenen System ist die Benutzung der Entnahmeringe auch zur Einschichtung. Dies vereinfacht den Aufbau des Schichtspeichers, da die Schichtladelanze entfällt und die Entnahmeringe gleichzeitig auch als *Verteilringe*, d. h. für Entnahme *und* Einschichtung verwendet werden können. Allerdings muss man dann die Verteilringe ebenfalls aktiv über ein Mehrwegeventil ansteuern, was die Komplexität der Hydraulik erhöht. Dabei gibt es prinzipiell zwei Möglichkeiten:

1. Man verwendet zwei separate Mehrwegeventile, die *vollständig unabhängig über zwei Schrittmotoren angesteuert* werden, und kann auf diese Weise den jeweils für Be- und Entladung verwendeten Ring unabhängig festlegen, oder
2. man verwendet zwei Mehrwegeventile mit *Ansteuerung über eine gemeinsame Achse mit nur einem Schrittmotor* und festem Versatz der Ventilstellungen. Damit wäre die Höhendifferenz zwischen Entnahme- und Verteilring fest vorgegeben, was sich aber nicht notwendigerweise nachteilig auf den *COP* auswirken muss.

Bei der letzteren Variante reduzieren sich die Kosten durch den Verzicht auf Motor und separate Ansteuerung. Die Ringe und Zuleitungsrohre können sowohl zur Fluidentnahme als auch zur Fluidverteilung genutzt werden, indem sie mit T-Stücken mit beiden Mehrwegeventilen verbunden werden. Jeder der Ringe wird zu jedem Zeitpunkt über höchstens ein Mehrwegeventil angesteuert, d. h. er wird entweder zur Entnahme oder zur Verteilung genutzt oder er ist nicht in Gebrauch. In Abbildung 5.3 ist dargestellt, wie Einschichtung und Extraktion bei diesem Aufbau ablaufen.

Weiterhin werden durch den im Vergleich zur Schichtladelanze größeren Radius der Ringe eine größere Gesamtauslassfläche – realisiert mittels einer großen Zahl von Auslassöffnungen – ermöglicht. Damit verlässt das Wärmeträgerfluid die Verteilringe mit sehr niedriger Strömungsgeschwindigkeit. In CFD-Simulationen wurde ermittelt, dass es sich dann um eine laminare Strömung handelt ($Re < 2300$). Der Vermischungseffekt ist dann sehr gering.

In der Variante mit einem gemeinsamen Mehrwegeventil bestehend aus den Teilen V_1 und V_2 in Abbildung 5.3 bewegt sich der Schrittmotor während des Adsorptionshalbzyklus im Uhrzeigersinn und im Desorptionshalbzyklus im Gegenuhrzeigersinn, jeweils von oben betrachtet. Die Fließrichtung des Fluids wird zwischen Adsorption und Desorption umgekehrt. Dadurch wird erreicht, dass während der Adsorption die Fluideinschichtung oberhalb der Entnahme erfolgt und während der Desorption unterhalb. Die Steuerung mit dem Schrittmotor sei am Beispiel nochmals verdeutlicht: In Abhängigkeit von der Solltemperatur T_{soll} (d. h. in Abhängigkeit der vom Adsorber benötigten Temperatur) wird eine Region im Speicher ausgewählt, in der die Temperatur des Fluids zumindest die von T_{soll} bestimmte treibende Temperaturdifferenz gegenüber dem Adsorber realisiert. Wenn beispielsweise im Adsorptionshalbzyklus zur Kühlung des Adsorbers Fluid aus dem sechsten Entnahmering extrahiert wird, fließt anschließend das im Adsorber erwärmte Fluid zurück zum Speicher und wird entsprechend höher eingeschichtet, zum Beispiel durch den

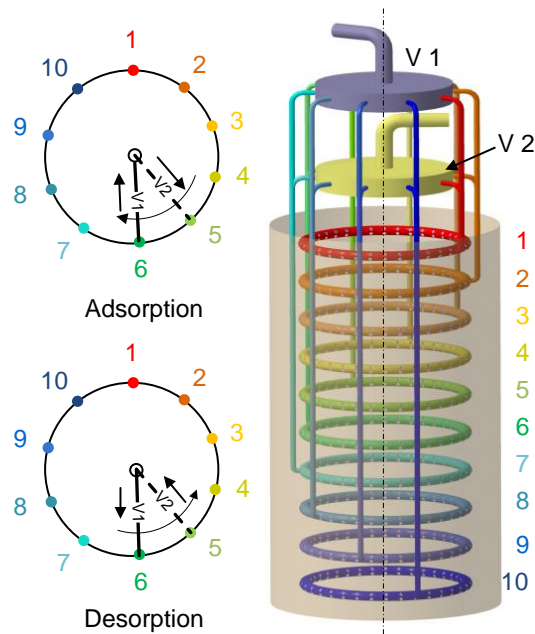


Abbildung 5.3: Beladung und Extraktion mittels Verteil- und Entnahmeringen

fünften Verteilring (bei einem Versatz von eins zwischen den beiden Verteilern V_1 und V_2). Wenn dann nach einiger Zeit die Solltemperatur fällt, um den Adsorber weiterhin kühlen zu können, so wird nun Fluid durch den nächsttieferen Entnahmering extrahiert. Im Beispiel wäre dies der siebte Entnahmering. Entsprechend würde die Einschichtung dann über den sechsten Verteilring erfolgen. Dieser Ablauf wiederholt sich solange, bis der Boden des Schichtspeichers erreicht wird. Nun wird noch mit dem kältesten Fluid im Speicher bis zum Ende des Adsorptionshalbzykluses gekühlt.

Im Desorptionshalbzyklus ist der Ablauf genau umgekehrt: Warmes Fluid verlässt den Tank beispielsweise durch den fünften Entnahmering und wird nach Abkühlung im Adsorber tiefer eingeschichtet, also beispielsweise durch den sechsten Verteilring. Gegen Ende des Desorptionshalbzyklus wird das warme Wärmeträgerfluid ganz oben aus dem Schichtspeicher extrahiert, also aus dem ersten Entnahmering. Das abgekühlte Fluid kommt vom Adsorber zurück und wird durch den zweiten Verteilring eingeschichtet. Durch den festen Versatz zwischen den beiden Ventilen kann ein hydraulischer Kurzschluss ausgeschlossen werden.

Eine weitergehende Auslegung der Ventile und Verrohrung oder eine Kostenabschätzung konnte hier nicht mehr vorgenommen werden. Durch Firma Consolar wurden aber Konstruktionszeichnungen für ein möglicherweise geeignetes Mehrwegeventil zur Verfügung gestellt.

5.2 Pumpe und Verrohrung

Um eine Beladung und Entladung des Tanks mit Wärmeträgerfluid zu ermöglichen, benötigt man Pumpen und einen hydraulischen Kreislauf. Die Hauptpumpe, die den Adsorber mit Wärmeträgerfluid versorgt, sollte je nach Systemauslegung (vergleiche Kapitel 6) für

Tabelle 5.1: Eigenschaften von Ultramid A3W2G10

Größe	Einheit	Wert
Massendichte ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1550
Schmelztemperatur T_{schmelz}	$^{\circ}\text{C}$	260
Spezifische Wärmekapazität c_p	$\text{J}(\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	1700
Wärmeleitfähigkeit λ	$\text{W}(\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	0,33

einen maximalen Volumenstrom von 0,2 bis 0,5 Liter pro Sekunde und eine Temperatur von 220°C ausgelegt sein. Ähnliche Pumpen, die mit einem geringeren Volumenstrom arbeiten, werden für die Fluidförderung zu Heizer und Kühler benötigt. Hierbei handelt es sich um Umwälzpumpen, die den Reibungsverlust in den Rohren und ggf. den Druckverlust in einem Wärmeübertrager ausgleichen müssen. Eine typische Förderhöhe beträgt ca. $L = 4 \text{ m}$.

Die Kontaktierung der wichtigsten Hersteller ergab, dass passende Pumpen nicht marktverfügbar sind. Die Thermoölpumpe mit der Typenbezeichnung TOE-NPY 2251-MK und einer Leistung von 0,5 kW der Firma Speck Pumpen würde die Anforderungen zwar größtenteils erfüllen, ist jedoch mit einer Förderhöhe von 50 m jedoch zu groß dimensioniert. Der elektrische Verbrauch beträgt entsprechend über 200 W bei 0,5 kg/s. Die zulässige Maximaltemperatur beträgt 350°C , was weit über den verlangten 220°C liegt. Der Preis beträgt mehr als 2000 € und ist für unsere Anwendung damit zu hoch. Die Verwendung von Thermoöl als Wärmeträgerfluid mit hohen Temperaturen erfordert also voraussichtlich die Entwicklung und Produktion von an die Anforderungen angepassten Pumpen durch Industriepartner.

5.3 Tank und Schichtladelanze

Die Hauptanforderung an das Material für die Speicherhülle ist thermische Stabilität. Tank und Verrohrung sollten außerdem hohen Temperaturen standhalten. Der Kunststoff Ultramid A3W2G10 von BASF erfüllt diese Anforderungen. Er kann dauerhaft mit Temperaturen von 210°C belastet werden. Der 50 kg-Tank inklusive Anbauten würde bei Fertigung aus Ultramid A3W2G10 mit einer Wandstärke von 5 mm ungefähr 10 kg wiegen. Die Kosten für diesen Kunststoff betragen ungefähr $6,5 \text{ €} \cdot \text{kg}^{-1}$.

5.4 Wärmeträgerfluid

Marlotherm LH der Firma Sasol ist ein synthetisches, organisches Thermoöl, das häufig als Wärmeträgermedium in Speicheranwendungen verwendet wird. Einige physikalische Eigenschaften sind in Tabelle 5.2 aufgeführt (entnommen aus [Sas04]). Der zulässige Temperaturbereich reicht bei Marlotherm LH von -70°C bis 360°C . Auch bei der höchsten zulässigen Betriebstemperatur von 360°C beträgt die Lebensdauer von Marlotherm LH ein Jahr. Für jede Reduktion um 10°C von dieser Maximaltemperatur nimmt die Lebensdauer um ein Jahr zu. Bei einer Verwendung bei einer maximalen Temperatur von 200°C kann das Wärmeträgerfluid damit mehr als zehn Jahre eingesetzt werden bis es ausgetauscht werden muss.

Tabelle 5.2: Eigenschaften von Marlotherm LH und Wasser

Größe	Einheit	Marlotherm LH		Wasser	
		38 °C	200 °C	38 °C	130 °C
Massendichte ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	980	856	992	937
Viskosität ν	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	2,60	0,47	0,636	0,213
Spezifische Wärmekapazität c_p	$\text{J}(\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	1680	2200	4178	4256
Wärmeleitfähigkeit λ	$\text{W}(\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	0,129	0,111	0,634	0,688

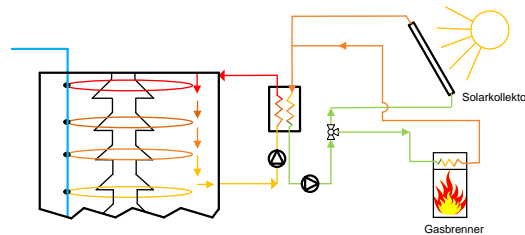


Abbildung 5.4: Heizerdesign mit Gegenstromwärmetauscher (beispielsweise angetrieben von einem Gasbrenner oder einem Sonnenkollektor)

Als Alternative wurde in den Parametervariationen auch Wasser als Wärmeträgerfluid unter erhöhtem Druck bis ca. 130 °C verwendet. Dafür müsste allerdings auch der Tank für erhöhten Druck ausgelegt werden und aus Stahl gefertigt werden.

5.5 Externer Heizer

Die Beheizung des Speichers kann auf verschiedene Arten erreicht werden. Eine Möglichkeit, die in den Simulationen umgesetzt ist, verwendet eine Pumpe, um das Fluid durch einen Gegenstromwärmetauscher zu befördern. Der Wärmeaustausch erfolgt zwischen dem Wärmeträgerfluid aus dem Tank und heißen Verbrennungsgasen eines Gasbrenners, mit dem Rücklauf eines Solarkollektors oder dem einer Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungs-Anlage (siehe Abbildung 5.4). Die Beheizung der obersten Schichten im Speicher kann auch durch einen in den Speicher integrierten Wärmetauscher erfolgen (siehe Abbildung 5.5). Schließlich kann der Tank auch direkt mittels durch den Tank geführten Verbrennungsgase erfolgen (siehe Abbildung 5.6).

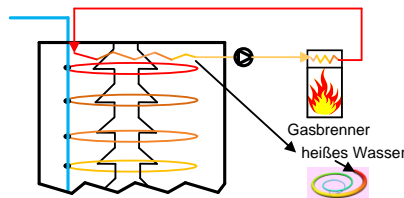


Abbildung 5.5: Heizerdesign mit einem in den Tank integrierten Wärmetauscher

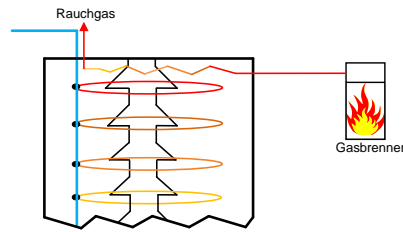


Abbildung 5.6: Heizerdesign mit direkter Durchführung der Verbrennungsgase

5.6 Systemkopplung

Je nach Anwendungsfall des Systems (Wärmepumpe, Kältemaschine) und verwendeten Wärmequellen und -senken sind sehr unterschiedliche Einbindungen des Stratisorp-Systems ins gesamte Heiz- bzw. Kühlsystem denkbar, die hier nicht systematisch untersucht werden konnten. Beispielhaft wird in Abbildung 5.7 eine mögliche Systemeinbindung in ein Heizsystem (Wärmepumpenfall) dargestellt. Der Thermoöl-Kreislauf des Stratisorp-Systems ist durch einen an den Stratisorp-Kühler angeschlossenen Wärmeübertrager (z. B. Platten-Wärmeübertrager im Gegenstrom-Betrieb) vom Heizkreis getrennt, der Kondensator wird aber direkt vom Heizungswasser durchströmt. Kühler-Wärmeübertrager und Kondensator werden parallel durchströmt, der Volumenstrom wird durch ein als Verteilventil betriebenes Dreiwege-Stellventil geregelt. Während der Adsorptionsphase wird nur der Kühler durchströmt, während der Desorptions- und Kondensationsphase wird zusätzlich der Kondensator durchströmt. Noch zu untersuchen ist, ob die Heizkreispumpe entsprechend der Adsorptionsphasen geregelt werden muss oder auf gleicher Stufe durchlaufen kann. Auch ein Umschalten zwischen der Durchströmung von Kondensator und Kühler ist möglich, wenn Kühler und Tank bezüglich des dem Kühler zur Verfügung stehenden Puffervolumens entsprechend ausgelegt sind.

Dieses Systemschema wurde auch zur Abschätzung der Jahresheizzahlen in Unterabschnitt 6.3.2 herangezogen.

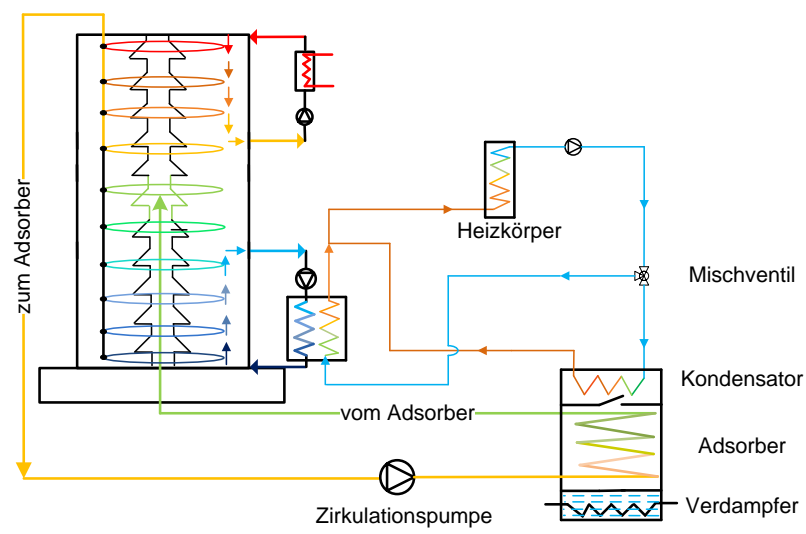


Abbildung 5.7: Wärmepumpenbetrieb: Paralleler Anschluss von Kondensator und Kühler des Speichers an den Heizkreis

6 Ergebnisse der Systemsimulationen

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Systemsimulationen mit dem in Kapitel 3 beschriebenen Modell vorgestellt.

6.1 Durchführung der Systemsimulation

Wie andere Adsorptionswärmepumpen auch arbeitet das Stratisorp-System periodisch, d. h. Adsorptions- und Desorptionsphasen wechseln sich ab. Bei über längere Zeit gleichbleibenden Betriebsbedingungen wird am Ende jedes vollen Zyklus annähernd derselbe Systemzustand (gegeben durch Temperaturen und Beladungen im Adsorber sowie Temperaturen in Speicher, Verdampfer und Kondensator) erreicht. Bei sich verändernden Betriebsbedingungen treten im Stratisorp-System Speichereffekte auf, d. h. durch Änderungen der Temperaturschichtung ändert sich die Gesamtenergie im Speicher von Zyklus zu Zyklus. Der Coefficient of Performance COP , der bei stationär arbeitenden Wärmepumpen die Leistungszahl für einen bestimmten Zeitpunkt angibt, kann für Adsorptionswärmepumpen per se nur sinnvoll als über einen Zyklus gemittelte Heizzahl angegeben werden. Wenn signifikante Speichereffekte auftreten, ist auch diese Angabe nicht mehr aussagekräftig, da z. B. eine in einem Zyklus durch Mehraufwand an Antriebswärme erfolgte Erhöhung der Speicherenergie in diesem Zyklus zu einer Absenkung der Heizzahl; in einem späteren Zyklus, in dem die Speicherenergie wieder reduziert wird, aber zu einer Erhöhung der Heizzahl führt. Bei der Stratisorp-Systemsimulation ist daher sicherzustellen, dass für die Berechnung von COP und Leistung ein eingeschwungener Zyklus betrachtet wird, in dem keine signifikanten Speichereffekte mehr auftreten. Diese Bedingung wird hier als erfüllt angesehen, wenn die Änderung der Speicherenergie kleiner als 1 % der im Zyklus aufgewendeten Heizenergie ist. Für das Stratisorp-System wurden je nach Systemkonfiguration und je nach Anfangsbedingung des Speichers zwischen 15 und 100 Zyklen berechnet, bis der eingeschwungene Zustand erreicht war.

Die Systemparameter werden in einer Konfigurationsdatei abgelegt, die zu Beginn der Simulation eingelesen wird. Die verwendeten Dateien werden in Anhang A gezeigt.

6.2 Asymptotische Grenzfälle

Am Beispiel des Stratisorp-Systems mit Zeolith 13X und Thermoöl wird hier das Systemverhalten für verschiedene asymptotische Grenzfälle der Systemparameter dargestellt. Das Hauptziel dieses Abschnittes ist, die Bedingungen für das Erreichen des höchstmöglichen Coefficient of Performance zu erklären und die Sensitivität der Systemparameter in der Nähe dieses Punkts im Parameterraum darzustellen.

Um mit dem Stratisorp-System einen möglichst hohen Coefficient of Performance bei gegebenen Temperaturniveaus der externen Quellen und Senken zu erreichen, müssen sowohl die Wärmeverluste über die Systemgrenze hinweg (Speicherverluste) als auch die

Exergieverluste (durch irreversible Prozesse innerhalb des Systems) so gering wie möglich gehalten werden. Wärmeverluste werden im Modell nur für den Schichtspeicher abgebildet und können somit durch eine sehr gute Wärmedämmung des Speichers verringert werden. Für das weitgehend ideale System wird eine Dämmstärke von 30 cm Mineralwolle auf dem Schichtspeicher angenommen. Die Mischungseffekte im Speicher werden im Modell durch die höhenabhängige effektive Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} des Fluids beschrieben. Sie werden minimiert, wenn diese effektive Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} gleich dem Stoffwert des Wärmeträgerfluids ist. Dann erfolgt der konvektive Wärmetransport im Speicher nur noch durch die ideale Pfropfenströmung. Die wichtigsten Parameter der asymptotischen Referenzkonfiguration für das ideale System sind in Tabelle 6.1 angegeben. Die zugehörigen Adsorberparameter wurden in Kapitel 3 beschrieben und finden sich in Tabelle 3.3. Die Größe des Adsorbers wurde in diesem Kapitel immer auf 3 kg Adsorbensmasse skaliert.

Tabelle 6.1: Wichtige Modellparameter für die Systemsimulationen des asymptotischen Optimums, $(T_{\text{desorp}}, T_{\text{mid}}, T_{\text{evap}}) = (200, 38, 15)^\circ\text{C}$.

Größe	Wert	Einheit	Kommentar
Systemmassenstrom \dot{m}	0,2	kg/s	
Treibende Temperaturdifferenz T_{diff}	7	K	zwischen Vor- & Rücklauf
Abbruchtemperatur $T_{\text{diff,min}}$	2	K	führt zu Zyklenende
Fluidmasse im Speicher m_{stored}	200	kg	
Speicherhöhe L	1,9	m	
Anzahl Extraktionshöhen n_{zones}	50	1	
Höhe der Vermischungspeaks p^{ratio}	1	1	relativ zu λ
Isolationsdicke des Speichers d_{insu}	0,3	m	
Heizerauslasshöhe h_{heater}	$0,95 \cdot L$	m	
Kühlerauslasshöhe h_{cooler}	$0,05 \cdot L$	m	
Heizermassenstrom \dot{m}_{heater}	\dot{m}	kg/s	$\gamma_{\text{heater}} = 1$
Kühlermassenstrom \dot{m}_{cooler}	\dot{m}	kg/s	$\gamma_{\text{cooler}} = 1$

6.2.1 Sensitivität des maximal erreichbaren Coefficient of Performance gegenüber Systemparametern

Wie aus Tabelle 6.1 ersichtlich, arbeiten Heizer und Kühler im asymptotischen Grenzfall mit dem Systemmassenstrom. Es muss also kein Speichervolumen für das beheizte bzw. abgekühlte Wasser vorgehalten werden, da Heizer und Kühler den Adsorber in Echtzeit mit Fluid der benötigten Temperatur versorgen können. Die Simulationsrechnungen haben bestätigt, dass dies die ideale Situation darstellt. Die Sensitivität des COP gegenüber einer Variation der Heizer- und Kühlermassenströme sowie der Auslasshöhen wurde hier nicht berechnet, da immer jeweils Massenstrom und Höhe gemeinsam angepasst werden müssten, um genügend Speichervolumen für das heiße bzw. kalte Fluid vorzuhalten. In den folgenden Abschnitten werden jedoch auch Konfigurationen mit deutlich abweichenden Heizer- und Kühlerparametern vorgestellt.

In Abbildung 6.1 ist die Sensitivität von COP und Leistung gegenüber einer Variation der Speicherparameter gezeigt. Dies sind p^{ratio} , also das Verhältnis von effektiver Wärme-

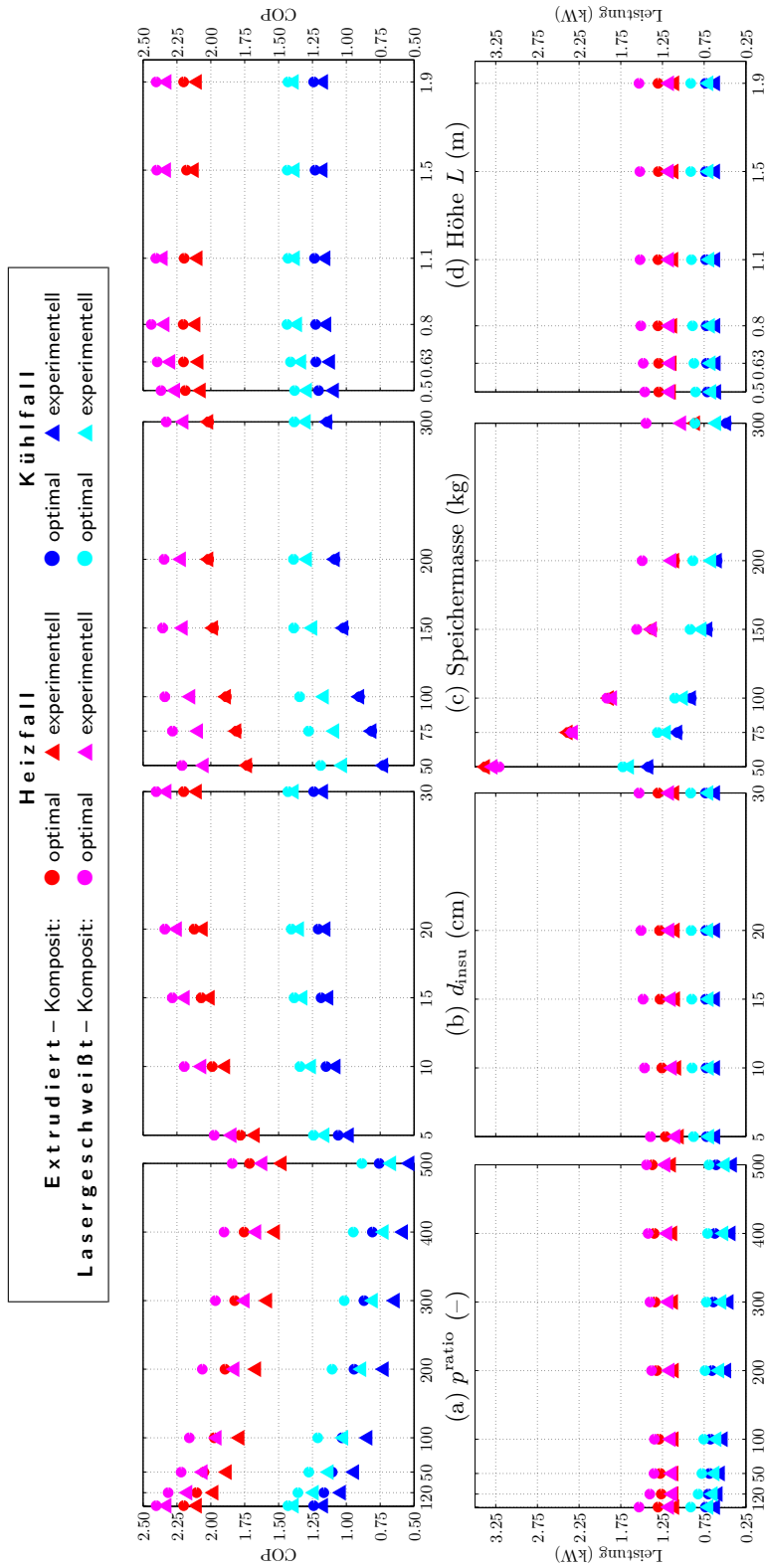


Abbildung 6.1: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von Speicherparametern (Höhe der Peaks p^{ratio} der effektiven Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} , Dämmungsdicke d_{insu} , Speichermasse m_{stored} und Höhe L) für den asymptotischen Grenzfall

leitfähigkeit λ_{eff} zum Stoffwert λ , die Dammschichtstärke d_{insu} , die Speichermasse und die Speicherhöhe. Unter den hier angenommenen Idealbedingungen liegt das Maximum der COP für besten angenommenen Adsorber bei etwa 2,4 (Heizung) und etwa 1,4 (Kühlung). Bezüglich der Vermischungseffekte im Speicher zeigt sich, dass der COP für alle Adsorbertypen zwischen $p^{\text{ratio}} = 1$, und $p^{\text{ratio}} = 100$ um etwa 0,35 abnimmt (auf 2,05 für den besten Adsorber im Heizfall). Bei weiterer Erhöhung der Mischungseffekte nimmt der COP mit etwas geringerer Steigung weiter parallel für alle Adsorbertypen ab.

Aus diesem Ergebnis ist ersichtlich, dass ein Wert $p_i^{\text{ratio}} \leq 100$ für die Durchmischung im Speicher angestrebt werden sollte, wenn ein $COP \geq 2$ erreicht werden soll. In den folgenden Abschnitten wurde $p_i^{\text{ratio}} = 100$ gewählt im Sinne eines Zielwertes. Es ist bisher unklar, wie die Speichereinbauten beschaffen sein müssen, um diese geringe Durchmischung zu erreichen. Als aussichtsreicher Ansatz wird die Verwendung poröser Medien im Speicher angesehen (z. B. retikulierter Schwämme), es konnten jedoch im Rahmen dieses Vorhabens aus Zeit- und Budgetgründen keine CFD-Simulationen mehr hierzu durchgeführt werden.

Bei einer Verringerung der Dämmschichtstärke von 30 cm (Idealfall) auf 20 cm nimmt der COP um etwa 0,1 ab, bei geringeren Dämmstärken wird der Abfall steiler. Für die Parametervariationen realitätsnaher Systemkonfigurationen in den folgenden Abschnitten wurde eine Dämmstärke von 20 cm als Standard gewählt. Als Dämmstoff wurde Mineralwolle angenommen ($\lambda = 0,04 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$), derselbe U-Wert des Speichers ließe sich daher durch eine ca. 4 cm starke Vakuumdämmung erreichen.

Bei der Variation des Speichervolumens (bzw. Masse des Speicherfluids) fällt auf, dass bei sehr kleinen Speichern der COP abnimmt und zugleich die Leistung stark zunimmt. Dies ist durch die steigende mittlere treibende Temperaturdifferenz am Adsorber bei sinkender Speichergröße zu erklären. Interessant ist auch, dass für den noch zu entwickelnden lasergeschweißten Adsorber ein Speicherinhalt von 100 kg Thermoöl ausreichend ist (keine nennenswerte COP -Reduzierung gegenüber größeren Speichern), während für die extrudierten Adsorber mindestens 150 kg Thermoöl benötigt werden. Dies erklärt sich aus den unterschiedlichen thermischen Totmassen der Adsorber bei Normierung auf die Adsorbensmasse.

Die Variation der Speicherhöhe zeigt, dass in dem hier angenommenen Idealfall $p_i^{\text{ratio}} = 1$ eine Speicherhöhe von 80 cm ausreichend ist, um den höchstmöglichen COP zu erreichen. Die folgenden Abschnitte werden jedoch zeigen, dass dies bei stärkerer Durchmischung des Speichers nicht mehr gilt.

6.2.2 Sensitivität gegenüber Betriebsparametern

In Abbildung 6.2 wird die Abhängigkeit von Coefficient of Performance und Leistung von den beiden Betriebsparametern Systemmassenstrom und Sollwert der treibenden Temperaturdifferenz am Adsorber gezeigt.

Das Ansteigen des COP mit dem Systemmassenstrom weist auf den Einfluss des Speichers hin: Bei verringertem Massenstrom verlängert sich die Zykluszeit, und damit erhöhen sich sowohl Wärmeverluste als auch Mischungsverluste (Exergieverluste) im Speicher.

Die Leistung skaliert in sehr guter Näherung linear mit dem Systemmassenstrom durch den Adsorber, was darauf hindeutet, dass die Adsorptionskinetik durch den Wärmeabtransport über das Wärmeträgerfluid limitiert wird. Auch die bis zum Systemmassenstrom von 0,4 kg/s ansteigenden COP -Werte weisen darauf hin, dass noch keine Limitierung durch den Wärmetransport in der Schwammstruktur des Adsorbens-Kompositen vorliegt.

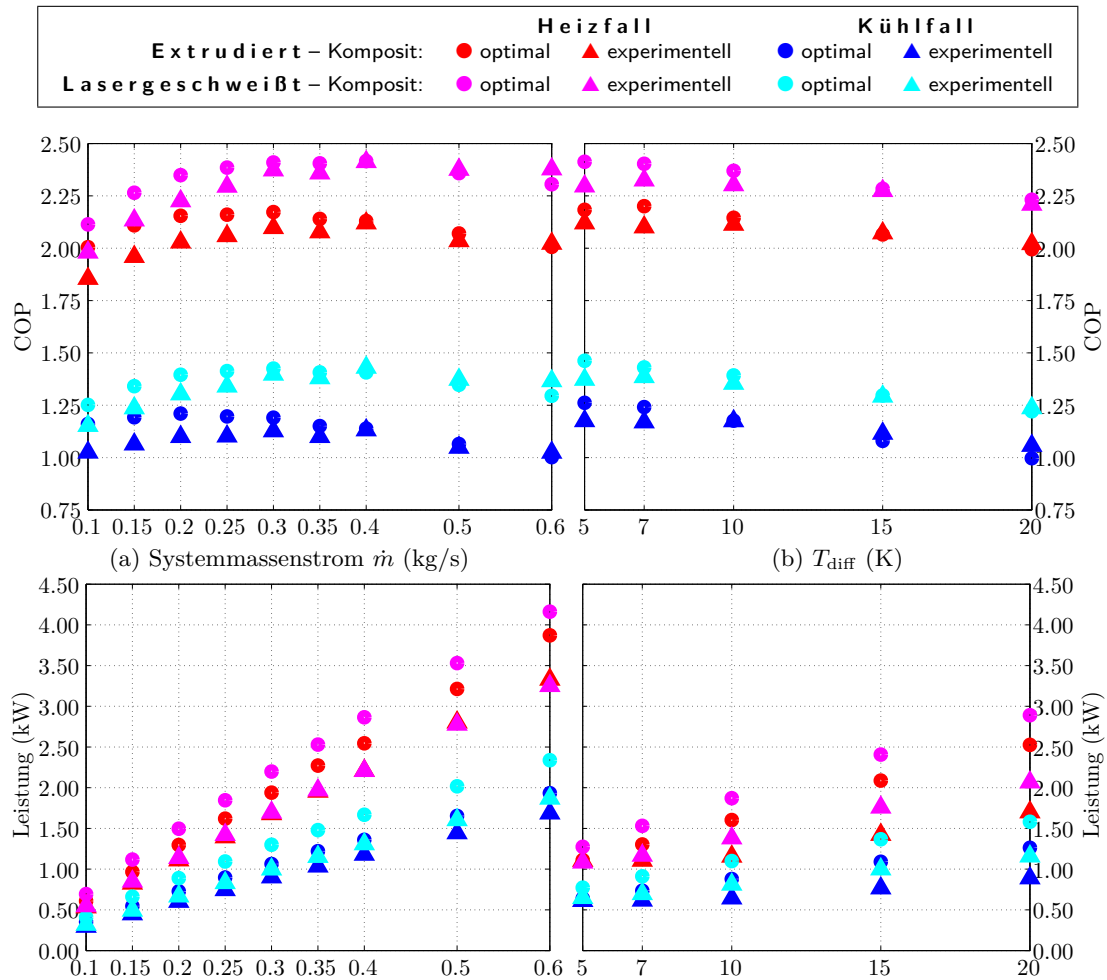


Abbildung 6.2: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von Betriebsparametern (Systemmassenstrom \dot{m} und Sollwert der treibenden Temperaturdifferenz T_{diff} am Adsorber) für den asymptotischen Grenzfalle

Für den Laser-Adsorber mit optimiertem Komposit liegt hier das COP -Maximum bei sehr kleinen Werten für den Sollwert der treibenden Temperaturdifferenz. Dies überrascht insofern, als ein kleiner Wert von T_{diff} zu sehr langen Zykluszeiten und somit zu großen Speicherverlusten führen sollte. Warum dies nicht der Fall ist, wird aus Abbildung 6.3

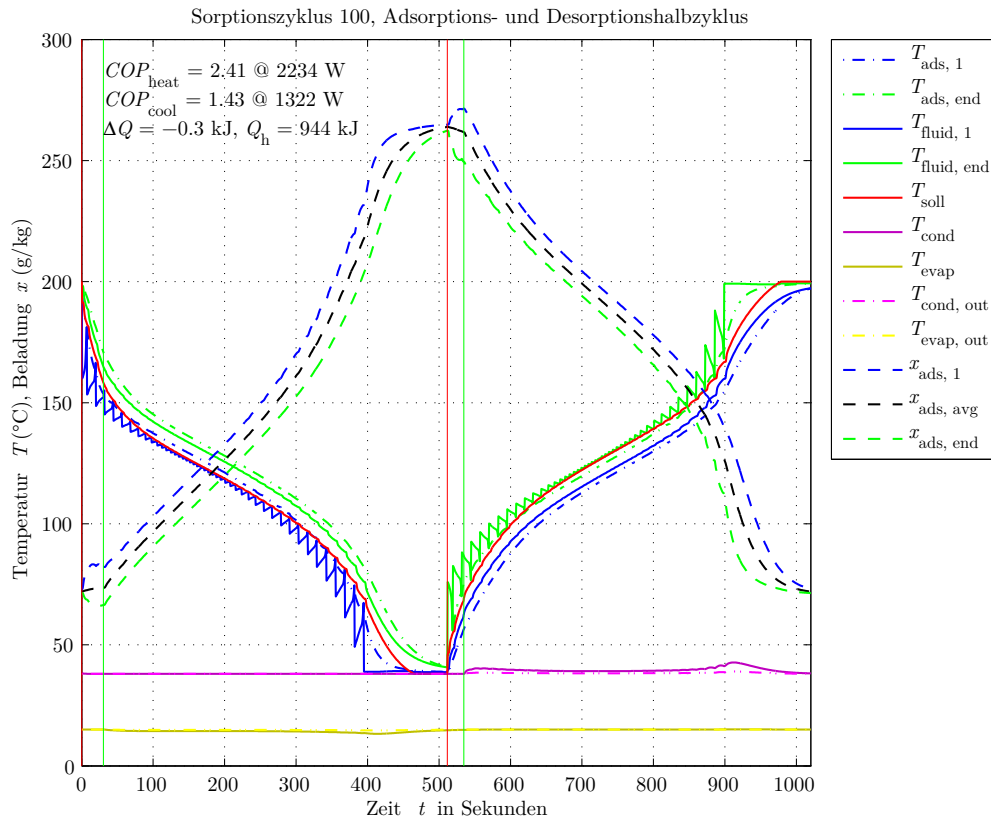


Abbildung 6.3: Simulierter Zyklus unter System-Idealbedingungen für Laser-Adsorber mit optimiertem Komposit mit einem Systemmassenstrom von 0,3 kg/s.

deutlich: Die tatsächliche Vorlauftemperatur des Adsorberfluids (gezackte Kurve der Speicherentnahme) liegt zu Beginn und Ende der Adsorption deutlich niedriger und zu Beginn und Ende der Desorption deutlich höher als der Sollwert, die mittlere treibende Temperaturdifferenz ist also deutlich höher als der Sollwert. Nur in der mittleren Phase der beiden Halbzyklen liegt die Vorlauftemperatur nah am Sollwert, und zwar geschieht dies genau in dem Temperaturbereich des Adsorbers, in dem eine bessere Wärmerückgewinnung sich besonders stark auf den COP auswirkt, nämlich dort, wo die differentielle Adsorptions- und Desorptionswärme etwa gleich groß sind. Bei niedrigerer Temperatur besteht ein Überschuss an Adsorptionswärme, bei höherer Temperatur ein Bedarf an Desorptionswärme, der nicht aus Adsorptionswärme gedeckt werden kann. Das System schwingt sich somit auf ein Speicher-Temperaturprofil ein, das große Gradienten in der Nähe des Heizer- und Kühlerauslasses aufweist (siehe Abbildung 6.4). Bei diesem Temperaturprofil sind beim „Abfahren“ des Speichers zu Beginn und Ende der Halbzyklen keine Schichten vorhanden, deren Temperatur näher am Sollwert liegt, und die zu diesen Zeitpunkten große treibende Temperaturdifferenz führt zu einer relativ kurzen Zykluszeit von ca. 1050 s. Kleine Werte von T_{diff} verlängern also hier die Zykluszeit nur geringfügig, so dass der positive COP -Ef-

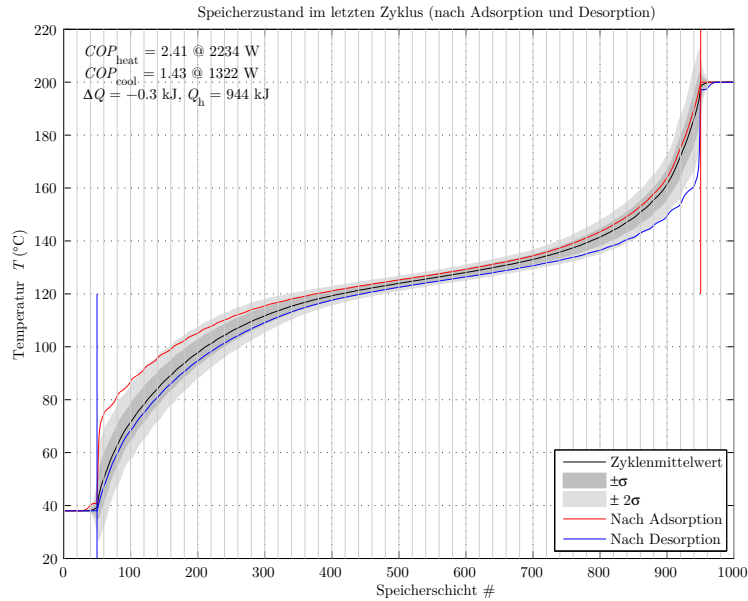


Abbildung 6.4: Temperaturprofil im Speicher für eingeschwungenen Zyklus unter System-Idealbedingungen für Laser-Adsorber mit optimiertem Komposit mit einem Systemmassenstrom von 0,3 kg/s. Die Speichertemperatur ist über den diskretisierten Speicherschichten des Modells aufgetragen.

fekt der verbesserten Wärmerückgewinnung den negativen der erhöhten Speicherverluste überwiegt.

Für diese Systemkonfiguration ist zusätzlich in Abbildung 6.5 das Clapeyron-Diagramm ($\ln p$ vs. $-1/T$) des realen vom System durchlaufenen Adsorptionszyklus dargestellt. Man erkennt, dass der reale Zyklus dem idealen Zyklus aus zwei isobaren und zwei isosteren Abschnitten recht nahe kommt. Weiterhin ist der große Temperatur-Überlapp zwischen Adsorptions- und Desorptionsphase hier deutlich zu sehen. Am Ende des Desorptionshalbzyklus ist ein Ansteigen des Kondensatordrucks erkennbar, der mit den hohen treibenden Temperaturdifferenzen in Abbildung 6.3 korrespondiert. Das Absinken des Verdampferdrucks am Ende des Adsorptionshalbzyklus fällt geringer aus wegen des höheren Verdampfer-Fluidmassenstroms im Vergleich zum Kondensator und wegen der Wirkung des Flüssigkeitspools im Verdampfer als Pufferspeicher.

6.2.3 Sensitivität gegenüber Variation der äußeren Temperaturen

In Abbildung 6.6 ist die Abhängigkeit von COP und Leistung von den Vorlauftemperaturen der äußeren Fluidkreise (Heizer, Kühler/Kondensator, Verdampfer) dargestellt, ausgehend von $(T_{\text{desorp}}, T_{\text{mid}}, T_{\text{evap}}) = (200, 38, 15)^\circ\text{C}$. Aus der Variation der Desorptionstemperatur erkennt man, dass 200°C hier ausreichend sind, eine weitere Erhöhung der Antriebstemperatur führt zu keiner nennenswerten COP -Erhöhung mehr, wohl aber zu einer Leistungserhöhung aufgrund steigender mittlerer Temperaturdifferenzen am Adsorber. Bei der Variation von T_{mid} wurde sowohl die Kondensator- als auch die Kühler-Auslasstemperatur variiert. Hier zeigt sich zunächst einmal eine enorme Robustheit des Stratisorp-Zyklus mit dem 13X-Zeolith im Vergleich zu anderen Sorptionszyklen, insbesondere dem

6 Ergebnisse der Systemsimulationen

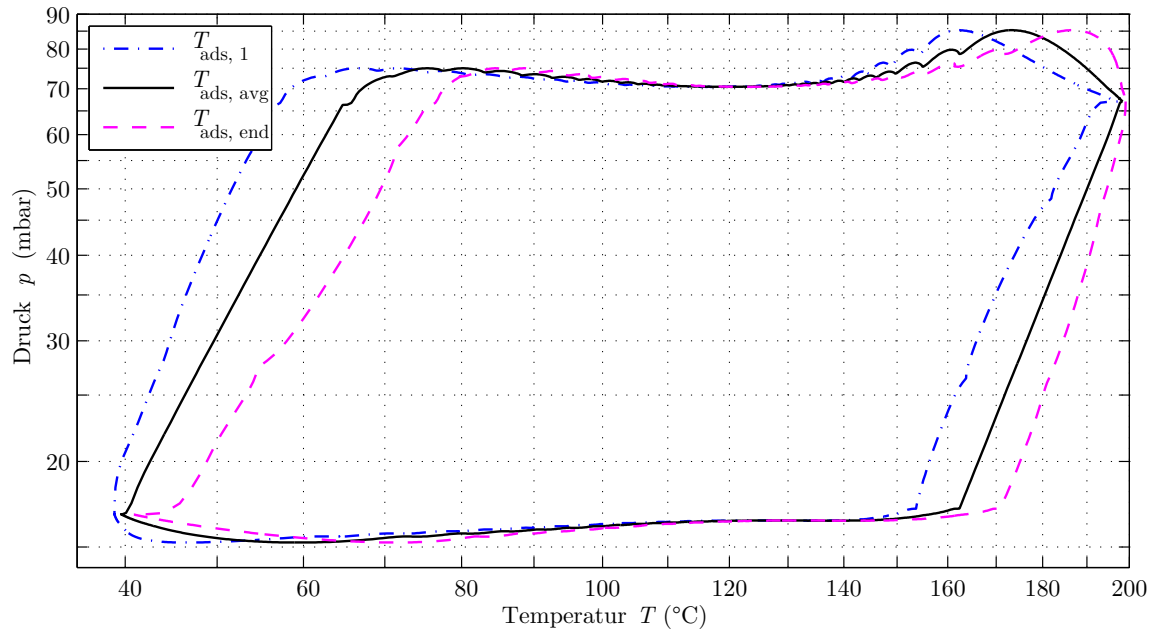


Abbildung 6.5: Clapeyron-Diagramm für einen eingeschwungenen Zyklus unter System-Idealbedingungen für Laser-Adsorber mit optimiertem Komposit mit einem Systemmassenstrom von 0,3 kg/s.

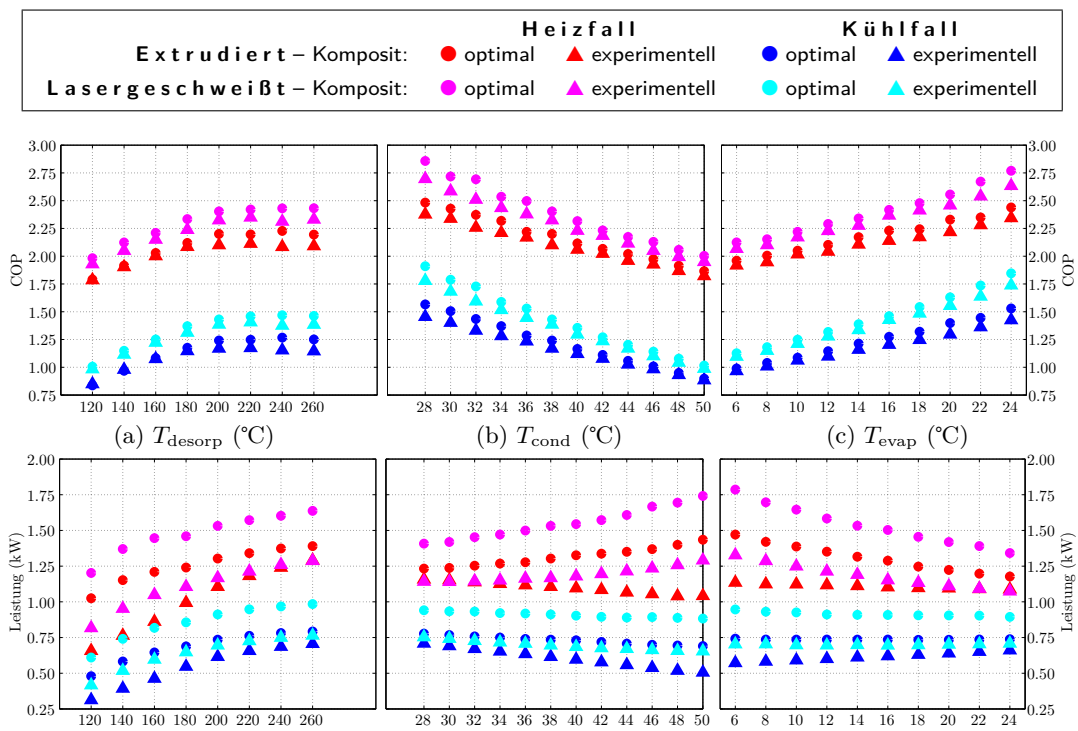


Abbildung 6.6: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von Desorptions-temperatur T_{desorp} , Kondensatortemperatur T_{cond} und Verdampfertemperatur T_{evap} für den asymptotischen Grenzfall

Absorptionszyklus mit dem Stoffpaar LiBr/Wasser. Der COP nimmt hier wie erwartet mit steigender Rückkühltemperatur ab, das System lässt sich aber stabil betreiben und erreicht selbst bei 50°C noch einen Heiz- COP von ca. 2,0 für den besten und ca. 1,8 für den schlechtesten betrachteten Adsorber. Wenn diese Charakteristik des hier betrachteten Idealsystems in ähnlicher Weise auch für realistischere Systemkonfigurationen zutrifft, dann lässt sich das Stratisorp-System sehr gut für die Gebäudekühlung mit trockener Rückkühlung auch in heißen Klimazonen auslegen und auch als Wärmepumpensystem für die Altbausanierung mit relativ hohen Heizungsvorlauftemperaturen. Beim niedrigsten betrachteten Wert $T_{\text{mid}} = 28^\circ\text{C}$ erreicht das Idealsystem mit dem besten Adsorber einen Heiz- COP von über 2,8 und mit dem schlechtesten noch über 2,3. Dies zeigt, dass das bei geringem Temperaturhub $T_{\text{mid}} - T_{\text{evap}}$ sehr große Potenzial zur Wärmerückgewinnung gut ausgenutzt wird. Die Variation der Verdampfertemperatur zeigt ebenfalls sehr hohe COP -Werte bei hohen Temperaturen, und bei der niedrigsten betrachteten Temperatur $T_{\text{evap}} = 6^\circ\text{C}$ noch einen COP über 2,1 im besten und ca. 1,9 im schlechtesten Adsorber-Fall.

6.3 Hochtemperatur-System mit Thermoöl und hohem Heizermassenstrom

Während die im vorigen Abschnitt betrachteten Systemkonfigurationen dem thermodynamischen Optimum möglichst nahe kommen sollten, geht es in diesem Abschnitt um solche Konfigurationen, die in Zukunft Chancen auf eine Realisierung in marktfähigen Adsorptionswärmepumpen haben, also einen Kompromiss aus Performance und Aufwand darstellen. Die wichtigste Anwendung bezüglich der Einsparung fossiler Energieträger ist hier die Gaswärmepumpe. Im Rahmen dieses Vorhabens lag der Fokus auf kleinen Systemen im Leistungsbereich unter 50 kW Heizleistung für die Gebäudeheizung und -kühlung. Als Referenzsystem einer Gaswärmepumpe kann das gerade in den Markt eingeführte „zeoTHERM“-System der Firma Vaillant betrachtet werden, das für die Beheizung von neuen oder sanierten Einfamilienhäusern konzipiert wurde und eine maximale Heizleistung von 10 kW aufweist. Mit einem Solarkollektor als Wärmequelle für den Verdampfer der Wärmepumpe wird eine Jahresheizzahl von 1,2 erreicht.

Für die Simulationen werden weiterhin die Temperaturen $T_{\text{desorp}} = 200^\circ\text{C}$, $T_{\text{cond}} = 38^\circ\text{C}$ und $T_{\text{evap}} = 15^\circ\text{C}$ als Referenz verwendet, um die Simulationen über die einzelnen Anwendungsfälle hinweg vergleichen zu können. Aus den Simulationsergebnissen ergab sich außerdem, dass die *absoluten* Temperaturen keine große Rolle spielen, wohl aber die Temperaturdifferenz $\Delta T = T_{\text{cond}} - T_{\text{evap}}$. Diese Temperaturspreizung bestimmt hauptsächlich die erreichbaren Leistungszahlen und damit die wichtigste Zielgröße (englisch: *figure of merit*). Damit kann eine Verdampfertemperatur von 15°C beispielsweise auch für Simulationen einer Gaswärmepumpe verwendet werden – obwohl hier die Verdampfertemperaturen in der Praxis wesentlich niedriger liegen – solange die obengenannte Temperaturspreizung an die jeweilige Anwendung angepasst wird.

6.3.1 Systemauslegung für eine Gaswärmepumpe

Für eine Gaswärmepumpe für Ein- und Mehrfamilienhäuser ist als Randbedingung zu beachten, dass das System bis zum Heizungskeller transportabel sein muss, woraus sich für

die einzelnen Komponenten eine maximale Masse von ca. 200 kg, ein maximales Kippmaß von ca. 2,1 m und eine maximale Breite von ca. 80 cm ergibt. Im Rahmen dieses Vorhabens wurde noch keine Bauraumstudie für das System durchgeführt, aber die Dimensionierung der Komponenten erfolgte mit Blick auf die genannten Randbedingungen. Die wichtigste Zielgröße für die Systemauslegung ist die Jahresheizzahl, aufgrund der hohen Systemkomplexität wurden die Systemanalysen jedoch zunächst weiterhin für die oben genannten Referenztemperaturen durchgeführt.

Ein Kennzeichen der Gaswärmepumpen-Anwendung ist die Verfügbarkeit einer hoch-exergetischen Wärmequelle (Erdgas/Biogas). Auf Seiten der Wärmequelle besteht damit keine Begrenzung der möglichen Antriebstemperatur, eine Verringerung der Antriebstemperatur oder eine hohe Temperaturspreizung des Antriebswärmestroms (in unserem System also die Temperaturspreizung zwischen Heizeraus- und -einlass) sind a priori nicht erwünscht. Ein Gasbrenner kann in den oberen Teil des Stratisorp-Speichers integriert werden, und moderne Gasbrenner können auch problemlos taktend betrieben werden, so dass eine Antriebswärmezufuhr nur jeweils am Ende des Desorptionshalbzyklus realisierbar ist. Dabei ist auch eine hohe Heizerleistung heute schon mit relativ kostengünstigen Gasbrennern erreichbar. Für die Umsetzung in dem im vorigen Kapitel beschriebenen Stratisorp-Modell bedeutet dies, dass die Fluidentnahme für den Heizer sehr weit oben im Tank und bei hohem Volumenstrom erfolgen kann. Beim Kühler des Stratisorp-Tanks ist hingegen eine hohe Temperaturspreizung erwünscht, da in Wohngebäuden außer dem Heizwärmebedarf auch noch ein Warmwasserbedarf besteht, für den die Nutztemperatur (bei modernen Niedrigenergiegebäuden) höher liegt als die Heizungsvorlauftemperatur. Außerdem ist eine möglichst hohe erreichbare Heizungsvorlauftemperatur a priori erwünscht. Im Folgenden bezeichnen wir diese Konfiguration mit *hoher Heizermassenstrom*. Die wichtigsten Parameter für die Systemsimulationen mit hohem Heizermassenstrom sind in Tabelle 6.2 angegeben.

Tabelle 6.2: Wichtige Modellparameter für die Systemsimulationen mit hohem Heizermassenstrom \dot{m}_{heater} , $(T_{\text{desorp}}, T_{\text{mid}}, T_{\text{evap}}) = (200, 38, 15)^\circ\text{C}$.

Größe	Wert	Einheit	Kommentar
Systemmassenstrom \dot{m}	0,2	kg/s	
Treibende Temperaturdifferenz T_{diff}	12	K	zwischen Vor- & Rücklauf
Abbruchtemperatur $T_{\text{diff},\text{min}}$	7	K	führt zu Zyklenende
Fluidmasse im Speicher m_{stored}	150	kg	
Speicherhöhe L	1,9	m	
Anzahl Extraktionshöhen n_{zones}	15	1	
Höhe der Vermischungspeaks p_i^{ratio}	100	1	relativ zu λ_{eff}
Isolationsdicke des Speichers X_{insu}	0,2	m	
Heizerauslasshöhe h_{heater}	$0,95 \cdot L$	m	
Kühlerauslasshöhe h_{cooler}	$0,2 \cdot L$	m	
Heizermassenstrom \dot{m}_{heater}	$0,9 \cdot \dot{m}$	kg/s	$\gamma_{\text{heater}} = 0,9$
Kühlermassenstrom \dot{m}_{cooler}	$0,1 \cdot \dot{m}$	kg/s	$\gamma_{\text{cooler}} = 0,1$

In Abbildung 6.7a kann man erkennen, dass bei einer Zunahme des Systemmassenstroms \dot{m} die Leistung für alle Adsorber-Konfigurationen stark ansteigt: Durch den erhöhten Mas-

senstrom kann eine größere Wärmemenge aus dem Speicher extrahiert und dem Adsorber zugeführt werden. Offensichtlich ist der Wärmetransfer von Speicher zu Adsorber für die hier betrachteten Massenströme mit Blick auf die Systemleistung limitierend. Andererseits sinkt der COP für hohe Massenströme leicht ab, weil die Wärme im Adsorber nicht schnell genug abgeführt werden kann (Wärmeübertragungsfähigkeit, Adsorptionskinetik) und sich damit erhöhte Temperaturgradienten zwischen Adsorberknoten und Fluid einstellen. Dies führt zu einem Exergie-Verlust. Diese Verluste überwiegen die Exergie-Verluste im Speicher, die umgekehrt für geringere Massenflüssen überwiegen. Interessant ist hierbei weiterhin, dass bei hohen Systemmassenflüssen \dot{m} mit dem experimentellen Komposit höhere $COPs$ erreicht werden als mit dem optimalen Komposit. Die Erklärung hierfür sind die deutlich größeren Wärmeübertragerflächen und damit besseren Wärmeübertragungseigenschaften des Adsorbers mit experimentellem Komposit, die sich in der Skalierung auf gleiche Adsorbensmassen m_{sor} begründen (siehe dazu Tabelle 3.3).

Erhöht man die Sollwertvorgaben für die minimale treibende Temperaturdifferenz T_{diff} , so erhöht sich natürlich die Leistung des Systems. Der COP des Systems geht zurück, wie sich in Abbildung 6.7b beobachten lässt. Die Gründe sind dieselben wie für das asymptotische System beschrieben: Höhere Temperaturgradienten erhöhen die Exergieverluste am Adsorber, und die Verkürzung der Zykluszeit und damit eine Reduktion der Speicherverluste ist unwesentlich, da die mittlere treibende Temperaturdifferenz aufgrund der begrenzten Anzahl von Extraktionshöhen nur für die mittleren Temperaturen zurückgeht. Damit verlängert sich die Zykluszeit kaum, aber die Exergieverluste werden genau für jene Temperaturen geringer, bei denen eine Knappheit an Wärme vorliegt.

Das Verhalten des Stratisorp-Systems in Bezug auf Leistung und COP bei variierten Temperaturen wird in Abbildung 6.8 gezeigt. Dabei fällt zunächst auf, dass eine Erhöhung der Antriebstemperatur T_{desorp} bzw. der maximalen Desorptionstemperatur zu einer Erhöhung der Systemleistung und auch zu einer Erhöhung des $COPs$ führt. Oberhalb von 220°C erhöht sich allerdings der COP für alle untersuchten Konfigurationen nur noch marginal. Dies begründet sich im Adsorptionsverhalten des verwendeten Zeolithen, der schon bei Temperaturen unterhalb von 200°C einen großen Beladungshub erreicht, der dann aber kaum noch weiter ansteigt. Es zeigt sich also, dass die Temperatur von 200°C ausreichend hoch ist.

Die gleichzeitige Erhöhung von Kondensator- und Kühleratemperatur T_{cond} und T_{cooler} führt zu einer vergleichbaren Erniedrigung des $COPs$ wie die Erniedrigung der Verdampferatemperatur T_{evap} um denselben Wert. Umgekehrt gilt dasselbe: Für eine Erhöhung der Verdampferatemperatur oder eine Erniedrigung der Konsator- bzw. Kühleratemperatur ergibt sich pro Grad Celsius eine ähnlich erhöhter COP . Beide Effekte können in Abbildung 6.8 abgelesen werden. Daraus folgt, dass vor allem der Temperaturhub $\Delta T = T_{\text{cond}} - T_{\text{evap}}$ für die Höhe des COP maßgeblich ist. Dies lässt sich in der sehr hohen Desorptionstemperatur begründen, die mit $T_{\text{desorp}} = 200^\circ\text{C}$ weit von den anderen beiden Temperaturniveaus und deren Unterschied ΔT entfernt ist. Auf die Leistung hat die Veränderung von Kondensator- bzw. Verdampferatemperatur nur einen geringen Einfluss.

Bei der Analyse der Sensitivität des Stratisorp-Systems gegenüber der Höhe der Peaks p^{ratio} der effektiven Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} (siehe Abbildung 6.9a) ergibt sich, dass sich der COP aufgrund der Exergie-Verluste im Speicher verringert, die Leistung des Systems aber weitgehend konstant bleibt, da sich die vom Heizer zugeführte Energie erhöht.

Mit der Anzahl der Entnahmestellen n_{zones} erhöht sich der COP (siehe Abbildung 6.9b), da die treibenden Temperaturdifferenzen zwischen Fluid und Adsorber im Mittel kleiner

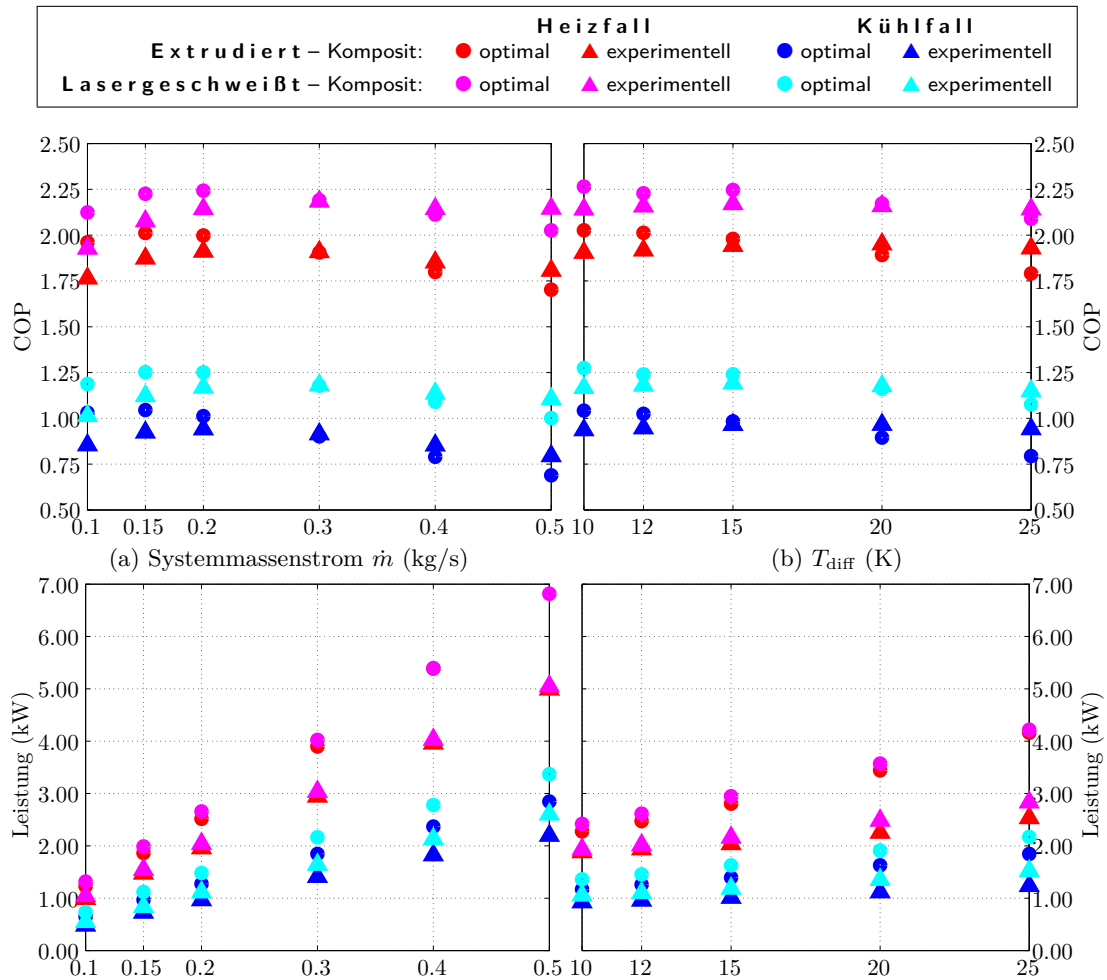


Abbildung 6.7: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von Betriebsparametern (Systemmassenstrom \dot{m} und Sollwert der treibenden Temperaturdifferenz am Adsorber T_{diff}) für einen hohen Heizermassenstrom

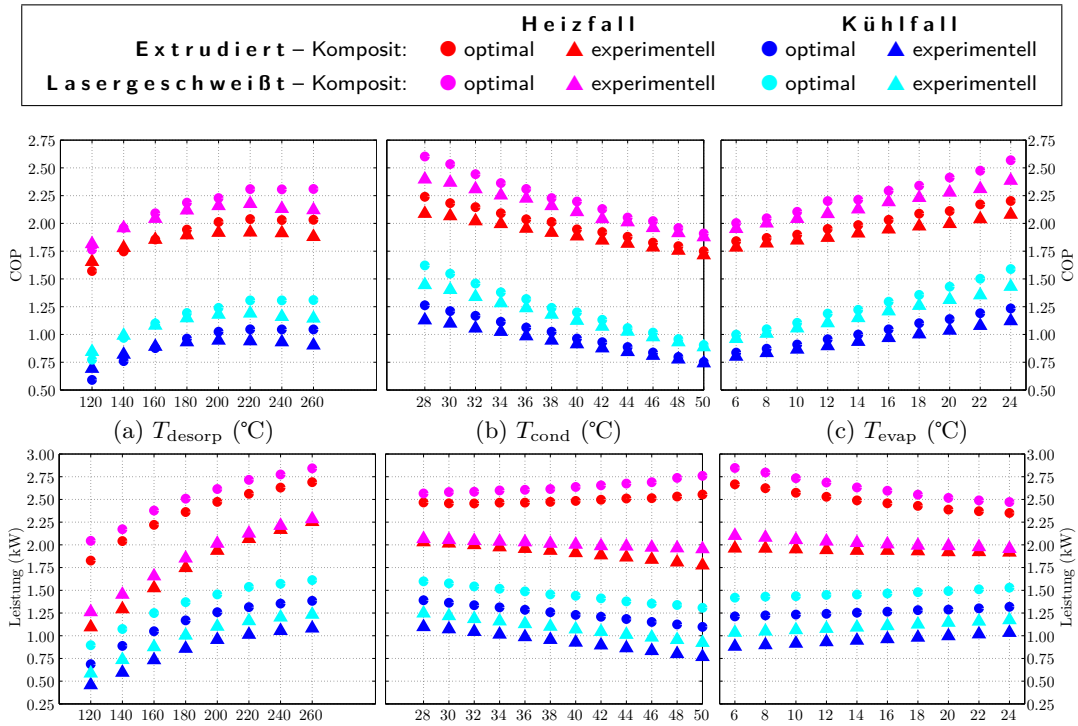


Abbildung 6.8: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von Desorptions-temperatur T_{desorp} , Kondensatortemperatur T_{cond} und Verdampfertemperatur T_{evap} für einen hohen Heizermassenstrom

sind. Bei einer geringeren Anzahl von Entnahmehöhen ist häufig nur eine Zone mit entweder zu hoher oder zu niedriger Temperatur verfügbar. Dies reduziert aufgrund der Exergie-Verluste den COP , erhöht aber andererseits die Leistung. Bei 15 bis 20 Entnahmehöhen wird ein Plateau des COP s erreicht, so dass eine weitere Erhöhung nicht mehr als sinnvoll anzusehen ist.

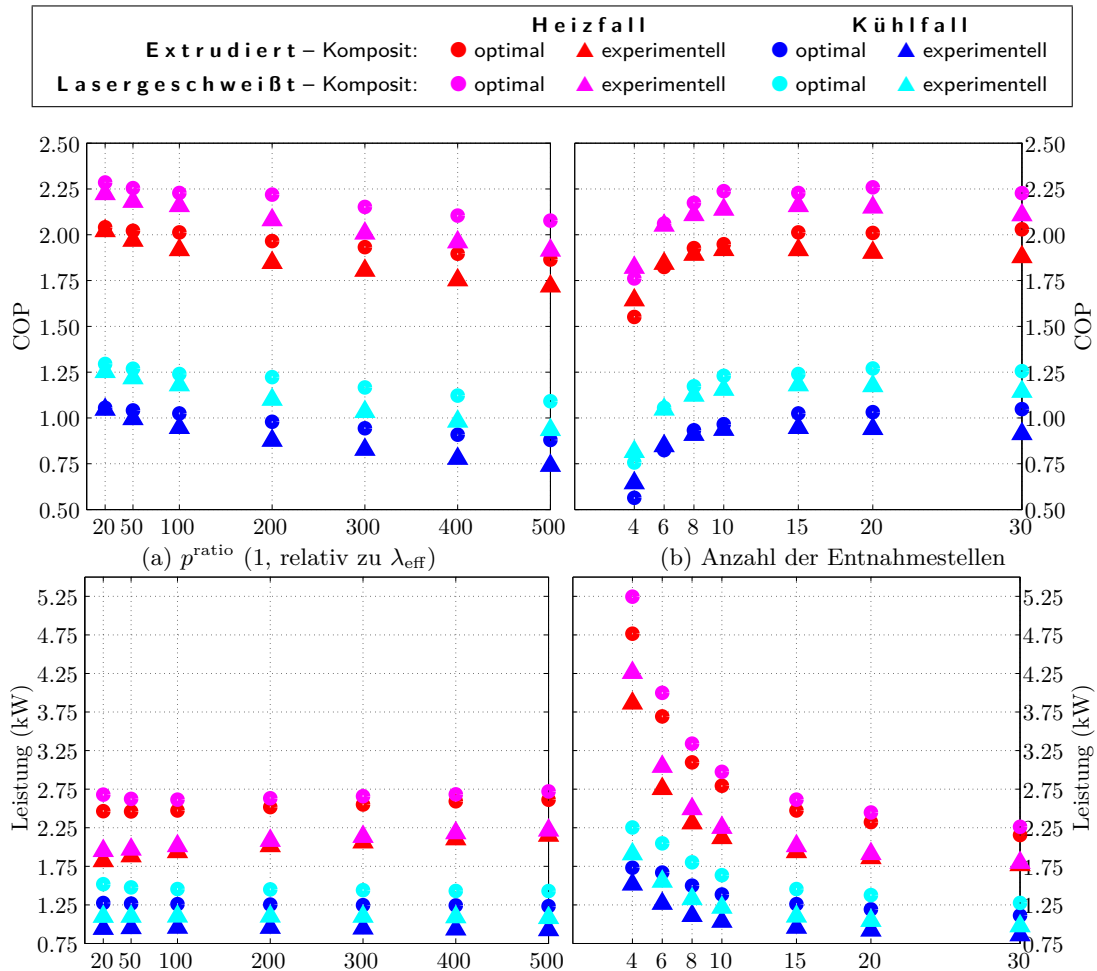


Abbildung 6.9: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von der Höhe der Peaks p^{ratio} der effektiven Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} und von der Anzahl der Entnahmestellen n_{zones} für einen hohen Heizermassenstrom

Bei den Abhängigkeiten von der Isolationsdicke des Speichers X_{insu} , der gespeicherten Fluidmasse m_{stored} und der Speicherhöhe L (siehe Abbildung 6.10) zeigt sich, dass sich die Fluidmenge im Speicher sehr stark auf die Systemleistung auswirkt. Eine Masse von 100 kg bis 150 kg scheint für die hier betrachteten Systemkonfigurationen auszureichen, mit einer leichten Tendenz hin zu größeren Massen für die experimentellen Adsorberkonfigurationen: Dies begründet sich in der erhöhten thermischen Masse dieser Adsorber, und damit einem erhöhten Bedarf an sensibler Wärme, die zwischen den Halbzyklen zwischengespeichert werden muss. Speicherhöhe und Isolationsdicke haben einen geringeren Einfluss auf die Leistung, allerdings hat insbesondere eine steigende Isolationsdicke durch die Verringe-

zung der Speicherverluste einen Einfluss auf den erreichbaren COP . Bei der Speicherhöhe scheint eine Höhe von $L = 1,9$ als Kompromiss zwischen hohen Vermischungseffekten durch eine zu geringe verfügbare Höhe und auf der anderen Seite einem schlechtem Verhältnis von Volumen zu Oberfläche (dies vergrößert die Verluste an die Umgebung) beim hier verwendeten eindimensionalen Speichermodell mit $\lambda_{\text{eff}} = 100$ sehr gut geeignet zu sein. Eine kleine Speichermasse wirkt sich auf den COP insofern aus, als dass durch zu kleine verfügbare Wärmemengen aus dem Speicher die Wärmerückgewinnung nicht mehr befriedigend funktioniert und der COP absinkt.

Die Auswirkungen von unterschiedlichen Kühler- und Heizermassenstromverhältnissen γ_{cooler} und γ_{heater} (siehe Abbildung 6.10f) sind sehr gering, sowohl auf Leistung als auch auf den COP . Der Heizermassenstrom ist im Hochmassenstrom-System sowieso ausreichend groß gewählt, beim Kühlermassenstrom sieht man eine leichte Anhebung von COP und Leistung, da die mittlere treibende Temperaturdifferenz im unteren Temperaturbereich erhöht und sich damit die Zyklendauer und die Speicherverluste verringern. Ein höherer Kühlerauslass h_{cooler} (siehe Abbildung 6.10e) wirkt sich ähnlich aus wie ein erhöhter Kühlermassenstrom: Die Leistung erhöht sich. Der COP verändert sich bei einer veränderten Auslasshöhe allerdings kaum.

6.3.2 Berechnung des Norm-Nutzungsgrades zur Bestimmung einer Jahresheizzahl

Typisch für eine Gaswärmepumpe ist ein Betrieb bei verschiedenen Lastzuständen, deren Verteilung sich aus der Jahresdauerlinie der Heizlast des Gebäudes ergibt. In der DIN 4702 Teil 8 wird eine vereinfachte Berechnungsmethode vorgestellt, mit der der Norm-Nutzungsgrad η_N bestimmt werden kann. Der Norm-Nutzungsgrad ist definiert als

$$\eta_N \equiv \frac{Q_H}{Q_F}, \quad Q_H : \text{Heizwärme}, \quad Q_F : \text{aufgewendete Feuerungswärme}.$$

In unseren Berechnungen legen wir für Q_F allerdings nicht wie in der Norm beschrieben den Heizwert eines Brennstoffs zugrunde, sondern beziehen den Norm-Nutzungsgrad direkt auf die dem Stratisorp-System über den Heizer (verlustfrei) zugeführte Wärmeenergie. Die Heizwärme Q_H wiederum ist in der Norm durch eine Wärmebedarfs-Häufigkeitsverteilung über eine bestimmte Heizperiode festgelegt. Zur Vereinfachung werden jedoch nur repräsentative Teillastzustände verwendet.

Der Norm-Nutzungsgrad η_N wird entsprechend aus fünf Teillast-Nutzungsgraden η_{Φ_i} bestimmt. Die fünf Teillast-Nutzungsgrade werden bei relativen Kesselleistungen Φ_K bestimmt, die relativ zur Nennleistung des Heizsystems angegeben werden. In unserem Fall wird die Nennleistung des Stratisorp-Systems auf $\dot{Q}_N = 10 \text{ kW}$ festgelegt. Die Kesselleistungen in den fünf Betriebspunkten betragen dann 6,3 kW, 4,8 kW, 3,9 kW, 3,0 kW und 1,3 kW.

Zusätzlich werden in der Norm auch die Heizmittelvorlauftemperaturen T_V und Heizmittelrücklauftemperaturen T_R für ein Heizsystem mit dem Temperaturpaar 40/30 °C angegeben (siehe Tabelle 6.3). Die Vorlauftemperaturen des Verdampfers $T_{\text{evap,supp}}$ für den Betrieb mit einer Erdwärmesonde wurden in Abhängigkeit der entzogenen Wärme Q_{evap} für die Bestimmung der Jahresheizzahl abgeschätzt. Sowohl aus der zurückgezogenen VDI-Richtlinie 2067-6 als auch aus der DIN-Norm 4640-2 [VDI01] konnten hierfür grobe Anhaltspunkte entnommen werden.

6 Ergebnisse der Systemsimulationen

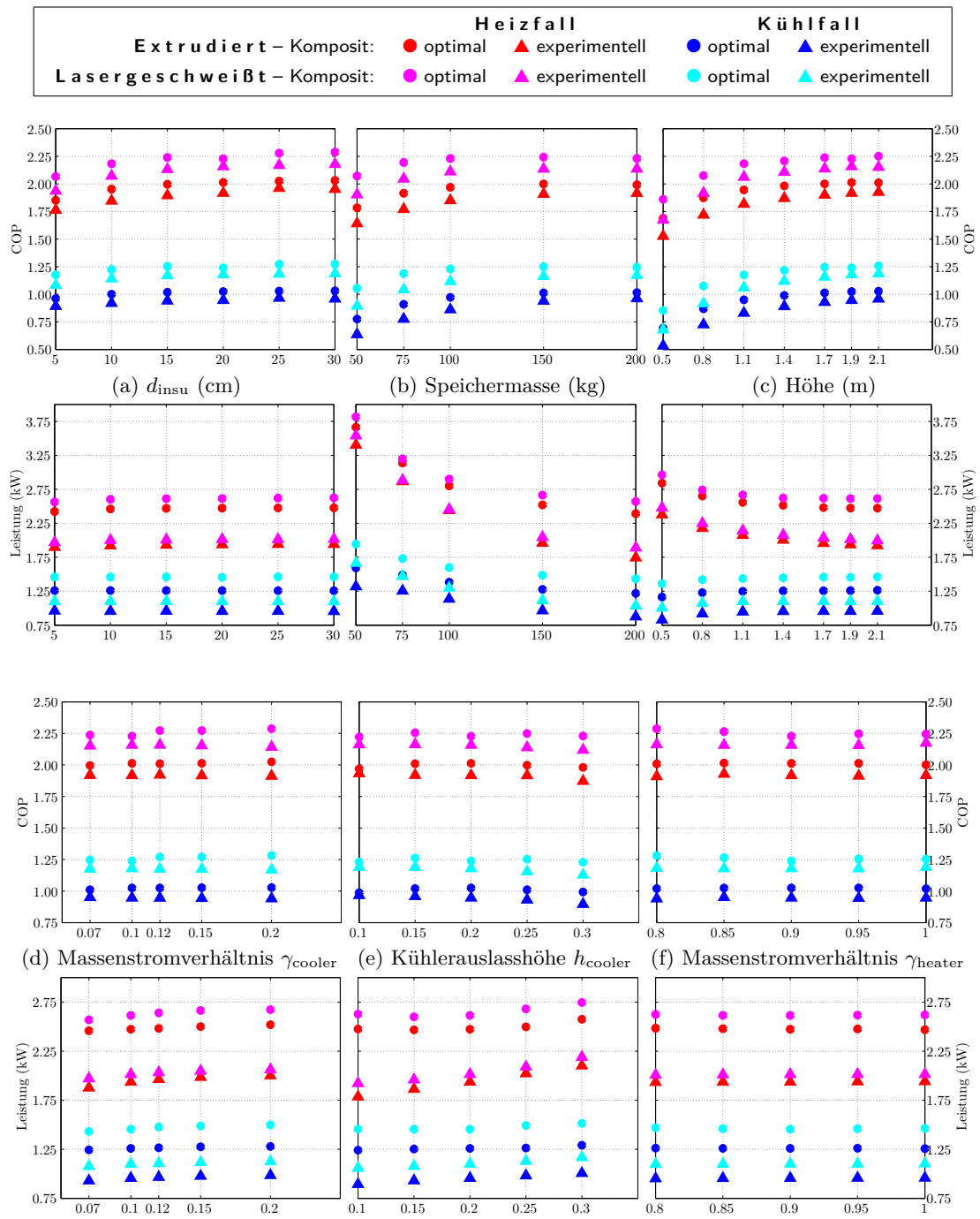


Abbildung 6.10: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von verschiedenen Speicherparametern (Dämmungsdicke d_{insu} , Speichermasse m_{stored} und Höhe L , (a)–(c)), Heizer- und Kühlermassenstrom sowie Kühlerauslasshöhe ((d)–(f)) für einen hohen Heizermassenstrom

Tabelle 6.3: Betriebspunkte nach DIN 4702 Teil 8 [DIN90]. Zusätzlich wurden die Verdampfervorlauftemperaturen für eine Erdwärmesonde abgeschätzt.

#	relative Kesselleistung	Heizmitteltemperaturen		Erdwärmesonde Vorlauf $T_{\text{evap}}^{\text{supp}}$
		Vorlauf T_V	Rücklauf T_R	
Φ_{K5}	0,13	23 °C	21 °C	10 °C
Φ_{K4}	0,30	26 °C	23 °C	8 °C
Φ_{K3}	0,39	28 °C	24 °C	7 °C
Φ_{K2}	0,48	30 °C	25 °C	6 °C
Φ_{K1}	0,63	33 °C	26 °C	5 °C

Der Norm-Nutzungsgrad berechnet sich nun als Mittelung über fünf Teillastbetriebspunkte:

$$\eta_N = \frac{\sum_{i=1}^5 1}{\sum_{i=1}^5 \frac{1}{\eta_{\Phi_i}}} = 5 \left(\sum_{i=1}^5 \frac{1}{\eta_{\Phi_i}} \right)^{-1}.$$

Die Teillastnutzungsgrade werden jeweils mit 0,2 gewichtet, da die Teillastpunkte in der Norm so gewählt sind, dass die Flächen unter der geordneten Jahresdauerlinie des Heizwärmebedarfs für jeden Teillastpunkt gleich groß sind.

Einen ähnlichen Ansatz verwendet auch Gasper [Gas08], hier allerdings mit abweichenden Verdampfertemperaturen $T_{\text{evap}}^{\text{supp}}$. Gasper untersuchte eine Adsorptionswärmepumpe mit Außenluft als Wärmequelle für den Verdampfer, dementsprechend bestimmen bei ihm die Außenluft- und nicht die Erdsondentemperaturen die Verdampfertemperaturen.

Für das Stratisorp-System ermittelten wir die fünf Teillastleistungszahlen (oder Teillastheizzahlen) η_{Φ_i} entsprechend Tabelle 6.3. Kondensator und Kühler wurden dabei parallel durchströmt. Der Kondensatormassenstrom \dot{m}_{heater} wurde dabei so gewählt, dass die Mischungstemperatur von Kühler- und Kondensatormassenstrom jeweils oberhalb der geforderten Vorlauftemperaturen T_V aus Tabelle 6.3 lagen. Dazu wurde für alle Betriebspunkte ein Kondensatormassenstrom von $\dot{m}_{\text{cond}} = 0,2 \text{ kg/s}$ festgelegt, abweichend von der Standardkonfiguration für den hohen Heizermassenstrom (hier beträgt der Massenstrom $\dot{m}_{\text{cond}} = 2 \text{ kg/s}$).

Die Ergebnisse für die einzelnen Betriebspunkte sind in Tabelle 6.4 für den extrudierten Adsorber mit experimentellem Komposit angegeben, für den Laser-Adsorber mit optimiertem Komposit in Tabelle 6.5. Die Systeme erreichten dabei für Systemmassenströme von $\dot{m} = 0,8 \text{ kg/s}$ (extrudierter Adsorber mit experimentellem Komposit) sowie für $\dot{m} = 0,5 \text{ kg/s}$ (Laser-Adsorber mit optimiertem Komposit) für die angegebene Nennleistung $Q_N = 10 \text{ kW}$. Bei der Leistung war ausschließlich die Verdampfertemperatur beschränkend, da der Verdampfer bei zu hohen entzogenen Leistungen einfriert, und dieses Verhalten bisher nicht modelliert wurde. Für die Leistungsanpassungen wurde der Systemmassenfluss \dot{m} im Bereich von $0,1 \text{ kg/s}$ bis $0,58 \text{ kg/s}$ variiert. Im Fall des extrudierten Adsorbers mit experimentellem Komposit wurde auch der Minimalwert der treibenden Temperaturdifferenz T_{diff} angepasst, um die Nennleistung von 10 kW zu erreichen.

Die so abgeschätzten Jahresheizzahlen von 1,9 für den weniger ambitionierten Adsorber und knapp 2,3 für den sehr ambitionierten Laser-Adsorber mit optimiertem Komposit übertreffen die ursprünglich gesetzten Projektziele. Da bei beiden angenommenen Adsorbern noch deutlicher Entwicklungsbedarf besteht, zeigt dieses Ergebnis zunächst einmal,

Tabelle 6.4: Teillastzustände für das Stratisorp-System mit extrudiertem Adsorber und experimentellem Komposit sowie $\dot{Q}_N = 10$ kW nach DIN 4702 Teil 8 [DIN90]. Zusätzlich werden Leistungen für ein Heizsystem mit 10 kW angeben sowie Verdampfervorlauftemperaturen für eine Erdwärmesonde abgeschätzt.

relative Kesselleistung	Systemmassen- fluss \dot{m}	Heizmitteltemperaturen Vorlauf T_V Rücklauf T_R		Erdwärmesonde Vorlauf $T_{\text{evap}}^{\text{supp}}$	COP (η_{Φ_i})
0,13 (1,3 kW)	0,12 kg/s	26,4 °C	21 °C	10 °C	2,01
0,30 (3,0 kW)	0,28 kg/s	27,6 °C	23 °C	8 °C	2,01
0,39 (3,9 kW)	0,37 kg/s	30,0 °C	24 °C	7 °C	1,92
0,48 (4,8 kW)	0,46 kg/s	32,4 °C	25 °C	6 °C	1,85
0,63 (6,3 kW)	0,58 kg/s	35,2 °C	26 °C	5 °C	1,74
η_N :					1,902

Tabelle 6.5: Teillastzustände für das Stratisorp-System mit Laser-Adsorber und optimiertem Komposit sowie $\dot{Q}_N = 10$ kW nach DIN 4702 Teil 8 [DIN90]. Zusätzlich werden Leistungen für ein Heizsystem mit 10 kW angeben sowie Verdampfervorlauftemperaturen für eine Erdwärmesonde abgeschätzt.

relative Kesselleistung	Systemmassen- fluss \dot{m}	Heizmitteltemperaturen Vorlauf T_V Rücklauf T_R		Erdwärmesonde Vorlauf $T_{\text{evap}}^{\text{supp}}$	COP (η_{Φ_i})
0,13 (1,3 kW)	0,10 kg/s	23,1 °C	21 °C	10 °C	2,45
0,30 (3,0 kW)	0,22 kg/s	27,4 °C	23 °C	8 °C	2,44
0,29 (3,9 kW)	0,29 kg/s	29,8 °C	24 °C	7 °C	2,30
0,48 (4,8 kW)	0,35 kg/s	32,1 °C	25 °C	6 °C	2,18
0,63 (6,3 kW)	0,44 kg/s	35,3 °C	26 °C	5 °C	2,04
η_N :					2,270

dass eine Weiterentwicklung der Adsorber für das Stratisorp-System ein lohnendes Vorhaben ist. Unberücksichtigt blieben hier aber sowohl die Hilfsenergie für die benötigten hydraulischen Pumpen als auch die in der Einschwingungszeit möglicherweise reduzierten Heizzahlen.

6.4 Niedermassenstrom-System mit Thermoöl als Wärmeträgerfluid

Abhängig von der Antriebswärmequelle für den Adsorptionsprozess kann es erwünscht sein, eine möglichst große Temperaturspreizung des Antriebswärmestroms zu erreichen. Dies ist z. B. typischerweise bei der Solaren Kühlung der Fall, wo die Antriebswärmequelle ein thermischer Solarkollektor ist. Eine große Temperaturspreizung führt dann zu einer geringeren Kollektormitteltemperatur und somit zu einem höheren Kollektorwirkungsgrad. Zudem kann bei großer Spreizung der Volumenstrom durch den Kollektor reduziert werden, wodurch der hydraulische Hilfsenergieverbrauch reduziert wird. Auch in Anwendungen der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK) ist eine hohe Temperaturspreizung häufig erwünscht. Bei einer Mikrogasturbine beispielsweise liegt die gesamte KWK-Abwärme im Abgas bei Temperaturen im Bereich 270 °C bis 310 °C vor. Je weiter dieser Wärmestrom beim Antrieb des Sorptionsprozesses abgekühlt werden kann, desto mehr Wärme lässt sich in die Sorptionskältemaschine einkoppeln und zur Kälteerzeugung nutzen.

Beim Stratisorp-System lässt sich eine hohe Temperaturspreizung des Antriebswärmestroms erreichen, indem der Heizer-Massenstrom relativ zum Systemmassenstrom stark reduziert wird ($\gamma_{\text{heater}} \ll 1$) und die Entnahmehöhe des Heizers im Tank nach unten verschoben wird. Für die in diesem Abschnitt durchgeführten Systemsimulationen wurde die Rücklauftemperatur des Heizers in den Tank (T_{desorp}) auf 220 °C angehoben, um den exergetischen Effekt der größeren Temperaturspreizung am Heizer zu kompensieren.

Tabelle 6.6: Wichtige Modellparameter für die Systemsimulationen mit reduziertem Heizermassenstrom, $(T_{\text{desorp}}, T_{\text{mid}}, T_{\text{evap}}) = (220, 38, 15) \text{ } ^\circ\text{C}$.

Größe	Wert	Einheit	Kommentar
Systemmassenstrom \dot{m}	0,2	kg/s	
Treibende Temperaturdifferenz T_{diff}	12	K	zwischen Vor- & Rücklauf
Abbruchtemperatur $T_{\text{diff,min}}$	7	K	führt zu Zyklusende
Fluidmasse im Speicher m_{stored}	150	kg	
Speicherhöhe L	1,9	m	
Anzahl Extraktionshöhen n_{zones}	15	1	
Höhe der Vermischungspeaks p_i^{ratio}	100	1	relativ zu λ
Isolationsdicke des Speichers X_{insu}	0,2	m	
Heizerauslasshöhe h_{heater}	$0,75 \cdot L$	m	
Kühlerauslasshöhe h_{cooler}	$0,25 \cdot L$	m	
Heizermassenstrom \dot{m}_{heater}	$0,05 \cdot \dot{m}$	kg/s	$\gamma_{\text{heater}} = 0,05$
Kühlermassenstrom \dot{m}_{cooler}	$0,07 \cdot \dot{m}$	kg/s	$\gamma_{\text{cooler}} = 0,07$

6 Ergebnisse der Systemsimulationen

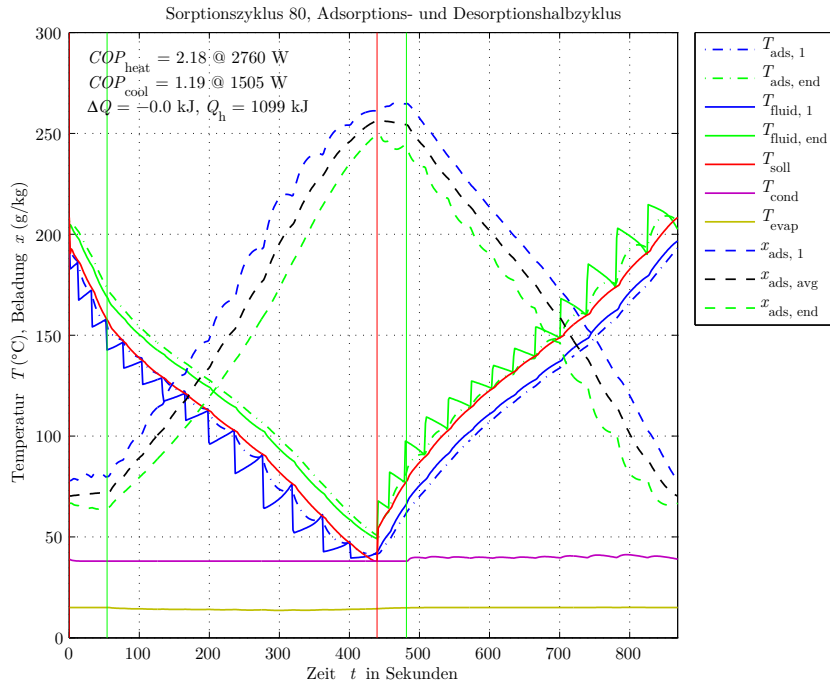


Abbildung 6.11: Simulierter Zyklus mit niedrigem Heizermassenstrom (siehe Tabelle 6.6) für Laser-Adsorber mit optimiertem Komposit.

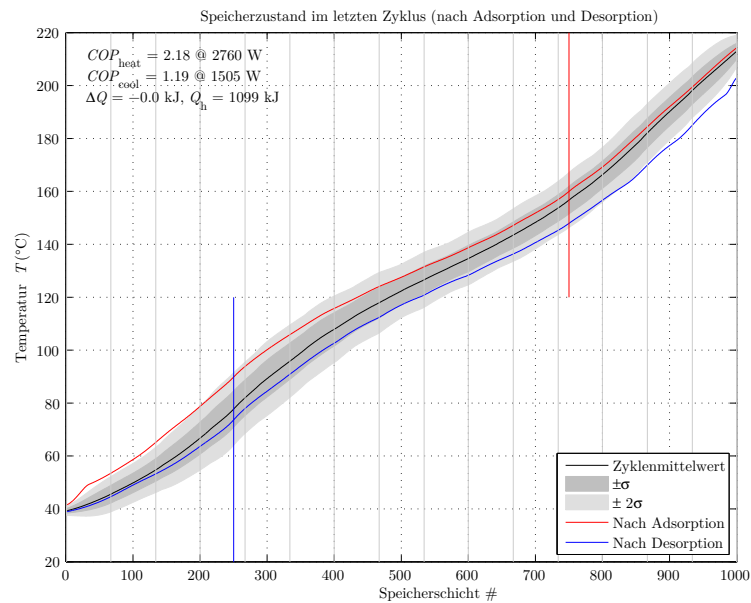


Abbildung 6.12: Temperaturprofil im Speicher für eingeschwungenen Zyklus mit niedrigem Heizermassenstrom (siehe Tabelle 6.6) für Laser-Adsorber mit optimiertem Komposit. Die Speichertemperatur ist über den diskretisierten Speicherschichten des Modells aufgetragen.

6.4 Niedermassenstrom-System mit Thermoöl als Wärmeträgerfluid

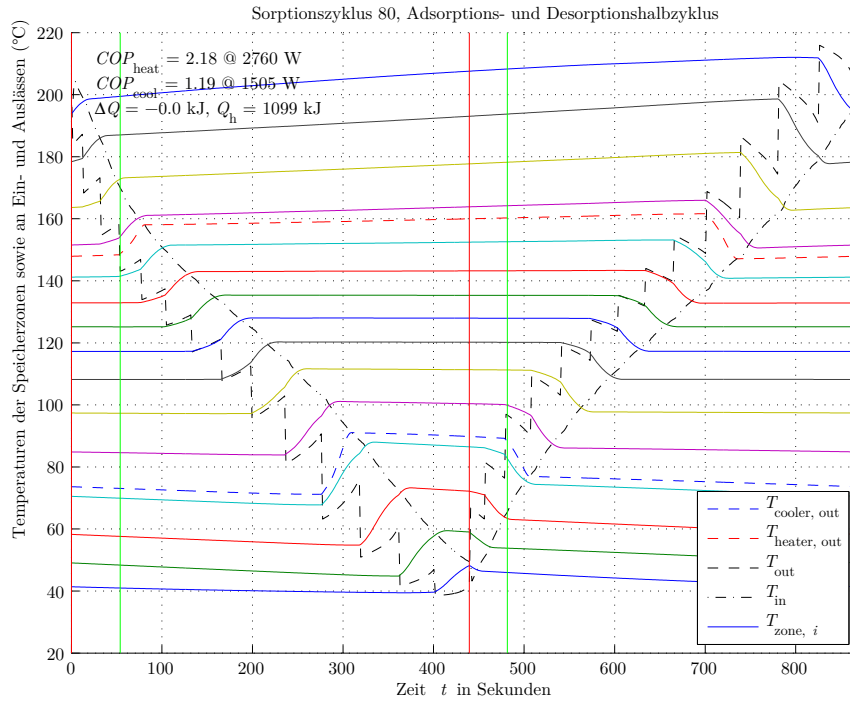


Abbildung 6.13: Temperaturverlauf im Speicher für eingeschwungenen Zyklus mit niedrigem Heizermassenstrom (siehe Tabelle 6.6) für Laser-Adsorber mit optimiertem Komposit. Die Zonenmitteltemperatur für 15 Speicherzonen ist über der Zykluszeit aufgetragen.

In Abbildung 6.11 wird ein Adsorptionszyklus zu der in der Tabelle 6.6 beschriebenen Konfiguration dargestellt, in Abbildung 6.12 findet sich die zugehörige Darstellung des Zyklus im Speicher. In Abbildung 6.13 wird für denselben Zyklus der zeitliche Verlauf der Zonentemperaturen im Speicher, der Entnahmetemperaturen von Heizer und Kühler sowie der Vor- und Rücklufttemperaturen des Adsorbers gezeigt. Man erkennt, dass die Heizentnahme bei Temperaturen zwischen $146\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $161\text{ }^{\circ}\text{C}$ erfolgt, die Spreizung des Heizer-Massenstroms beträgt also immer mindestens 59 K . Dies ist eine für einen Sorptionszyklus außergewöhnlich hohe Spreizung, die in den oben genannten Anwendungen zu deutlichen Vorteilen gegenüber anderen Zyklen führen kann. Die Kühlerentnahme erfolgt hier immer bei Temperaturen zwischen $71\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $91\text{ }^{\circ}\text{C}$, die minimale Spreizung zu den $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ am Tankboden beträgt also 33 K . Auch dieser Wert ist deutlich höher als bei anderen Sorptionszyklen und ermöglicht es beispielsweise, diesen Wärmestrom für die Warmwasserbereitung zu nutzen.

Abbildung 6.14 zeigt die Abhängigkeit von COP und Leistung von den Betriebsparametern Systemmassenstrom und T_{diff} . Der Zyklus bleibt bis zu einem Massenstrom von $0,5\text{ kg/s}$ stabil und zeigt COP -Werte bis etwa $2,2$ für den besten Adsorber. Bei hohen Massenströmen sieht man wieder einen Vorteil der nicht optimierten Komposite beim COP , der auf die größere Wärmeübertragerfläche bei einer Normierung auf die Adsorbensmasse m_{sor} zurückzuführen ist. Bei einer Temperaturdifferenz $T_{\text{diff}} = 20\text{ K}$ sieht man bei den optimierten Kompositen einen Einbruch im COP , der beim System mit hohem Heizermassenstrom (vergleiche Abbildung 6.7) so nicht auftrat. Dieser Einbruch ist darauf zurückzuführen, dass bei geringem Heizermassenstrom und hohem Systemmassenstrom der

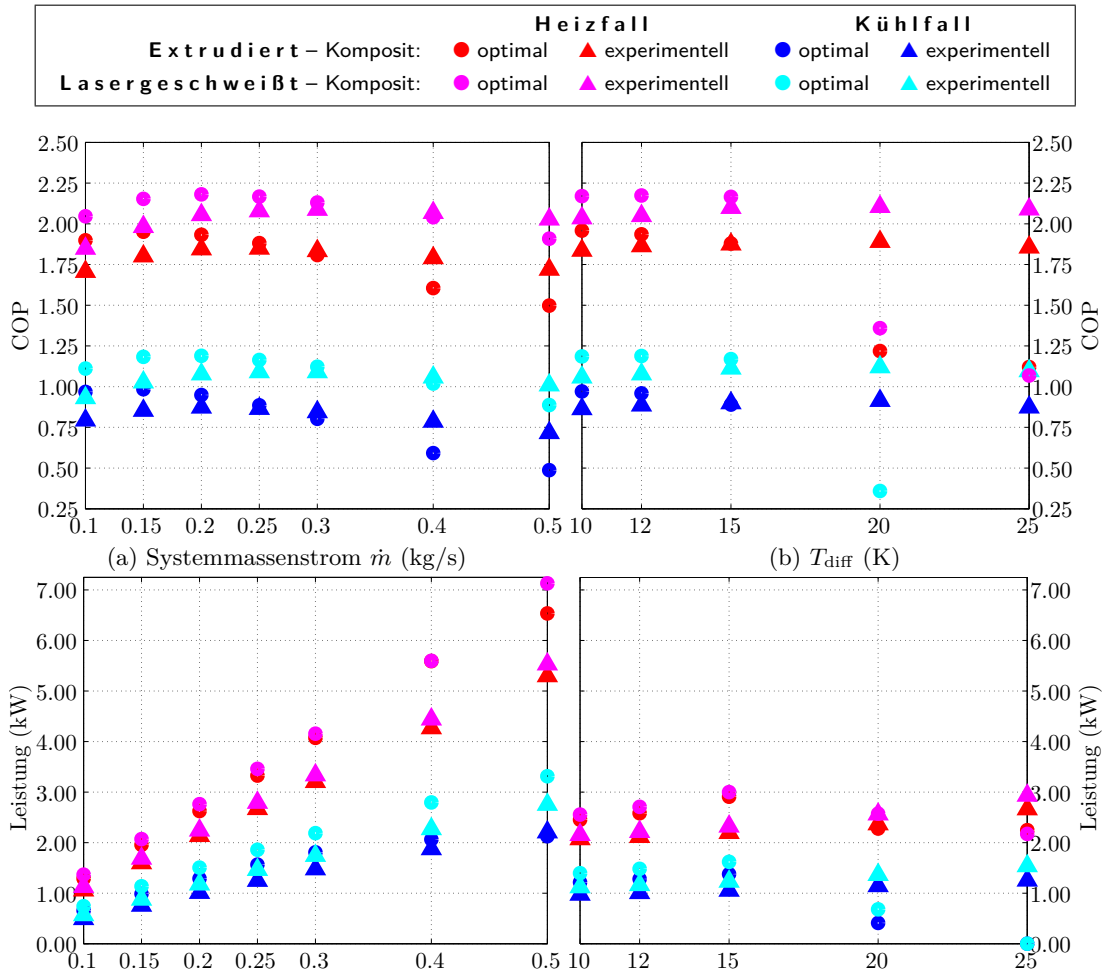


Abbildung 6.14: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von Betriebsparametern (Systemmassenstrom \dot{m} und Sollwert der treibenden Temperaturdifferenz am Adsorber T_{diff}) für einen reduzierten Heizermassenstrom

Zyklus zu kurz wird, um dem Heizer genügend Zeit zu lassen, den oberen Speicherbereich zu erwärmen. Im nächsten Zyklus wird dann die höchste Entnahmhöhe im Speicher noch schneller erreicht, der Zyklus bricht noch früher ab. Diese positive Rückkopplung führt dazu, dass sich das System bei einem extrem kurzen Zyklus einschwingt, bei dem nur noch ein sehr geringer Beladungsumsatz erfolgt. Damit wird das Verhältnis von sorptiver zu sensibler umgesetzter Wärme sehr ungünstig und der COP wird sehr gering. Daraus folgt, dass T_{diff} passend zum Heizermassenstrom gewählt werden muss, um diese Situation zu vermeiden.

In Abbildung 6.15 wird die Variation der drei äußeren Temperaturen gezeigt. Auffällig

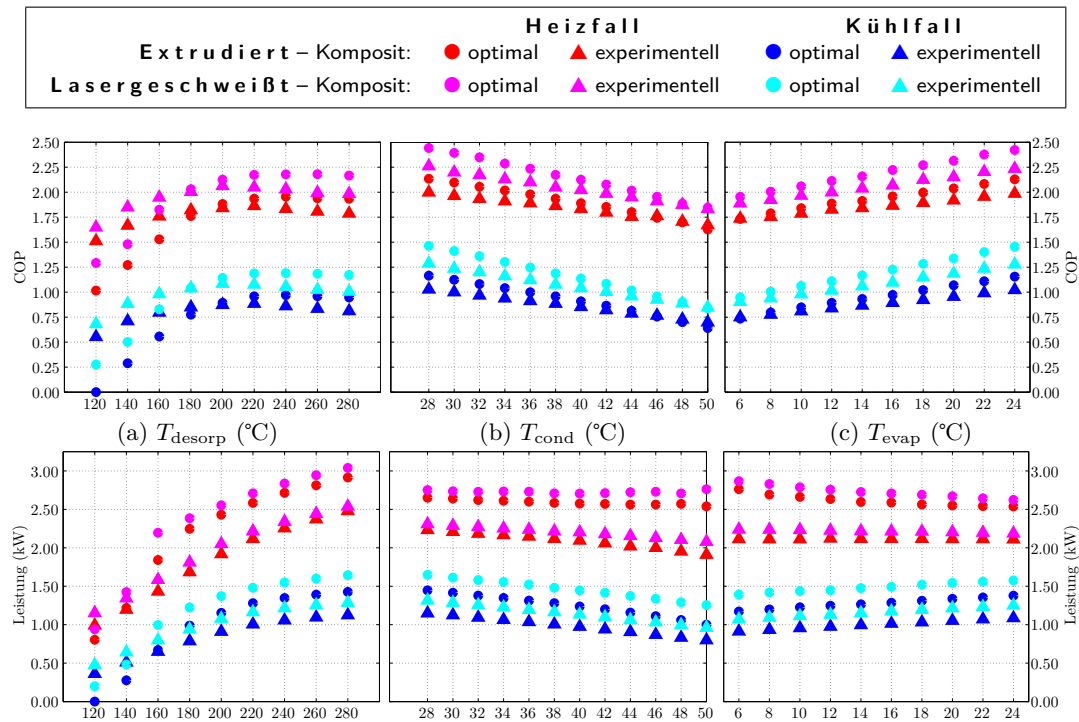


Abbildung 6.15: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von Desorptions-temperatur T_{desorp} , Kondensatortemperatur T_{cond} und Verdampfertemperatur T_{evap} für einen reduzierten Heizermassenstrom

ist hier, dass bei geringen Desorptionstemperaturen der COP insbesondere für die optimierten Komposite stark abnimmt. Auch hier schwingt sich das System wieder auf einen sehr kurzen Zyklus mit sehr geringem Beladungsumsatz ein. Man erkennt daran, dass das System mit niedrigem Heizermassenstrom nur dann gut funktioniert und zu einer großen Temperaturspreizung des Heizer-Wärmestroms führt, wenn die Adsorptionsgleichgewichte auch eine hohe Spreizung erlauben, also über einen hinreichend großen Temperaturbereich der Desorptionswärmebedarf das Adsorptionswärmeangebot im Speicher übersteigt. Gegenüber der Variation der Verdampfer- und Kondensatortemperatur (bei $T_{desorp} = 200^\circ\text{C}$) zeigt sich dieses System hingegen genauso robust wie das System mit hohem Heizermassenstrom. Bei kleinem benötigten Temperaturhub werden für den besten Adsorber Werte von $COP_{heat} \approx 2,5$ erreicht.

Abbildung 6.16 und Abbildung 6.17 zeigen die Variation der Speicherparameter. Die

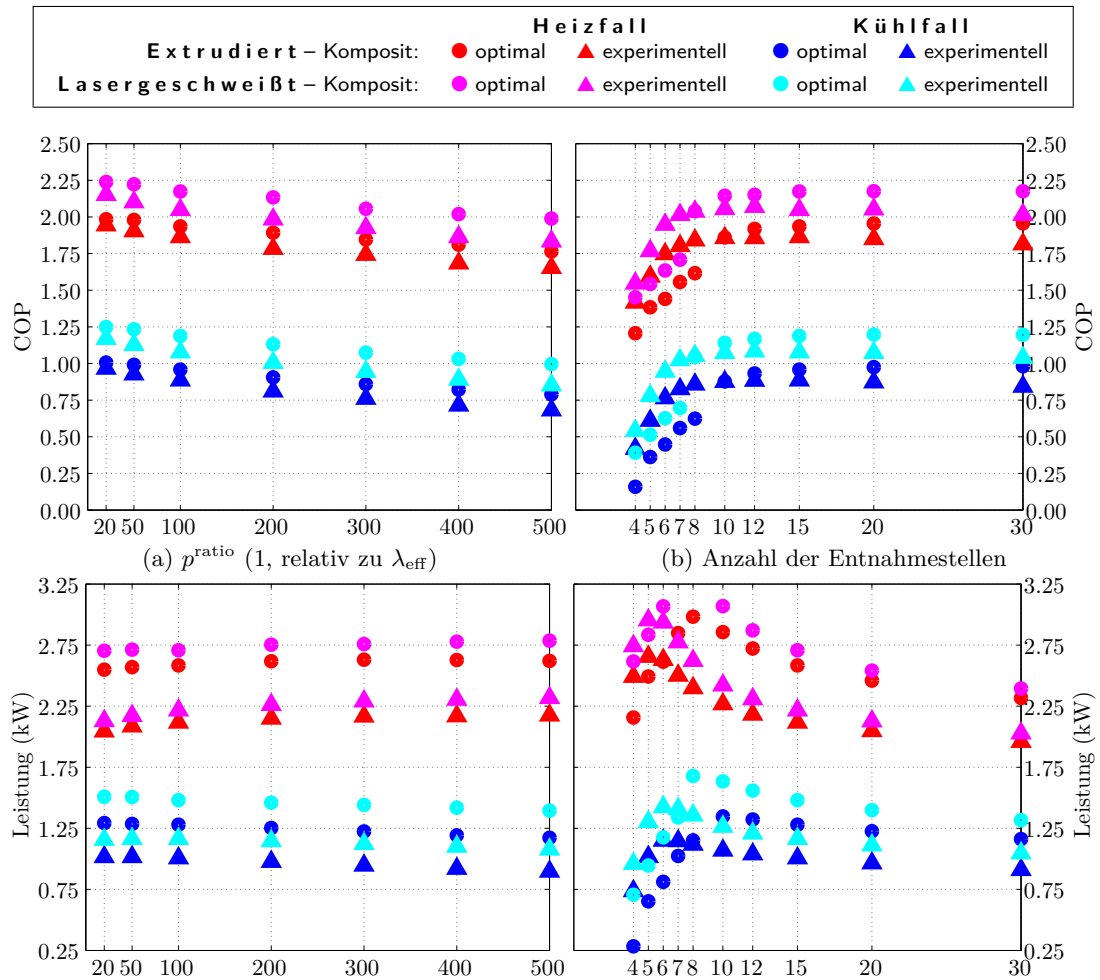


Abbildung 6.16: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von der Höhe der Peaks p^{ratio} der effektiven Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} und von der Anzahl der Entnahmestellen n_{zones} für einen reduzierten Heizermassenstrom

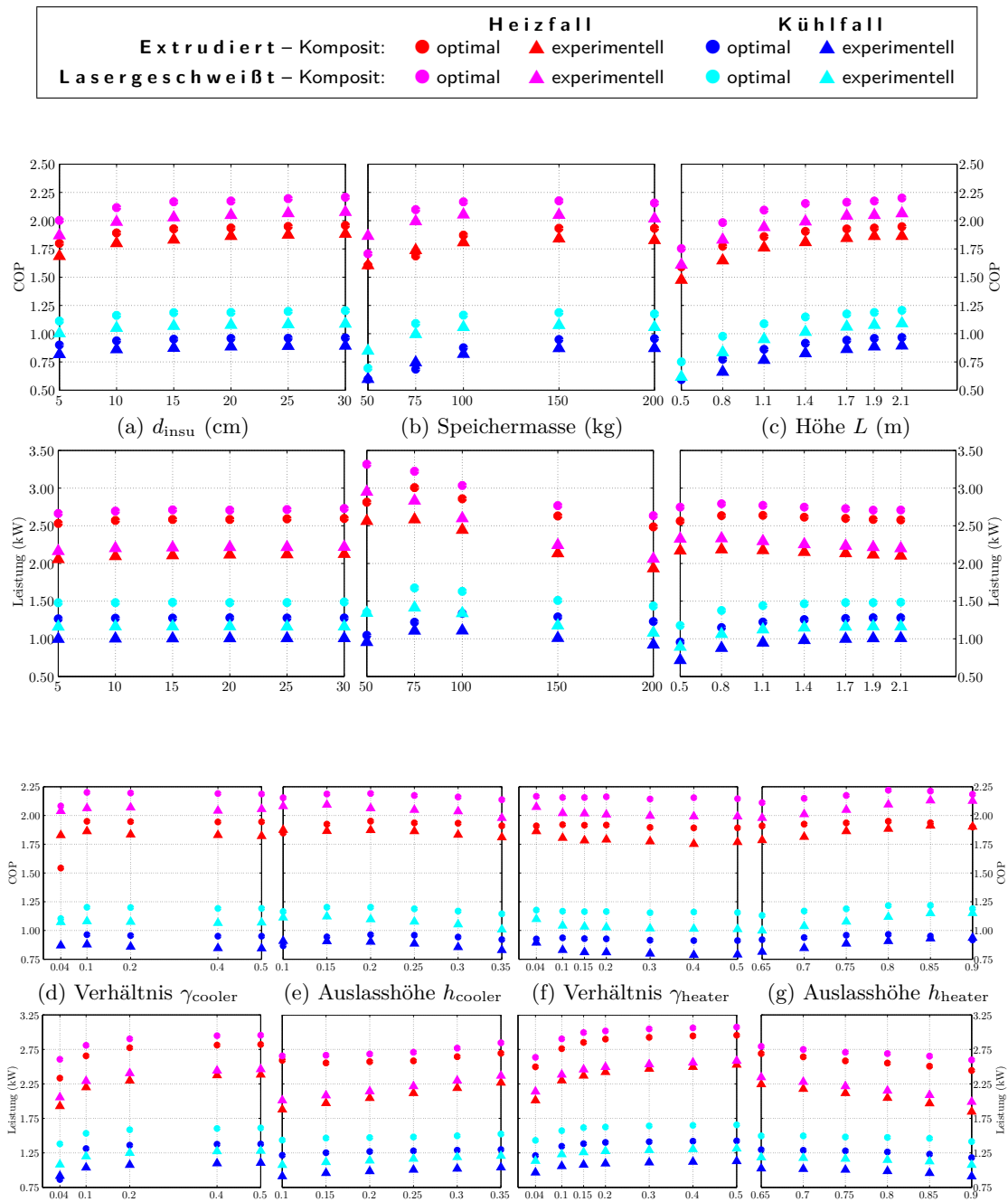


Abbildung 6.17: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber (extrudiert, lasergeschweißt) von verschiedenen Speicherparametern (Dämmungsdicke d_{insu} , Speichermasse m_{stored} und Höhe L , (a)–(c)), Heizer- und Kühlermassenstrom sowie Kühler- und Heizerauslasshöhe ((d)–(g)) für einen reduzierten Heizermassenstrom

Variation der Durchmischungseffekte zeigt einen ähnlichen Einfluss auf den COP wie auch schon beim System mit hohem Heizermassenstrom. Eine geringe Zahl von Entnahmelanzen hat hier eine etwas höhere *COP*-Einbuße zur Folge als bei großem Heizermassenstrom. Eine geringe Zahl von Lanzen führt auch nicht wie bei großem Heizermassenstrom zu einer stark ansteigenden Heizleistung, da sich der Zyklus hier wiederum als instabil erweist und sich auf sehr kurze Zyklenzeiten einschwingt. Die Variation von Speichermasse und -höhe Abbildung 6.17(b-c) zeigt, dass hier eine Speichergroße von 100 kg und eine Speicherhöhe von 1,4 m ausreichend ist und zu keiner nennenswerten *COP*-Einbuße führt. Dies ist ein positives Ergebnis hinsichtlich der Realisierbarkeit von Tank-in-Tank-Systemen, mit denen die Verluste des Stratisorp-Speichers für das Heizungssystem nutzbar gemacht werden können.

6.5 Niedertemperatur-System mit Wasser als Wärmeträgerfluid

Der Schwerpunkt dieses Vorhabens lag – auch als Ergebnis der Begutachtung der Projektskizze – auf der Untersuchung von Hochtemperatur-Systemen mit Thermoöl als Wärmeträgerfluid. Für die bisher entwickelten Adsorbertechnologien stellte sich jedoch der Wärmeübergang auf das Fluid im Fall von Thermoöl als limitierend für die erreichbare Adsorptionsleistung heraus (aufgrund der ungefähr um einen Faktor sechs geringeren Wärmeleitfähigkeit geeigneter Thermoöle gegenüber Wasser). Dies gilt insbesondere auch für den Adsorber mit Metallfaser-Adsorbens-Komposit auf extrudierten Flachrohren (Fall „extrudiert“ in unseren Parametervariationen).

Bei Einsatz von Wasser als Wärmeträgerfluid anstelle von Thermoöl müsste das System bei einer Desorptionstemperatur von 200 °C auf einen Druck von über 16 bar ausgelegt werden. Dann würden die thermischen Massen von Adsorber und Verrohrung deutlich steigen, daraus würde ein deutlich ungünstigeres Verhältnis von sorptiver zu sensibler Wärme resultieren. Zudem wäre die Betriebssicherheitsverordnung zu beachten, d.h. für den Einsatz im Wohngebäudesektor müsste für den Speicher das Produkt aus Betriebsdruck und Volumen unterhalb 1000 bar · L liegen. Auch die Nutzerakzeptanz solcher „Dampfkessel“ im Heizungskeller wäre zu beachten. Eine entsprechende Systemauslegung für ein Hochtemperatur-System mit Wasser konnte im Rahmen dieses Vorhabens nicht mehr vorgenommen werden.

Eine Möglichkeit, die Vorteile von Wasser als Wärmeträger auszunutzen, ohne den Systemdruck in Bereiche jenseits der üblichen Heizungs- und Solartechnik zu erhöhen, liegt in der Verringerung der Antriebstemperatur. Bei einer Temperatur von 130 °C beträgt der Sättigungsdampfdruck von Wasser 2,7 bar, auch Pumpen und Armaturen für diese Bedingungen sind noch aus der Solartechnik verfügbar. Insbesondere wegen der hohen Kosten und der geringen Effizienz geeigneter Pumpen für das Hochtemperatur-Thermoöl-System sollte daher untersucht werden, ob das Stratisorp-System auch bei $T_{\text{desorp}} = 130\text{ °C}$ bereits hinreichende Vorteile gegenüber dem Stand der Technik aufweist, um eine Produktentwicklung aussichtsreich erscheinen zu lassen.

In diesem Abschnitt werden daher einige ausgewählte Simulationen für ein „Niedertemperatur-System“ mit Wasser als Wärmeträgerfluid vorgestellt. Die gewählten Systemparameter sind in Tabelle 6.7 zusammengefasst.

Bezüglich der getroffenen Annahmen entspricht diese Konfiguration etwa der des Hochtemperatur-Systems mit hohem Heizermassenstrom (Abschnitt 6.3), mit dem Hauptunter-

Tabelle 6.7: Wichtige Modellparameter für die Systemsimulationen des asymptotischen Optimums mit Wasser, $(T_{\text{desorp}}, T_{\text{mid}}, T_{\text{evap}}) = (130, 38, 15)^\circ\text{C}$.

Größe	Wert	Einheit	Kommentar
Systemmassenstrom \dot{m}	0,35	kg/s	
Treibende Temperaturdifferenz T_{diff}	6	K	zwischen Vor- & Rücklauf
Abbruchtemperatur $T_{\text{diff,min}}$	4	K	führt zu Zyklusende
Fluidmasse im Speicher m_{stored}	75	kg	
Speicherhöhe L	1,9	m	
Anzahl Extraktionshöhen n_{zones}	15	1	
Höhe der Vermischungspeaks p^{ratio}	100	1	relativ zu λ_{eff}
Isolationsdicke des Speichers X_{insu}	0,2	m	
Heizerauslasshöhe h_{heater}	$0,95 \cdot L$	m	
Kühlerauslasshöhe h_{cooler}	$0,05 \cdot L$	m	
Heizermassenstrom \dot{m}_{heater}	$0,9 \cdot \dot{m}$	kg/s	$\gamma_{\text{heater}} = 0,9$
Kühlermassenstrom \dot{m}_{cooler}	$0,9 \cdot \dot{m}$	kg/s	$\gamma_{\text{cooler}} = 0,9$

schied, dass hier auch ein hoher Kühlermassenstrom ($\gamma_{\text{cooler}} = 0,9$) angenommen wurde. Auch hier wird Zeolith 13X als Adsorbens angenommen, wobei in Kauf genommen wird, dass sich der Beladungsumsatz durch die niedrige Desorptionstemperatur stark reduziert.

In Abbildung 6.18 fällt zunächst auf, dass der Komposittyp („optimal“ oder „experimentell“) einen stärkeren Einfluss auf den COP hat als bei den Thermoöl-Systemen. Bei der Variation des Massenstroms ist für $\dot{m} \leq 0,3$ kg/s der COP des lasergeschweißten Adsorbers mit experimentellem Komposit geringer als der des extrudierten Adsorbers mit optimalem Komposit. Hier wirkt sich die höhere Wärmeleitfähigkeit des Wassers also dahingehend aus, dass nicht mehr nur der Wärmeübergang auf das Fluid die Performance limitiert, der Vorteil des lasergeschweißten Adsorbers tritt daher in der Bedeutung gegenüber dem Massenverhältnis Sorptionsmaterial zu Wärmeübertrager, das durch den Komposittyp bestimmt wird, zurück.

Der COP erreicht Höchstwerte von gut 1,9 für den lasergeschweißten und gut 1,8 für den extrudierten Adsorber, jeweils mit optimiertem Komposit. Während sich der Sollwert für T_{diff} beim besten Adsorber relativ stark auf den COP auswirkt, hat das Abbruchkriterium $T_{\text{diff,min}}$ fast keinen Einfluss darauf. Die Leistungen sind vergleichbar mit denen aus (Abschnitt 6.3), wobei dort eine deutlich höhere treibende Temperaturdifferenz gewählt wurde. Die höhere Wärmeleitfähigkeit des Wassers erlaubt es also, die treibende Temperaturdifferenz bei gleicher Leistung gegenüber Thermoöl zu reduzieren.

In Abbildung 6.19 wird der Einfluss der Variation der Temperaturen der drei äußeren Fluidkreise auf COP und Leistung gezeigt. Die Variation von T_{desorp} zeigt erwartungsgemäß mit steigender Temperatur einen steigenden COP und steigende Leistung. Hierbei ist zu beachten, dass die Adsorberparameter nicht an den bei höherer Temperatur steigenden Systemdruck angepasst wurden. Die Werte oberhalb etwa 150°C sind daher physikalisch unrealistisch, da die Adsorber schwerer sein müssten, um dem hohen Druck standzuhalten. Bei der Variation von Verdampfer- und Kondensatortemperatur zeigt sich eine ähnliche Temperaturabhängigkeit des COP wie beim Thermoöl-System in Abschnitt 6.3. Bei sehr kleinem Temperaturhub ($T_{\text{cond}} - T_{\text{evap}}$) steigt der COP für den besten Adsorber bis auf

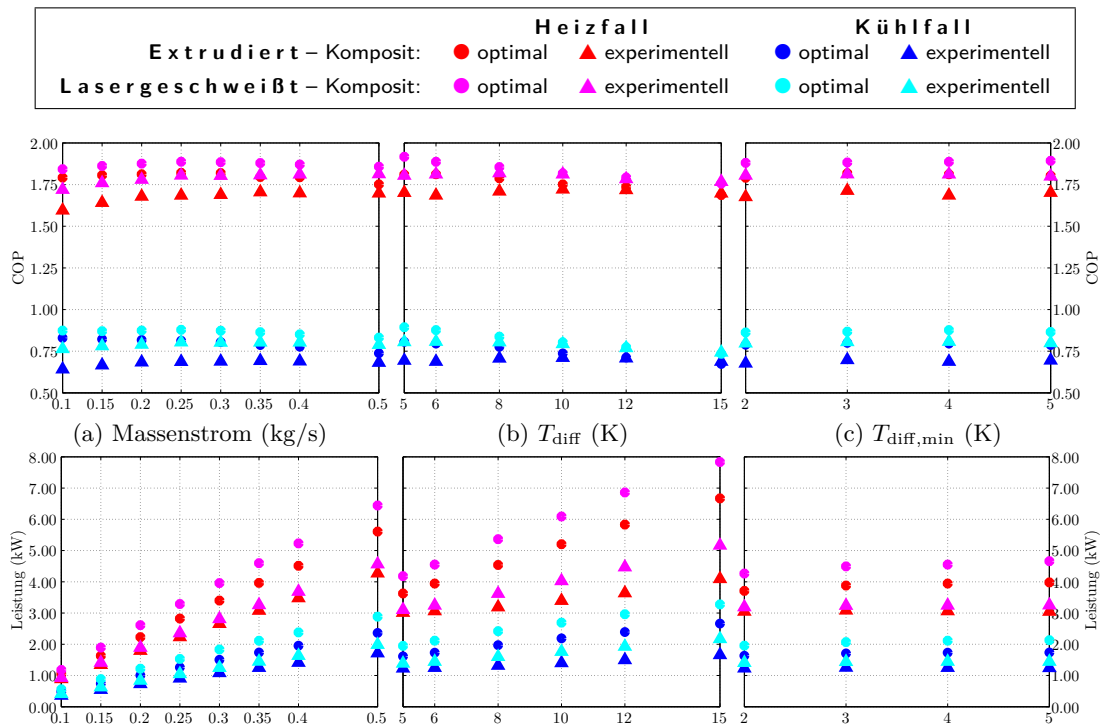


Abbildung 6.18: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von Betriebsparametern (Systemmassenstrom \dot{m} , Sollwert der treibenden Temperaturdifferenz T_{diff} und minimale Temperaturspannung $T_{diff,min}$ am Adsorber) für einen hohen Heizermassenstrom und Wasser

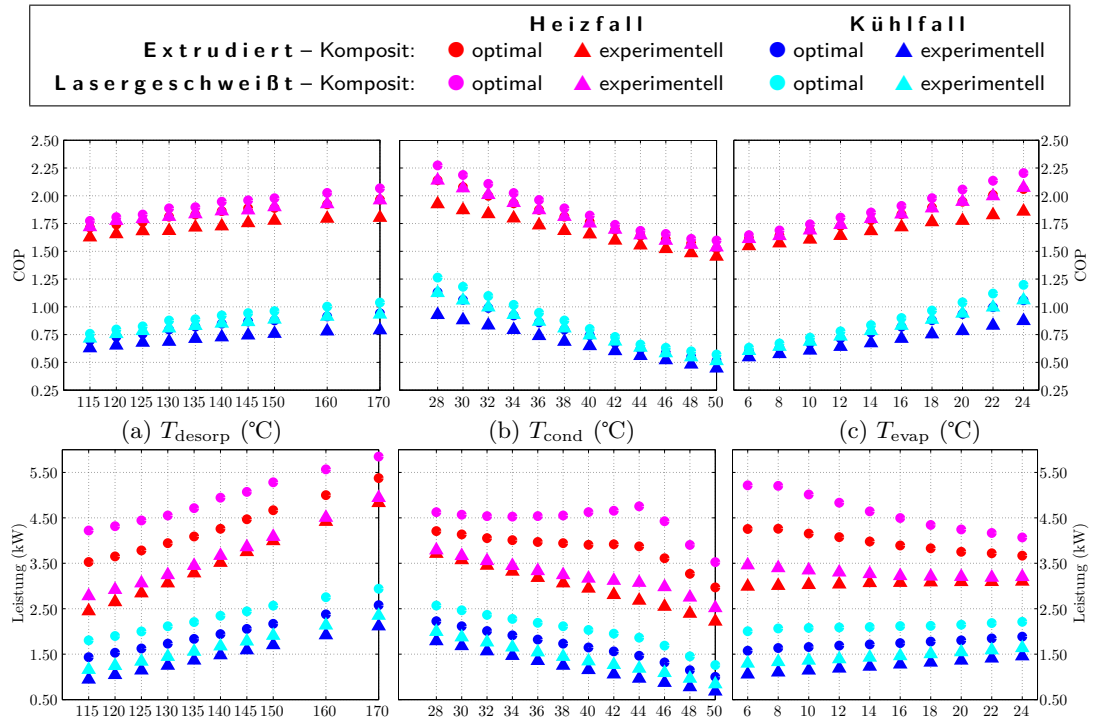


Abbildung 6.19: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von Desorptions-
temperatur T_{desorp} , Kondensatortemperatur T_{cond} und Verdampfertemperatur T_{evap} für
einen hohen Heizermassenstrom und Wasser

6 Ergebnisse der Systemsimulationen

Werte um 2,25. Bemerkenswert ist, dass auch bei der geringen Desorptionstemperatur von 130°C das System noch mit einer Temperatur $T_{\text{mid}} = 50^{\circ}\text{C}$ funktioniert und einen Heiz- COP um 1,5 liefert. Dies ist z. B. für den Einsatz als Wärmepumpensystem für die energetische Sanierung von Bestandsgebäuden sehr interessant.

In Abbildung 6.20 werden die Höhe der Vermischungspeaks p^{ratio} und die Anzahl der Entnahmestellen variiert. Die Verläufe von COP und Leistung entsprechen qualitativ de-

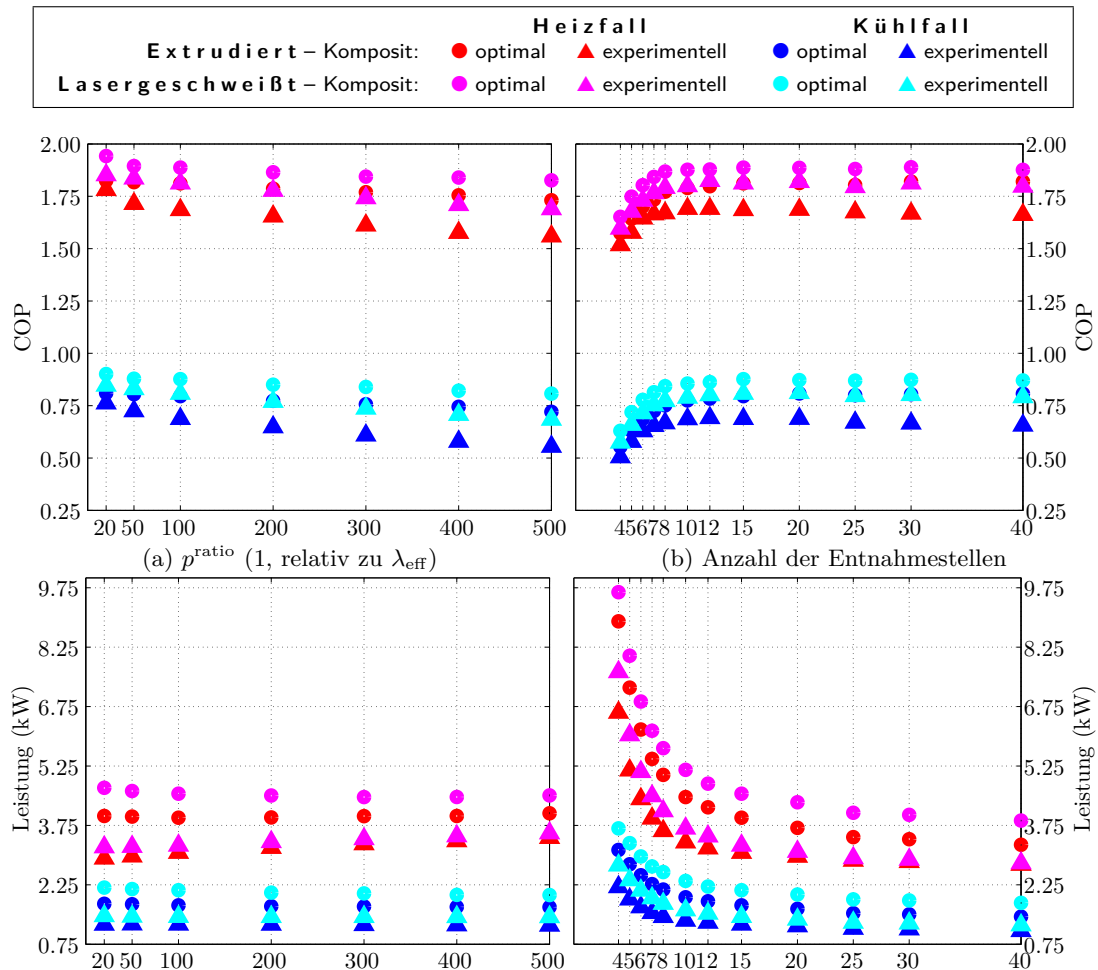


Abbildung 6.20: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von der Höhe der Vermischungspeaks p^{ratio} und von der Anzahl der Entnahmestellen n_{zones} für einen hohen Heizermassenstrom und Wasser

nen in Abschnitt 6.3. Für den besten Adsorber scheinen hier acht Entnahmestellen ausreichend zu sein, höhere Werte führen kaum noch zu steigendem COP . Die Abhängigkeit des COP von p^{ratio} ist nicht stärker ausgeprägt als beim Thermoöl-System, trotz der um einen Faktor sechs höheren Wärmeleitfähigkeit des Wassers. Dieser Faktor wird zumindest teilweise kompensiert durch den geringeren Temperaturgradienten im Wasser-Speicher.

In Abbildung 6.21 ist die Abhängigkeit von COP und Leistung von den Speicherparametern Dämmstärke, Speichergröße und -höhe dargestellt. Auch hier sind die Verläufe qualitativ sehr ähnlich zu denen in Abschnitt 6.3. Auffällig ist, dass für den besten Ad-

sorber bereits ein extrem kleiner Speicher mit 35 kg Wasserinhalt zum höchstmöglichen COP führt bei höherer Leistung, als sie mit größeren Speichern erreicht wird. Hier machen sich im Vergleich zum Thermoöl-System die höhere Wärmekapazität des Wassers und die geringen Wärmeverluste eines sehr kleinen Speichers positiv bemerkbar.

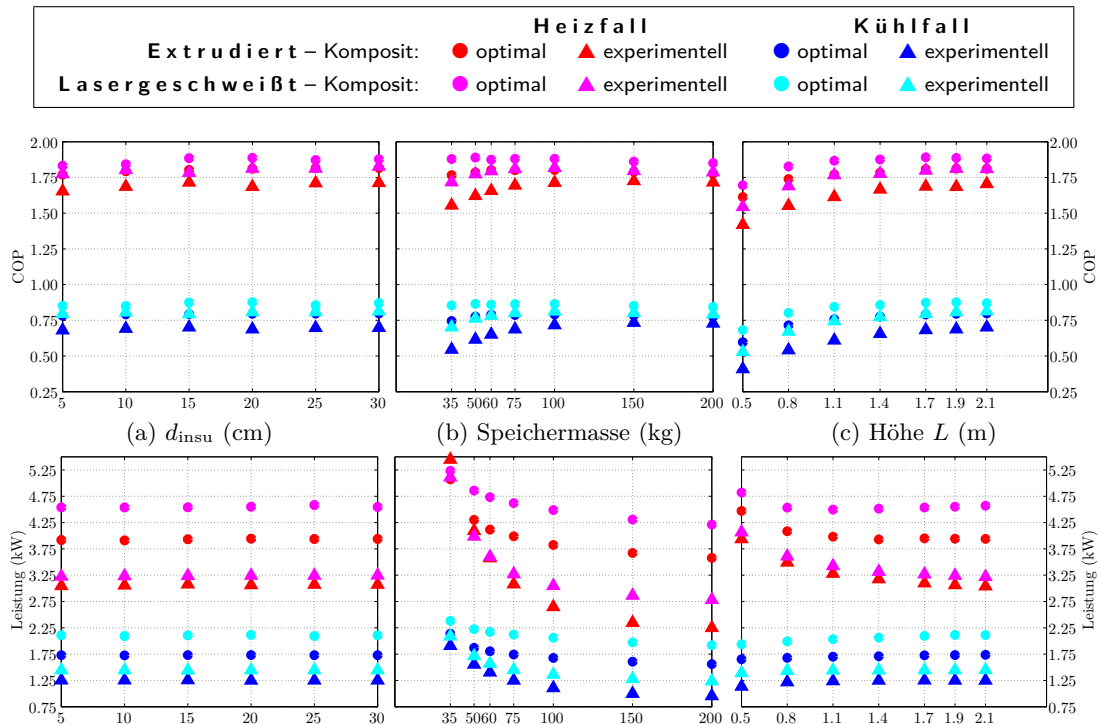


Abbildung 6.21: Abhängigkeit von COP und Leistung für beide Adsorber von verschiedenen Speicherparametern (Dämmungsdicke d_{insul} , Speicher Masse m_{stored} und Höhe L) für einen hohen Heizermassenstrom und Wasser

6.6 Abschließende Bemerkungen zum Entropieterm

Für die Adsorptionsenthalpie gilt in der Dubinin-Näherung (siehe z. B. [NHM99])

$$h_{ad} = h_{evap} + A - T\Delta s .$$

In der Parameterstudie wurde die Näherung $h_{ad} \approx h_{evap} + A$ verwendet – der Entropieterm wurde also vernachlässigt. Dadurch wurde die Adsorptionsenthalpie systematisch etwas unterschätzt ($\Delta s < 0$), was zu einer leichten Überschätzung der $COPs$ führte. Nach Abschluss der Parameterstudie wurde der Einfluss dieses Entropieterms für einzelne ausgewählte Systemkonfigurationen überprüft und für diese Punkte auch eine Anpassung der Systemregelung vorgenommen. Zudem war das Wärmeübertragungsmodell im Programmcode inzwischen dahingehend erweitert worden, dass die Wärmeleitfähigkeit des Wärmeträgerfluids und der Wärmeübergangskoeffizient temperaturabhängig bestimmt werden.

Bei diesen punktuellen Nachrechnungen mit dem bei Projektende vorliegenden Programmcode stellte sich heraus, dass sich durch eine leicht verbesserte Regelung die vorstehend beschriebene Reduktion des $COPs$ wieder teilweise ausgleichen lässt. Die neue

Regelungsstrategie basiert auf der Temperatur des in den Adsorber einströmenden Fluids sowie auf einer etwas weiter hinten im Adsorber gemessenen Fluidtemperatur, wodurch die „Temperaturüberschwinger“ verhindert werden können (siehe Abschnitt 3.1, Punkt 5 zur Regelung). Die flinkere Regelung reduziert auf diese Weise die Entropieproduktion und ermöglicht weiterhin bei gleichen Massenströmen eine höhere Leistung.

Betrachtet man nun beispielsweise die asymptotische Konfiguration (Abschnitt 6.2) mit dem extrudierten Adsorber mit experimentellem Komposit, so beträgt der neue Heiz- COP 2,09 bei 1,69 kW für 0,2 kg/s ($T_{\text{diff}} = 4^\circ\text{C}$). In der Parametervariation wurde ein COP von 2,10 bei 1,68 kW erreicht, allerdings für einen Systemmassenstrom von 0,3 kg/s. Für die jeweils entsprechenden Systemmassenströme ergibt sich für den Laser-Adsorber mit optimalem Komposit bei Berücksichtigung des Entropieterms ein neuer Heiz- COP von 2,35 bei 2,19 kW Heizleistung ($T_{\text{diff}} = 3^\circ\text{C}$) gegenüber einem Heiz- COP von 2,41 bei einer Leistung von 2,20 kW in der Parameterstudie.

Für das Hochtemperatursystem mit hohem Heizermassenstrom (Abschnitt 6.3) ergibt sich ein ähnliches Bild. Für einen Massenstrom von 0,2 kg/s ergibt sich für den extrudierten Adsorber mit experimentellem Komposit ein Heiz- COP von 1,92 bei einer Leistung von 2,22 kW ($T_{\text{diff}} = 2^\circ\text{C}$). Dazu wurde der Kühlermassenstrom mittels $\gamma_{\text{cool}} = 0,2$ gegenüber dem Standardwert in der Parametervariation für den hohen Heizermassenstrom von $\gamma_{\text{cool}} = 0,1$ erhöht. Für diese Konfiguration wurde in der Parametervariation der höchste COP von 1,91 bei einer Leistung von 1,96 kW für $\dot{m} = 0,2$ kg/s erreicht. Für den Laser-Adsorber mit optimiertem Komposit ergab sich für $\dot{m} = 0,2$ kg/s in der Parameterstudie ein Heiz- COP von 2,24 bei einer Leistung von 2,66 kW. Für dieselbe Konfiguration ergibt die neue Simulation einen COP von 2,19 bei einer Leistung von 2,19 kW und einem Massenstrom von 0,15 kg/s (bei $\gamma_{\text{cool}} = 0,2$, $T_{\text{diff}} = 2$). Bei $\dot{m} = 0,2$ kg/s steigt die Leistung auf 2,79 kW, und der COP sinkt auf 2,16.

Tabelle 6.8: Vergleich der COP s für die asymptotische Konfiguration und jene mit hohem Heizermassenstrom mit und ohne Vernachlässigung des Entropieterms sowie mit optimierter Regelung und temperaturabhängigen Wärmeleitfähigkeiten des Wärmeträgerfluids

Größe Einheit	Parameterstudie			Mit Entropieterm & neuer Regelung				
	\dot{m} kg/s	P_{cool} kW	COP_{heat} 1	\dot{m} kg/s	T_{diff} K	γ_{cool} 1	P_{cool} kW	COP_{heat} 1
Asymptotische Konfiguration								
Extrudiert/Exp.	0,30	1,68	2,10	0,20	4	1	1,69	2,09
Laser/Optimal	0,30	2,20	2,41	0,20	3	1	2,19	2,35
Hochtemperatursystem mit hohem Heizermassenstrom								
Extrudiert/Exp.	0,20	1,96	1,91	0,20	2	0,2	2,22	1,92
Laser/Optimal	0,20	2,66	2,24	0,15	2	0,2	2,19	2,19

Zusammenfassend lässt sich sagen (siehe Tabelle 6.8), dass die Auswirkungen auf ein System mit extrudierten Adsorber und experimentellem Komposit gering sind. Andererseits verringern sich die Heiz- COP s für den besten Adsorber (lasergeschweißt, optimales Komposit) um 0,05 bis 0,1. Ein Vorteil der veränderten Regelung sind reduzierte Massenströme, die geringere Pumpenergien erfordern und so die Effizienz des Systems erhöhen können. Insgesamt besteht bei den Regelungsstrategien noch Optimierungspotential.

7 Zielerreichung und zusammenfassende Bewertung der Ergebnisse

Zielerreichung

Die Erreichung der bei Vorhabensbeginn gesetzten Ziele (vergleiche Abschnitt 1.3) ist im Folgenden stichpunktartig dargestellt:

- Eine detaillierte Untersuchung und Bewertung des Stratisorp-Systemkonzepts durch Simulation wurde durchgeführt. Das Hauptziel des Vorhabens ist damit erreicht. Es steht ein detailliertes und numerisch effizientes Systemmodell zur Verfügung, das jetzt leicht auf verschiedene Anwendungsfälle angepasst werden kann.
- Die verwendeten Adsorbermodelle konnten noch nicht validiert werden, mangels Daten heute verfügbarer Adsorber wurden nur Systemsimulationen mit zukünftigen, verbesserten Adsorbent durchgeföhrt. Dieses Teilziel konnte daher noch nicht vollständig erreicht werden. Unabhängig von einer möglichen Anschlussförderung des Vorhabens ist geplant, Adsorberdaten heute marktverfügbarer Adsorptionskältemaschinen zu recherchieren und damit Stratisorp-Parametervariationen durchzuführen. Damit kann das Verbesserungspotenzial des Stratisorp-Konzepts mit bereits verfügbarer Adsorbentechnologie abgeschätzt werden.
- Beim Speicher konnten durch CFD-Simulationen kritische Punkte identifiziert werden (großräumige Wirbel im Speicher, hydraulische Kurzschlüsse zwischen Lanze und Ausströmöffnung) und es wurden Optionen zur Behebung der Schwachpunkte identifiziert. Diese konnten jedoch noch nicht näher untersucht werden.
- Die Machbarkeitsstudie (Kapitel 5) konnte nicht in der ursprünglich geplanten Bearbeitungstiefe durchgeführt werden, es fehlen noch belastbare Kostenabschätzungen. Für das Thermoöl-System stellt die Verfügbarkeit energieeffizienter, kostengünstiger, kleiner Pumpen, die die Temperaturanforderungen erfüllen, einen Flaschenhals bezüglich der Produktentwicklung dar. Ein Umsetzungsprojekt mit dieser Zielrichtung sollte daher einen geeigneten Pumpenhersteller einbeziehen.
- Das Kennlinienmodell für die Gebäudesimulation konnte aus Zeit- und Budgetgründen noch nicht erstellt werden. Eine Abschätzung der erreichbaren Jahresheizzahl in einer Heizanwendung ist jedoch nach der in Unterabschnitt 6.3.2 beschriebenen Methode möglich und wurde hier erfolgreich vorgenommen. Ein detaillierteres Kennlinienmodell für die Gebäudesimulation wird somit erst in einem Folgeprojekt benötigt, wenn eine genauer spezifizierte Systemkonfiguration vorliegt.

Zusammenfassende Bewertung der Ergebnisse

Die Projektergebnisse stellen nach unserer Einschätzung einen signifikanten Fortschritt für die Systemtechnik von Adsorptionswärmepumpen und -kältemaschinen dar. Für das hier untersuchte Systemkonzept mit dem Schichtspeicher zur Wärmerückgewinnung zwischen Adsorption und Desorption konnten die erhofften Vorteile gegenüber dem Standardzyklus von Adsorptionskältemaschinen und -wärmepumpen bestätigt werden. Die Jahresheizzahlen in einer Wärmepumpen-Anwendung fallen um so größer aus, je besser die Wärmeübertragungseigenschaften der verwendeten Adsorber sind.

Die getroffenen Annahmen bzgl. der Wärmeübertrager-Kennwerte der Adsorber basieren auf Daten und Entwürfen aus den Fraunhofer-Eigenforschungsprojekt „Thermisch angetriebene Hochleistungskälteverfahren“ (WISA-Programm, 2006-2009). Dort wurde zur Verbesserung der Wärme- und Stoffübertragung in Adsorbieren ein neuartiger Adsorbens-Matrix-Komposit entwickelt, der auf einer konsumptiv aufkristallisierten Schicht des Zeolith-ähnlichen Materials SAPO-34 (s.a. [BHMS09]) auf einer versinterten Aluminiumfaser-Struktur basiert (s.a. [Fül+11]). Hier wurde nun angenommen, dass dieselben Komposit-Eigenschaften bzgl. Zeolith-Massenanteil, Wärmeleitung und Wärmekapazität sich auch mit anderen Zeolithen (hier: Zeolith 13X) erreichen lassen. Hierzu sind jedoch weitere Entwicklungsarbeiten bzgl. der Zeolithsynthesen und ggf. eine Anpassung der Zusammensetzung und Herstellungsrouten des Substrats (Metallfaserstruktur) erforderlich. In dieser Hinsicht stellen die Projektergebnisse einen Anreiz dar, diese weiteren Entwicklungsarbeiten an Adsorberkompositen in Angriff zu nehmen.

Durch die gegenüber dem bei Vorhabensbeginn vorliegenden Systemkonzept verbesserte Anordnung der Komponenten und die enge Kopplung von Antriebs-Wärmequelle (Heizer) und Mitteltemperatur-Wärmesenke (Kühler) an den Speichertank wurde eine hohe Flexibilität bezüglich verschiedener Betriebsbedingungen sowie eine sehr gute Regelbarkeit erreicht. Der Stratisorp-Zyklus für ein Hochtemperatur-System mit Thermoöl als Wärmeträger hat sich als sehr robust gegenüber einer Variation der Temperaturen in den drei äußeren Fluidkreisen erwiesen. Dies eröffnet vielfältige Anwendungsmöglichkeiten sowohl in Heizanwendungen (Wärmepumpe) als auch in Kühlanwendungen (Kältemaschine) mit unterschiedlichen Wärmequellen und -senken.

Für die hier angenommenen technologisch weiterentwickelten Adsorber erscheint ein $COP_{cool} \approx 1,2$ erreichbar (vergleiche Abschnitt 6.4), der bisher nur mit zweistufigen Adsorptionskältemaschinen im Leistungsbereich größer 100 kW erreichbar ist. Dabei wäre das Stratisorp-System wesentlich flexibler bezüglich der Rückkühltemperatur, d. h. auch an heißen Tagen wäre eine trockene Rückkühlung möglich. Zudem hätte das System für die Solare Kühlung, also bei Antrieb mit konzentrierenden thermischen Solarkollektoren, deutliche Vorteile aufgrund der erreichbaren großen Temperaturspreizung im Antriebskreis. Eine Weiterentwicklung von Stratisorp-Systemen größerer Leistung in diese Richtung erscheint daher aussichtsreich.

In der Wärmepumpen-Anwendung bedeutet die hohe Flexibilität bezüglich der Systemtemperaturen, dass das System für die Altbausanierung sehr interessant ist. Die für die Berechnung der Jahresheizzahl herangezogenen Randbedingungen (Unterabschnitt 6.3.2) entsprechen eher einem Neubau als einem sanierten Altbau (insbesondere wenn vorhandene Heizkörper weiterverwendet werden sollen), auch für Altbauten sind aber realisierbare Jahresheizzahlen größer 1,5 zu erwarten, zumindest wenn ganzjährig nutzbare Wärmequellen (Erdwärme) zur Verfügung stehen.

Angesichts dieser Vorteile des Systems sollte jedoch nicht übersehen werden, dass die Hürden für eine Produktentwicklung auf Basis des Hochtemperatur-Systems mit Thermoöl immer noch sehr hoch sind. Dies liegt vor allem an der fehlenden Komponentenverfügbarkeit für den Temperaturbereich um 200 °C. Insbesondere fehlen regelbare Pumpen kleiner Leistung und hoher Effizienz für Thermoöl in diesem Temperaturbereich.

Wesentlich geringer sind die Hürden für eine Produktentwicklung von Systemen mit Wasser als Wärmeträger für einen Temperaturbereich bis etwa 140 °C. Dieses Anwendungsgebiet stand zwar nicht im Fokus dieses Vorhabens, es konnte jedoch im Abschnitt 6.5 gezeigt werden, dass auch hier signifikante Vorteile gegenüber marktverfügbaren Adsorptionssystemen erreicht werden können. Besonders aussichtsreich erscheint eine Weiterentwicklung des Systems für kombinierte Anwendungen wie eine solare Kühlung im Sommer und einen Gaswärmepumpen-Betrieb im Winter. Auch eine Kombination von solarer Kühlung mit Warmwasserbereitung durch überschüssige (nicht für die folgende Desorption verwendbare) Adsorptionswärme, die im Speicher bei genügend hoher Temperatur vorliegt, erscheint aussichtsreich.

Beitrag der Ergebnisse zur Erreichung der Ziele des Förderprogramms

Die folgenden Ziele des Förderprogramms, zu denen die in diesem Vorhaben erreichten Ergebnisse einen Beitrag leisten, wurden in der Ausschreibung *Thermische Energiespeicher* vom Sommer 2007 genannt:

- Steigerung der Energieeffizienz und verstärkte Nutzung erneuerbarer Energien zur Abmilderung des Klimawandels
- Übergeordneten Ziele auf dem Gebiet Speichertechnik: spezifische Investitionskosten vermindern und Effizienz und Zuverlässigkeit erhöhen. Dabei Berücksichtigung von Materialaspekten, Auslegungsfragen und Systemintegration.
- F&E-Bedarf für innovative Speichertechnologien:
 1. Phasenwechselmaterialien (PCM) und Sorptionsspeicher, insbesondere für die Nachrüstung im Gebäudebestand – Materialien, Verfügbarkeit, Lebensdauer, Zyklfestigkeit, Wirtschaftlichkeit.
 2. Alternative Technologien, auch soweit heute noch nicht wirtschaftlich, aber mit Potenzial für die Zukunft.

Dieses Vorhaben ist aufgrund seiner Kombination mit der Adsorptionstechnik den innovativen Speichertechnologien und alternativen Technologien zuzuordnen. Das Potenzial für die Zukunft wurde durch die in Kapitel 6 dargestellten Systemsimulationen aufgezeigt. An dieser Stelle sollen drei Ergebnisse besonders hervorgehoben werden:

Erstens ist das System für den Anwendungsfall „Gaswärmepumpe“ sehr gut geeignet: Für das Hochtemperatur-System mit Thermoöl als Wärmeträgerfluid ergaben die Simulationen mit der besten angenommenen (und noch zu entwickelnden) Adsorbentechnologie eine Jahresheizzahl größer 2.0 für ein auf 40 °C Vorlauftemperatur ausgelegtes Heizsystem mit einer Erdwärmesonde als Wärmequelle. Auch die Auskopplung von Brauchwarmwasser bei höherer Temperatur (z.B. 55 °C) ist dabei möglich, wurde hier jedoch nicht näher untersucht.

Zweitens können mit dem System große Temperaturspreizungen des Fluidstroms auf der Antriebsseite erreicht werden. Die für den Standard-Adsorptionszyklus typischen zyklischen Schwankungen der Rücklaufemperaturen entfallen aufgrund der Pufferwirkung des in das System integrierten Speichers. Die große Temperaturspreizung des Antriebswärmestroms lässt sich z.B. in Systemen der solaren Kühlung, aber auch in Systemen der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK) ausnutzen, um die Gesamt-Systemeffizienz zu erhöhen. Dieser Freiheitsgrad der Stratisorp-Komponente ermöglicht also neue Systemauslegungen bzgl. der Einbindung der Wärmequellen in den genannten Anwendungen.

Drittens reagiert das Stratisorp-System bei geeigneter Wahl der System- und Regelungsparameter sehr gutmütig auf eine Variation der Temperaturen von Niedertemperatur-Wärmequelle und Mitteltemperatur-Wärmesenke, wobei das Hochtemperatur-System selbst eine Rückkühltemperatur von 50°C noch gut „verträgt“. Dies ist nach unserer Einschätzung neben der Gaswärmepumpen-Anwendung vor allem auch für die solare Kühlung relevant, wo eine Systemkonkurrenz mit der Absorptionstechnologie basierend auf dem Stoffpaar Wasser/Lithiumbromid besteht (mit einer Limitierung der Rückkühltemperatur aufgrund der Kristallisationsgrenze der LiBr-Lösung).

Diese Ergebnisse machen das Entwicklungspotenzial der Adsorptionstechnologie im allgemeinen und des Stratisorp-Systems im besonderen deutlich. Für die Gaswärmepumpe konnte gezeigt werden, dass die Vision einer Jahresheizzahl größer 2.0 für Neubauten oder energetisch gut sanierte Altbauten nicht unrealistisch ist. Wir gehen davon aus, dass mit einer fokussierten Technologie-Offensive des Landes oder des Bundes, die F&E-Ressourcen verschiedener Stellen (Unternehmen und Forschungseinrichtungen) mobilisieren würde, eine Realisierung bis 2020 möglich wäre.

Voraussichtlicher Nutzen und praktische Verwertbarkeit

Für eine Nutzung der Projektergebnisse in Baden-Württemberg ist die Gaswärmepumpen-Anwendung hinsichtlich ihres Klimaschutz-Potenzials sicherlich am bedeutendsten. Auch für die bessere Integration der thermischen Solarenergienutzung mit der Gaswärmepumpen-Technologie bietet das Stratisorp-Systemkonzept exzellente Voraussetzungen. Aufgrund der hohen Hürden für die Realisierung des Hochtemperatur-Systems mit Thermoöl erscheint eine Fokussierung auf die Weiterentwicklung des Systems mit Wasser und verringerten Antriebstemperaturen sinnvoll. Zunächst müssen die durch die Simulationsrechnungen vorhergesagten Vorteile des Systems experimentell nachgewiesen werden. Dazu wird ein Anschlussvorhaben mit einem Fokus auf der experimentellen Untersuchung und Charakterisierung des Schichtspeichers mit den entsprechenden Be- und Entladeeinrichtungen und einer Zusammenschaltung des Speichers mit einem Adsorptionsmodul zur Vermessung des gekoppelten Systems als Adsorptionswärmepumpe angestrebt.

Erfolge und geplante Veröffentlichung der Ergebnisse

- Die Projektergebnisse zur Systemsimulation wurden als Posterbeitrag auf der „1st International Conference on Materials for Energy (EnMat2010)“ gezeigt [Jos+10].
- Ein Beitrag zur Entropieanalyse des Stratisorp-Zykluses sowie über die Anwendung für eine Gaswärmepumpe wird auf der „International Sorption Heat Pump Conference 2011“ vorgestellt [SJS11].

- Auf dem „23rd IIR International Congress of Refrigeration 2011“ wird eine Untersuchung des Stratisorp-Systems für den Anwendungsfall der solaren Kühlung präsentiert [SGJS11]. Dazu wurden repräsentative Kältelasten – ähnlich zu den in Tabelle 6.3 angegebenen Heizlasten – ermittelt. Mit dem Stratisorp-System wurden dann die entsprechenden Kälteleistungen zur Verfügung gestellt, und über die resultierenden *COPs* gemittelt.
- Eine Journal-Veröffentlichung in „Applied Thermal Engineering“ ist geplant.
- Im LUBW-Journal „Einblicke 2010“ wurde unter dem Titel „Speicherpotenzial ausreizen“ ein Text von Peter Streiff zu den Ergebnissen unseres Vorhabens veröffentlicht.
- Weiterhin wurden die Ergebnisse des Projekts im Magazin des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) *EnergyNews 2/2010* unter dem Title „Effizienter heizen und kühlen“ vorgestellt.
- Eine Patentanmeldung befindet sich in Vorbereitung.

Anhang A

Modellparameter für die Systemsimulationen

Das MATLAB-Programmpaket arbeitet mit Konfigurationsdateien, in denen wichtige Modellparameter angegeben werden. Für die in Kapitel 6 durchgeführten Parameterstudien geben wir im Folgenden die verwendeten Konfigurationsdateien an. Basierend auf diesen Dateien wurde jeweils ein Parameter variiert. Die variierten Parameter und die Werte, auf die sie verändert wurden, geben wir nachfolgend ebenfalls an.

A.1 Konfiguration *Asymptotisch*

```
# Adsorber Parameters
type_structure = laser/extruded
                                # Adsorber configuration, both possible
type_fluid = oil                 # Heat transfer fluid
type_foam = optimal/experimental
                                # Composite (i.d. foam) configuration, both possible
type_adsorbent = Z13X           # Used adsorbent
m_adsorbent_norm = 3            # Adsorbent mass to normalize on (kg).
V_chamber = .2                 # Volume of the chamber (m^3)
trans_coefficient = 3.2        # Diffusion coefficient (kg/(bar*s) = m*s)

# Temperatures (all in °C)
T_cold = 38                    # T_vorlauf (°C)
T_hot = 200                    # T_desorp (°C)
T_evap_supp = 15              # Evaporator supply temperature (°C)
T_cond_supp = 38              # Condensor supply temperature (°C)

# Temperature differences (in Kelvin)
T_diff = 7                     # T_setpoint is computed via T_diff
T_diff_min = 2                 # Minimal temperature difference, end of half cycle

# Piping specifications
m_pipes = 5                    # Mass of the piping and parts
cp_pipe = 1700                 # Specific heat of piping material (J/(kg*K))
d_pipe = 0.02                  # Internal diameter of the connecting pipes (m)
l_pipe = 2                     # Length of each pipe (m)
Nu = 4.36                      # Nusselt number for the flow through the connecting pipes

# Condenser specifications (heat exchanger)
k_cond = 400                   # Overall heat transfer conductivity (W/(m^2*K))
A_cond = 5                     # Area of heat transfer (m^2)
mdot_cond = 2.0                # Mass flow rate through the condenser (kg/s)
# Evaporator specifications (heat exchanger)
k_evap = 400                   # Overall heat transfer conductivity (W/(m^2*K))
A_evap = 10                    # Area of heat transfer (m^2)
mdot_evap = 4.0                # Mass flow rate through the evaporator (kg/s)
```

Anhang A Modellparameter für die Systemsimulationen

```
m_evap_pool = 20      # Mass of the water in the pool (kg)
# Common specifications
m_copper = 22        # Mass of the copper in the evaporator/condenser (kg)
cp_copper = 385     # Specific heat of copper (J/(kg*K))

# System parameters
dt = bestofall      # External time step of the simulation (s)
nexttracts = 5      # Number of extracts from the storage in one time step
mdot = 0.2          # System mass flow (i.e. from storage to adsorber) (kg/s)
n = 32              # Number of adsorber nodes
npipes = 2          # Number of nodes for piping
ncycles = 100       # Number of full sorption cycles

# Storage parameters
storage_dissipate = 1 # Switch on or off mixing effects and losses in storage
nlayers = 1000      # Number of layers in the storage
nzones = 50         # Number of zones for extraction
m_stored = 200      # Stored mass in the storage (kg)
maxratio = 1        # Ratio of max Kf and average Kf (from CFD)
sig = 0.05          # Standard deviation of K, multiplied by full storage height
Xinsu = 0.3         # Thickness of insulation (m)
L = 1.9             # Internal height of storage (m)
heater_fraction = 1.0 # Fraction of system mass flow mdot that goes through the heater
cooler_fraction = 1.0 # Fraction of system mass flow mdot that goes through the cooler
heater_position = 0.95 # Ratio of heater height and total storage height
cooler_position = 0.05 # Ratio of cooler height and total storage height
```

Varierte Parameter:

```
maxratio = [1,2,5,10,20,50,100,200,300,400,500]
Xinsu = [0.05,0.1,0.15,0.2,0.3]
mdot = [0.1,0.15,0.2,0.25,0.3,0.35,0.4,0.5,0.6]
T_diff = [3.5,5,7,10,15,20]
T_hot = [120,140,160,180,200,220,240,260]
T_cold = [28,30,32,34,36,38,40,42,44,46,48,50]
T_evap_supp = [6,8,10,12,14,16,18,20,22,24]
L = [0.5,0.63,0.8,1.1,1.5,1.9]
m_stored = [50,75,100,150,200,300]
```

A.2 Konfiguration *Hoher Heizermassenstrom*

```
# Adsorber Parameters
type_structure = laser/extruded
# Adsorber configuration, both possible
type_fluid = oil # Heat transfer fluid
type_foam = optimal/experimental
# Composite (i.d. foam) configuration, both possible
type_adsorbent = Z13X # Used adsorbent
m_adsorbent_norm = 3 # Adsorbent mass to normalize on (kg).
V_chamber = .2 # Volume of the chamber (m^3)
trans_coefficient = 3.2 # Diffusion coefficient (kg/(bar*s)) = m*s)

# Temperatures (all in °C)
T_cold = 38 # T_vorlauf (°C)
T_hot = 200 # T_desorp (°C)
T_evap_supp = 15 # Evaporator supply temperature (°C)
```

A.2 Konfiguration Hoher Heizermassenstrom

```
T_cond_supp = 38      # Condensor supply temperature (°C)

# Temperature differences (in Kelvin)
T_diff = 12          # T_setpoint is computed via T_diff
T_diff_min = 7       # Minimal temperature difference, end of half cycle

# Piping specifications
m_pipes = 5          # Mass of the piping and parts
cp_pipe = 1700       # Specific heat of piping material (J/(kg*K))
d_pipe = 0.02        # Internal diameter of the connecting pipes (m)
l_pipe = 2           # Length of each pipe (m)
Nu = 4.36            # Nusselt number for the flow through the connecting pipes

# Condenser specifications (heat exchanger)
k_cond = 400         # Overall heat transfer conductivity (W/(m^2*K))
A_cond = 5           # Area of heat transfer (m^2)
mdot_cond = 2.0      # Mass flow rate through the condenser (kg/s)
# Evaporator specifications (heat exchanger)
k_evap = 400        # Overall heat transfer conductivity (W/(m^2*K))
A_evap = 10         # Area of heat transfer (m^2)
mdot_evap = 4.0     # Mass flow rate through the evaporator (kg/s)
m_evap_pool = 20    # Mass of the water in the pool (kg)
# Common specifications
m_copper = 22       # Mass of the copper in the evaporator/condenser (kg)
cp_copper = 385     # Specific heat of copper (J/(kg*K))

# System parameters
dt = bestofall      # External time step of the simulation (s)
nexttracts = 5      # Number of extracts from the storage in one time step
mdot = 0.2          # System mass flow (i.e. from storage to adsorber) (kg/s)
n = 32              # Number of adsorber nodes
npipes = 2          # Number of nodes for piping
ncycles = 40        # Number of full sorption cycles

# Storage parameters
storage_dissipate = 1 # Switch on or off mixing effects and losses in storage
nlayers = 1000      # Number of layers in the storage
nzones = 15         # Number of zones for extraction
m_stored = 150      # Stored mass in the storage (kg)
maxratio = 100      # Ratio of max Kf and average Kf (from CFD)
sig = 0.05          # Standard deviation of K, multiplied by full storage height
Xinsu = 0.2         # Thickness of insulation (m)
L = 1.9             # Internal height of storage (m)
heater_fraction = 0.9 # Fraction of system mass flow mdot that goes through the heater
cooler_fraction = 0.1 # Fraction of system mass flow mdot that goes through the cooler
heater_position = 0.95 # Ratio of heater height and total storage height
cooler_position = 0.2 # Ratio of cooler height and total storage height
```

Varierte Parameter:

```
maxratio = [20,50,100,200,300,400,500]
mdot = [0.1,0.15,0.2,0.3,0.4,0.5]
T_diff = [10,12,15,20,25]
T_hot = [120,140,160,180,200,220,240,260]
T_cold = [28,30,32,34,36,38,40,42,44,46,48,50]
T_evap_supp = [6,8,10,12,14,16,18,20,22,24]
heater_fraction = [0.8,0.85,0.9,0.95,1]
cooler_fraction = [0.07,0.1,0.12,0.15,0.2]
```

```
cooler_position = [0.1,0.15,0.2,0.25,0.3]
nzones = [4,6,8,10,15,20,30]
m_stored = [50,75,100,150,200]
L = [0.5,0.8,1.1,1.4,1.7,1.9,2.1]
Xinsu = [0.05,0.1,0.15,0.2,0.25,0.3]
```

A.3 Konfiguration Reduzierter Heizermassenstrom

```
# Adsorber Parameters
type_structure = laser/extruded
                                # Adsorber configuration, both possible
type_fluid = oil                 # Heat transfer fluid
type_foam = optimal/experimental
                                # Composite (i.d. foam) configuration, both possible
type_adsorbent = Z13X           # Used adsorbent
m_adsorbent_norm = 3            # Adsorbent mass to normalize on (kg).
V_chamber = .2                  # Volume of the chamber (m^3)
trans_coefficient = 3.2         # Diffusion coefficient (kg/(bar*s) = m*s)

# Temperatures (all in °C)
T_cold = 38                     # T_vorlauf (°C)
T_hot = 220                     # T_desorp (°C)
T_evap_supp = 15                # Evaporator supply temperature (°C)
T_cond_supp = 38                # Condenser supply temperature (°C)

# Temperature differences (in Kelvin)
T_diff = 12                     # T_setpoint is computed via T_diff
T_diff_min = 7                  # Minimal temperature difference, end of half cycle

# Piping specifications
m_pipes = 5                     # Mass of the piping and parts
cp_pipe = 1700                  # Specific heat of piping material (J/(kg*K))
d_pipe = 0.02                   # Internal diameter of the connecting pipes (m)
l_pipe = 2                      # Length of each pipe (m)
Nu = 4.36                       # Nusselt number for the flow through the connecting pipes

# Condenser specifications (heat exchanger)
k_cond = 400                    # Overall heat transfer conductivity (W/(m^2*K))
A_cond = 5                      # Area of heat transfer (m^2)
mdot_cond = 2.0                 # Mass flow rate through the condenser (kg/s)
# Evaporator specifications (heat exchanger)
k_evap = 400                    # Overall heat transfer conductivity (W/(m^2*K))
A_evap = 10                     # Area of heat transfer (m^2)
mdot_evap = 4.0                 # Mass flow rate through the evaporator (kg/s)
m_evap_pool = 20                # Mass of the water in the pool (kg)
# Common specifications
m_copper = 22                   # Mass of the copper in the evaporator/condenser (kg)
cp_copper = 385                 # Specific heat of copper (J/(kg*K))

# System parameters
dt = bestofall                  # External time step of the simulation (s)
nextracts = 5                   # Number of extracts from the storage in one time step
mdot = 0.2                      # System mass flow (i.e. from storage to adsorber) (kg/s)
n = 32                          # Number of adsorber nodes
npipes = 2                      # Number of nodes for piping
ncycles = 80                    # Number of full sorption cycles
```

```

# Storage parameters
storage_dissipate = 1 # Switch on or off mixing effects and losses in storage
nlayers = 1000 # Number of layers in the storage
nzones = 15 # Number of zones for extraction
m_stored = 150 # Stored mass in the storage (kg)
maxratio = 100 # Ratio of max Kf and average Kf (from CFD)
sig = 0.05 # Standard deviation of K, multiplied by full storage height
Xinsu = 0.2 # Thickness of insulation (m)
L = 1.9 # Internal height of storage (m)
heater_fraction = 0.05 # Fraction of system mass flow mdot that goes through the heater
cooler_fraction = 0.07 # Fraction of system mass flow mdot that goes through the cooler
heater_position = 0.75 # Ratio of heater height and total storage height
cooler_position = 0.25 # Ratio of cooler height and total storage height

```

Varierte Parameter:

```

maxratio = [20,50,100,200,300,400,500]
mdot = [0.1,0.15,0.2,0.25,0.3,0.4,0.5]
T_diff = [10,12,15,20,25]
T_hot = [120,140,160,180,200,220,240,260,280]
T_cold = [28,30,32,34,36,38,40,42,44,46,48,50]
T_evap_supp = [6,8,10,12,14,16,18,20,22,24]
heater_fraction = [0.035,0.04,0.05,0.06,0.07,0.085,0.1,0.15,0.2,0.3,0.4,0.5]
cooler_fraction = [0.035,0.04,0.05,0.06,0.07,0.085,0.1,0.15,0.2,0.3,0.4,0.5]
cooler_position = [0.1,0.15,0.2,0.25,0.3,0.35]
heater_position = [0.65,0.7,0.75,0.8,0.85,0.9]
nzones = [4,5,6,7,8,10,12,15,20,30]
m_stored = [50,75,100,150,200]
L = [0.5,0.8,1.1,1.4,1.7,1.9,2.1]
Xinsu = [0.05,0.1,0.15,0.2,0.25,0.3]

```

A.4 Konfiguration Wasser

```

# Adsorber Parameters
type_structure = laser/extruded # Adsorber configuration, both possible
type_fluid = water # Heat transfer fluid
type_foam = optimal/experimental # Composite (i.d. foam) configuration, both possible
type_adsorbent = Z13X # Used adsorbent
m_adsorbent_norm = 3 # Adsorbent mass to normalize on (kg).
V_chamber = .2 # Volume of the chamber (m^3)
trans_coefficient = 3.2 # Diffusion coefficient (kg/(bar*s) = m*s)

# Temperatures (all in °C)
T_cold = 38 # T_vorlauf (°C)
T_hot = 130 # T_desorp (°C)
T_evap_supp = 15 # Evaporator supply temperature (°C)
T_cond_supp = 38 # Condensor supply temperature (°C)

# Temperature differences (in Kelvin)
T_diff = 6 # T_setpoint is computed via T_diff
T_diff_min = 4 # Minimal temperature difference, end of half cycle

# Piping specifications

```

Anhang A Modellparameter für die Systemsimulationen

```
m_pipes = 5           # Mass of the piping and parts
cp_pipe = 1700        # Specific heat of piping material (J/(kg*K))
d_pipe = 0.02         # Internal diameter of the connecting pipes (m)
l_pipe = 2            # Length of each pipe (m)
Nu = 4.36             # Nusselt number for the flow through the connecting pipes

# Condenser specifications (heat exchanger)
k_cond = 400          # Overall heat transfer conductivity (W/(m^2*K))
A_cond = 5            # Area of heat transfer (m^2)
mdot_cond = 2.0       # Mass flow rate through the condenser (kg/s)
# Evaporator specifications (heat exchanger)
k_evap = 400          # Overall heat transfer conductivity (W/(m^2*K))
A_evap = 10           # Area of heat transfer (m^2)
mdot_evap = 4.0       # Mass flow rate through the evaporator (kg/s)
m_evap_pool = 20      # Mass of the water in the pool (kg)
# Common specifications
m_copper = 22         # Mass of the copper in the evaporator/condenser (kg)
cp_copper = 385       # Specific heat of copper (J/(kg*K))

# System parameters
dt = bestofall        # External time step of the simulation (s)
nextracts = 5         # Number of extracts from the storage in one time step
mdot = 0.35           # System mass flow (i.e. from storage to adsorber) (kg/s)
n = 32                # Number of adsorber nodes
npipes = 2            # Number of nodes for piping
ncycles = 30          # Number of full sorption cycles

# Storage parameters
storage_dissipate = 1 # Switch on or off mixing effects and losses in storage
nlayers = 1000        # Number of layers in the storage
nzones = 15           # Number of zones for extraction
m_stored = 75         # Stored mass in the storage (kg)
maxratio = 100        # Ratio of max Kf and average Kf (from CFD)
sig = 0.05            # Standard deviation of K, multiplied by full storage height
Xinsu = 0.2           # Thickness of insulation (m)
L = 1.9               # Internal height of storage (m)
heater_fraction = 0.9  # Fraction of system mass flow mdot that goes through the heater
cooler_fraction = 0.9 # Fraction of system mass flow mdot that goes through the cooler
heater_position = 0.95 # Ratio of heater height and total storage height
cooler_position = 0.05 # Ratio of cooler height and total storage height
```

Varierte Parameter:

```
maxratio = [20,50,100,200,300,400,500]
mdot = [0.1,0.15,0.2,0.25,0.3,0.35,0.4,0.5]
T_diff = [5,6,8,10,12,15]
T_diff_min = [2,3,4,5]
T_hot = [115,120,125,130,135,140,145,150,160,170]
T_cold = [28,30,32,34,36,38,40,42,44,46,48,50]
T_evap_supp = [6,8,10,12,14,16,18,20,22,24]
heater_fraction = [0.85,0.9,0.95,1]
cooler_fraction = [0.85,0.9,0.95,1]
nzones = [4,5,6,7,8,10,12,15,20,25,30,40]
m_stored = [35,40,45,50,60,75,100,150,200]
L = [0.5,0.8,1.1,1.4,1.7,1.9,2.1]
Xinsu = [0.05,0.1,0.15,0.2,0.25,0.3]
```

Literatur

- [AF00] Elsa Andersen und Simon Furbo. „Thermal destratification in small standard solar tanks due to mixing during tapping“. In: *ISES 1999 Solar World Congress*. Jerusalem, Israel: Pergamon, 2000, S. 111–119.
- [Ali99] Shahab Alizadeh. „An experimental and numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage tank“. In: *Solar Energy* 66.6 (1999), S. 409–421. ISSN: 0038-092X. DOI: 10.1016/S0038-092X(99)00036-5.
- [And+08] Elsa Andersen u. a. „Investigation on stratification devices for hot water heat stores“. In: *International Journal of Energy Research* 32.3 (2008), S. 255–263. ISSN: 1099-114X. DOI: 10.1002/er.1345.
- [BHMS09] Jürgen Bauer, Ralph Herrmann, Walter Mittelbach und Wilhelm Schwieger. „Zeolite/aluminum composite adsorbents for application in adsorption refrigeration“. In: *International Journal of Energy Research* 33.13 (2009), S. 1233–1249. ISSN: 1099-114X. DOI: 10.1002/er.1611.
- [DAM94] J. H. Davidson, D. A. Adams und J. A. Miller. „A coefficient to characterize mixing in solar water storage tanks“. In: *Journal of Solar Energy Engineering* 116.2 (1994), S. 94–99. DOI: 10.1115/1.2930504.
- [DIN90] DIN 4702-8. *Heizkessel. Ermittlung des Norm-Nutzungsgrades und des Norm-Emissionsfaktors*. Hrsg. von DIN Deutsches Institut für Normung e. V. DIN-Norm. Berlin. März 1990.
- [Fül+11] Gerrit Földner u. a. „Numerical layer optimization of aluminum fibre/SAPO-34 composites for the application in adsorptive heat exchangers“. In: *Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference ISHPC'11*. Padua, Italy 2011, S. 533–542.
- [Fur+05] Simon Furbo u. a. „Performance improvement by discharge from different levels in solar storage tanks“. In: *Solar Energy* 79.5 (2005), S. 431–439. ISSN: 0038-092X. DOI: 10.1016/j.solener.2005.01.005.
- [Gas08] Ralf Gasper. „Entwicklung einer kompakten zweimodularen Adsorptionswärmepumpe“. Diss. Fakultät für Maschinenwesen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2008.
- [Göp+08] Stefan Göppert u. a. „Be- und Entladesysteme für thermische Schichtenspeicher: Teil 1 – Überblick“. In: *Chemie Ingenieur Technik* 80.3 (2008), S. 287–293. ISSN: 1522-2640. DOI: 10.1002/cite.200700162.
- [Ham08] Matthias Hampel. „Rechnergestützte Entwicklung von Warmwasser-Wärmespeichern für Solaranlagen“. Diss. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, 2008. URL: <http://elib.uni-stuttgart.de/opus/volltexte/2008/3569/>.

- [IAP07] The International Association for the Properties of Water and Steam. *Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. Aug. 2007. URL: <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf> (besucht am 12.10.2010).
- [Jos+10] Chirag Joshi u. a. „Performance enhancement of adsorption heat pump using stratified thermal storage: Simulation results“. In: *First International Conference on Materials for Energy (EnMat2010)*. Karlsruhe, Germany: Dechema e. V., 2010, B824–B826. ISBN: 978-3-89746-117-8. URL: <http://events.dechema.de/enmat2010>.
- [Loh+08] Rolf Lohse u. a. „Be- und Entladesysteme für thermische Schichtenspeicher: Teil 2 – Untersuchungen des Beladeverhaltens“. In: *Chemie Ingenieur Technik* 80.7 (2008), S. 935–943. ISSN: 1522-2640. DOI: 10.1002/cite.200800017.
- [Meu02] Francis Meunier. „Sorption Contribution to Climate Change Mitigation“. In: *Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference ISHPC'02*. Shanghai, China 2002.
- [Meu85] Francis Meunier. „Second law analysis of a solid adsorption heat pump operating on cascade cycles: Application to the Zeolite-water pair“. In: *Journal of Heat Recovery Systems* 5.2 (1985), S. 133–141. ISSN: 0198-7593. DOI: 10.1016/0198-7593(85)90045-1.
- [MPL97] Francis Meunier, Florence Poyelle und M. Douglas LeVan. „Second-law analysis of adsorptive refrigeration cycles: The role of thermal coupling entropy production“. In: *Applied Thermal Engineering* 17.1 (1997), S. 43–55. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/1359-4311(96)00019-1.
- [MSNS07] Gunther Munz, Ferdinand Schmidt, Tomás Núñez und Lena Schnabel. „Adsorptionswärmepumpe mit Wärmespeicher“. Europ. Pat. WO/2008/034561 (EP, US). Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung e. V. 2007. URL: <http://www.wipo.int/patentscope/search/en/detail.jsf?docId=W02008034561>.
- [New95] Brian J. Newton. „Modeling of Solar Storage Tanks“. Master’s thesis. University of Wisconsin-Madison, 1995.
- [NHM99] Tomás Núñez, Hans-Martin Henning und Walter Mittelbach. „Adsorption cycle modeling: Characterization and comparison of materials“. In: *Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference ISHPC'99*. Munich, Germany 1999, S. 209–217.
- [Núñ01] Tomás Núñez. „Charakterisierung und Bewertung von Adsorption für Wärmetransformationsanwendungen“. Diss. Fakultät für Physik, Universität Freiburg, 2001. URL: <http://www.freidok.uni-freiburg.de/volltexte/335/>.
- [PHM07] Varghese Panthaloorkaran, Wolfgang Heidemann und Hans Müller-Steinhagen. „A new method of characterization for stratified thermal energy stores“. In: *Solar Energy* 81.8 (2007), S. 1043–1054. ISSN: 0038-092X. DOI: 10.1016/j.solener.2006.11.012.

- [Ram01] R. M. Ramsayer. „Numerische Untersuchung der Strömungs- und Wärmetransportvorgänge bei der thermischen Beladung eines Warmwasserspeichers“. Student report. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, 2001.
- [SAF05] Louise J. Shah, Elsa Andersen und Simon Furbo. „Theoretical and experimental investigations of inlet stratifiers for solar storage tanks“. In: *Applied Thermal Engineering* 25.14–15 (2005), S. 2086–2099. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2005.01.011.
- [Sai10] Firma Sailer. *Sailer Einschichtvorrichtung: Hybrid Wärmespeicher*. 2010. URL: http://www.sailer-solarsysteme.de/hybrid_forschung.htm (besucht am 12.10.2010).
- [Sas04] Firma Sasol. *Produktinformationen zu Marlotherm LH (Datenblatt)*. 2004. URL: http://www.marlotherm.com/pdf/MARLOTHERM_LH_GB.pdf (besucht am 12.10.2010).
- [SF03] Louise J. Shah und Simon Furbo. „Entrance effects in solar storage tanks“. In: *Solar Energy* 75.4 (2003), S. 337–348. ISSN: 0038-092X. DOI: 10.1016/j.solener.2003.04.002.
- [SFSH07] Ferdinand P. Schmidt, Gerrit Földner, Lena Schnabel und Hans-Martin Henning. „Novel cycle concept for adsorption chiller with advanced heat recovery utilising a stratified storage“. In: *2nd International Conference on Solar Air-Conditioning*. Tarragona, Spain: Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e. V. (OTTI), 2007, S. 618–623. ISBN: 978-3-934681-61-3.
- [SGJS11] Valentin Schwemberger, Christian Glück, Chirag Joshi und Ferdinand P. Schmidt. „A novel adsorption cycle with advanced heat recovery for high efficiency air-cooled adsorption chillers“. In: *Proceedings of the 23rd IIR International Congress of Refrigeration ICR'11*. Prague, Czech Republic: International Institute of Refrigeration, 2011.
- [Shi+95] Tsan-Hsing Shih u. a. „A new k - ϵ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows“. In: *Computers & Fluids* 24.3 (1995), S. 227–238. ISSN: 0045-7930. DOI: 10.1016/0045-7930(94)00032-T.
- [SJS11] Valentin Schwemberger, Chirag Joshi und Ferdinand P. Schmidt. „Second law analysis of a novel cycle concept for adsorption heat pumps“. In: *Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference ISHPC'11*. Padua, Italy 2011, S. 991–998.
- [SS01] Roland Sailer und Wolfgang Sailer. „Speicheranordnung“. Mit einer Einschichtvorrichtung für ein Fluid. Europ. Pat. EP 1 076 219 B1 (EP, US). Schelklingen. 2001. URL: <http://www.europatentbox.com/patent/EP1076219B1/abstract/864567.html>.
- [SWM89] Sam V. Shelton, William J. Wepfer und Daniel J. Miles. „Square wave analysis of the solid-vapor adsorption heat pump“. In: *Heat Recovery Systems and CHP* 9.3 (1989), S. 233–247. ISSN: 0890-4332. DOI: 10.1016/0890-4332(89)90007-0.

Literatur

- [VDI01] VDI 4640-2. *Thermische Nutzung des Untergrundes. Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen*. Hrsg. von Verein Deutscher Ingenieure (VDI). VDI-Richtlinie. Düsseldorf. Sep. 2001.
- [WFSS09] Ursula Wittstadt, Gerrit Földner, Lena Schnabel und Ferdinand P. Schmidt. „Comparison of the heat transfer characteristics of two adsorption heat exchanger concepts“. In: *Proceedings of Heat Powered Cycles Conference HPC 2009*. Berlin, Germany 2009.
- [ZLG91] Yousef H. Zurigat, Pedro R. Liche und Afshin J. Ghajar. „Influence of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 34.1 (1991), S. 115–125. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/0017-9310(91)90179-I.