

Verena Zipf

Schneckenwärmeübertrager in Latentwärmespeichersystemen - Tests und Wirtschaftlichkeitsstudie für solarthermische Anlagen

Schneckenwärmeübertrager in Latentwärmespeichersystemen - Tests und Wirtschaftlichkeitsstudie für solarthermische Anlagen

Von der Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Carolo-Wilhelmina
zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde
eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Dipl.-Ing. Verena Zipf
aus : Heilbronn

eingereicht am: 18.06.2015

mündliche

Prüfung am: 20.08.2015

Gutachter: Prof. Dr. techn. Reinhard Leithner
apl. Prof. Dr. rer. nat. Volker Wittwer, Albert-Ludwigs-Universität
Freiburg

Schriftenreihe der Reiner Lemoine-Stiftung

Verena Zipf

**Schneckenwärmeübertrager in
Latentwärmespeichersystemen -Tests und
Wirtschaftlichkeitsstudie für solarthermische Anlagen**

Shaker Verlag
Aachen 2015

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2015

Copyright Shaker Verlag 2015

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-3987-0

ISSN 2193-7575

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Kurzfassung

Latentwärmespeicher eignen sich besonders zur Speicherung der in zweiphasigen Arbeitsmedien (z.B. Wasser/Dampf) enthaltenen Energie. Momentan sind jedoch noch keine wirtschaftlichen Latentwärmespeicher auf dem Markt verfügbar. In der vorliegenden Arbeit wird ein innovatives aktives Latentwärmespeicherkonzept mit Schneckenwärmeübertrager vorgestellt, bei dem das Phasenwechselmaterial während des Wärmeübergangs beim Phasenwechsel fest - flüssig oder flüssig - fest von Speichertank zu Speichertank gefördert wird. Es wurde ein Teststand zur experimentellen Charakterisierung des Latentwärmespeichers ausgelegt und aufgebaut. In Versuchen wurden konstruktive Maßnahmen und Betriebsstrategien entwickelt, um den Benetzungsgrad der Wärmeübertragerfläche beim Be- und Entladen zu erhöhen. Darüber hinaus wurden die globalen Wärmedurchgangskoeffizienten sowie die Wärmeübergangskoeffizienten während des Schmelzens und des Kristallisierens ermittelt. Der Wärmedurchgang im Schneckenwärmeübertrager ist, verglichen mit einem Rippenrohr – Latentwärmespeicher, ähnlich beim Schmelzen und höher beim Kristallisieren. Aufgrund der sich auf der Wärmeübertragerfläche bildenden Schicht aus festem Phasenwechselmaterial unbekannter Dicke ist es mit dem Teststand nicht möglich, die Wärmeübergangskoeffizienten beim Kristallisieren zu ermitteln. Um dies zu ermöglichen wurde eine Methodik, bei der ein Kratzwärmeübertrager die Vorgänge im Schneckenwärmeübertrager vereinfacht abbildet, erarbeitet und vorgestellt. Das Latentwärmespeicherkonzept wurde weiter entwickelt, um hohe Drücke des Wärmeträgers zu ermöglichen. In Systemsimulationen wurde der Einsatz des Latentwärmespeichers sowohl zentral in solarthermischen Kraftwerken als auch dezentral in solaren Kraft-Wärme-Kopplungssystemen untersucht, und anhand wirtschaftlicher Kennzahlen beurteilt. Anhand dieser Kennzahlen wurden Auslegungsvorschriften für den Speicher im Systemkontext erarbeitet. Es konnte nachgewiesen werden, dass der Einsatz des Speichers sowohl in solarthermischen Kraftwerken als auch in dezentralen solaren Kraft-Wärme-Kopplungssystemen wirtschaftlich sein kann.

Abstract

Latent heat storages are very appropriate to store energy from two phase working media, such as water/steam. However, currently there are no economic latent heat storages available on the market. In the present work, an innovative active latent heat storage concept with screw heat exchangers is proposed. In that concept, the phase change material is transported actively from one storage tank to the other, while it changes its phase from solid to liquid or from liquid to solid. A test facility was designed and constructed, in order to characterize the latent heat storage experimentally. Constructive measures and operational strategies have been determined in various tests to improve the use of the heat transfer surface during charging and discharging. The overall and the convective heat transfer coefficients during melting and crystallization have been determined. The overall heat transfer coefficient of the latent storage has been compared to that of a latent storage with finned tubes. Its value is similar during charging and higher during discharging. Due to a layer of solid phase change material on the heat transfer surface with unknown thickness, the convective heat transfer coefficient during discharge could not be determined with the experimental facility. Therefore, a method to identify it with a simplified test facility with a scraped surface heat exchanger has been proposed. The latent heat storage concept was revised in order to allow a high steam pressure of the working fluid. In system simulations, the use of the latent heat storage both in central solar thermal power plants as well as in decentralized solar combined heat and power systems was assessed by the use of economic numbers. By comparing these economic numbers for different system designs, design rules for the storage in the system context have been determined. It was shown that the use of the latent heat storage with screw heat exchanger can be economically viable both in solar thermal power plants and in solar heat and power systems.

Danksagung

Diese Arbeit wurde am Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme im Rahmen der Projekte Innolat (gefördert von der E.ON International Research Initiative) sowie SALSA (gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie) angefertigt. Ganz herzlich bedanke ich mich bei der Reiner Lemoine Stiftung, die mit einem Stipendium meine Arbeit unterstützte.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr. techn. Reinhard Leithner, vom ehemaligen Institut für Wärme- und Brennstofftechnik der TU Braunschweig für seine engagierte Betreuung, bei der er sich stets für anregende inhaltliche Diskussionen und sonstige Fragen ausreichend Zeit nahm. Auch Herrn Prof. Dr. rer. nat. Volker Wittwer danke ich für die wertvollen Gespräche und die Übernahme der Zweitbetreuung, sowie Herrn Professor Scholl für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Für die sehr gute Zusammenarbeit, die Diskussionen und die stets tatkräftige Unterstützung bei den praktischen Arbeiten bedanke ich mich herzlich bei meinen Kollegen Anton Neuhäuser und Daniel Willert, die wesentlich zum Gelingen des Vorhabens beigetragen haben. Herrn Dr.-Ing. Wolfgang Kramer danke ich für die wissenschaftliche Betreuung am ISE und viele anregende Gespräche, sowie Herrn Dr. Werner Platzer für seine Rückmeldungen und Anregungen zur Arbeit. Danke ebenfalls an Bernhard Schindler, Annie Hofer, Jill Ullrich und Simon Lude für ihre Unterstützung. Auch nochmals mein Dank an alle Studenten (Franzi, Anas, Michael, Armin, Peter, Patrick, Raimund, Laurin, Henning), die wichtige Beiträge zu dieser Arbeit geleistet haben.

Darüber hinaus möchte ich mich bei meiner Familie bedanken, die mir meine Ausbildung ermöglichte, mich stets unterstützte und somit den Grundstein für die Durchführung dieser Arbeit legte.

„Last but not least“: danke, Bernhard für das Verständnis für die langen Arbeitstage, das immer offene Ohr und den „freien Rücken“!

Inhalt

Kurzfassung	I
Abstract	III
Danksagung	V
Inhalt	VII
Formelzeichen	XI
Abbildungsverzeichnis	XIX
Tabellenverzeichnis	XXV
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Stand der Technik	3
2.1 Solarthermische Kollektoren.....	3
2.1.1 Linienkonzentrierende Kollektoren zur Direktverdampfung.....	4
2.1.2 Einsatzgebiete für direktverdampfende Kollektoren.....	6
2.2 Thermische Speicher für konzentrierende solarthermische Systeme.....	7
2.2.1 Stand der Technik: Thermische Speicher für konzentrierende solarthermische Systeme zur Dampferzeugung.....	7
2.2.2 Eignung von Speichern für die Direktverdampfung	9
2.2.3 Stand der Technik: Hochtemperatur-Latentwärmespeicher.....	10
2.3 Übersicht über Phasenwechselmaterialien.....	13
2.4 Stand der Technik: Schneckenwärmeübertrager	14
3 Untersuchungen am Latentwärmespeicherteststand	19
3.1 Beschreibung des aktiven Latentwärmespeicherkonzepts	19
3.2 Allgemeine Spezifikationen für den Latentwärmespeicherteststand	20
3.2.1 Ziele der Versuche	20
3.2.2 Spezifikationen des Teststandes	21
3.3 Beschreibung des Latentwärmespeicherteststandes	22
3.3.1 Aufbau und verwendete Komponenten	22
3.3.2 Anlagenschema	25
3.4 Methodik der Versuchsdurchführung und -auswertung	26
3.4.1 Berechnung der Bewertungsgrößen.....	27
3.5 Messtechnik des Latentwärmespeicherteststandes	31
3.5.1 Erforderliche Messgenauigkeit	31
3.5.2 Aufbau des Messsystems	33
3.5.3 Temperaturmessung	33
3.5.4 Durchflussmessung	35
3.6 Inbetriebnahme	35
3.6.1 Inbetriebnahme für den Betriebszustand „Speicher beladen“.....	36
3.6.2 Inbetriebnahme für den Betriebszustand „Speicher entladen“.....	38
3.7 Versuchsergebnisse und Auswertung	40

3.7.1	Bestimmung der Wärmedurchgangskoeffizienten k	41
3.7.2	Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten α_{w1} , α_{w2} und α_T	52
3.8	Berechnung der PCM-Schichtdicke beim Kristallisieren	59
3.9	Zusammenfassung und Ausblick	66
4	Theoretische Überlegungen und Berechnungen zum Schneckenwärmeübertrager	69
4.1	Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten für einen vergrößerten Schneckenwärmeübertrager	69
4.2	Vereinfachtes Modell des SWÜ mit Kratzwärmeübertrager zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Kristallisieren	71
4.3	Konzept für Hochdruck - Schneckenwärmeübertrager	78
4.4	Zusammenfassung und Ausblick	80
5	Analyse von solarthermischen Systemen mit dem untersuchten Latentwärmespeicher in Simulationen	81
5.1	Simulationsumgebung ColSim	81
5.2	Quasistationäre Modelle für die Simulation	82
5.2.1	Schneckenwärmeübertrager	82
5.2.2	Konventioneller Kraftwerksteil	87
5.2.3	Direktverdampfendes Solarfeld	89
5.2.4	Speichertank	91
5.2.5	Pumpe	92
5.3	Simulation von direktverdampfenden Kraftwerken mit einer Kombination aus latentem und sensiblem Speicher	93
5.3.1	Kraftwerk mit Drei - Tank Speicherkonzept	93
5.3.2	Kraftwerk mit Zwei - Tank Speicherkonzept	99
5.3.3	Plausibilität des Systemsimulationsmodells	101
5.3.4	Ökonomische Bewertungsmethoden und Kostenannahmen	102
5.3.5	Weitere Kennzahlen zur Bewertung der Ergebnisse	104
5.3.6	Ergebnisvergleich und Diskussion	106
5.3.7	Zusammenfassung der Speicherbewertung in 50 MW direktverdampfenden Kraftwerken	116
5.4	Simulation eines Systems zur solaren Kraft-Wärme-Kopplung mit Latentwärmespeicher	118
5.4.1	Systemaufbau und Betriebsmodi	118
5.4.2	Simulationsrandbedingungen und Optimierungsparameter	120
5.4.3	Plausibilität des Systemsimulationsmodells	123
5.4.4	Ökonomische Bewertungsmethoden und Kostenannahmen	124
5.4.5	Ergebnisse und Diskussion	126
5.4.6	Zusammenfassung der Speicherbewertung in der solaren Kraft-Wärme-Kopplung	131
6	Zusammenfassung und Ausblick	133
A.	Anhang: Stoffwerte der verwendeten Speichermaterialien	137
B.	Anhang: Stoffwerte von Thermalölen	139

C. Anhang: Geometriedaten der Schneckenwärmeübertrager.....	140
D. Anhang: Bilder und Schema der Versuche am Schneckenwärmeübertragerteststand	143
E. Anhang: Zusatzinformationen zu den Versuchen am Teststand mit Kratzwärmeübertrager	145
Literaturverzeichnis	147

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

A	[m ²]	Fläche
A _{KR}	[m ²]	Spiegelfläche einer Kollektorreihe
AN	[€ / a]	Annuität
A _{SF}	[m ²]	Solarfeldfläche
A _{SF,ref}	[m ²]	Referenz-Solarfeldfläche
A _{SWÜ}	[m ²]	Gesamtwärmeübertragerfläche des SWÜ
a	[€]	Ausgaben
anf	[1 / a]	Annuitätenfaktor
b	[m]	Breite
C _{Sp}	[J]	Speicherkapazität
C ₀	[€]	Kapitalwert
c	[m]	Abstand zwischen zwei Flügeln
c _p	[J / kg K]	Spezifische Wärmekapazität
Ĉ _{PCM-ÜH}	[J / s K]	Wärmekapazitätsstrom des PCM beim Überhitzen
Ĉ _{WT}	[J / s K]	Wärmekapazitätsstrom des Wärmeträgers
d	[m]	Durchmesser
e	[€]	Einnahmen
f	[€ / W]	Parameter zur Berechnung der Speicherfixkosten
g	[€]	Parameter zur Berechnung der Speicherfixkosten
h	[J / kg]	Spezifische Enthalpie
h _S	[J / kg]	Schmelzenthalpie
h _F	[m]	Flügelhöhe
h _i	[m]	Innere Höhe
IAM	[-]	Winkelkorrekturfaktor (Incidence angle modifier)
I _d	[W / m ²]	Spezifische Direktstrahlungsleistung
I _{d,a}	[J / m ² a]	Jährliche spezifische Direktstrahlungsenergie
i	[% / a]	Zinssatz
K _{direkt}	[€]	Direkte Kosten
K _{el/th,h}	[€ / h]	Stündliche Kosten für elektrische und thermische Energie
K _{fossil}	[€ / a]	Jährliche Kosten für fossile Energie
K _{O&M}	[€ / a]	Jährliche Betriebs- und Wartungskosten
K _{O&M,Sp}	[€ / a]	Jährliche Wartungs- und Betriebskosten für ein Modul des Schneckenwärmeübertragers
K _{Sp,fix}	[€]	Fixe Speicherkosten
K _{Sp,var}	[€]	Variable Speicherkosten
K _{SWÜ}	[€]	Kosten für ein Modul des Schneckenwärmeübertragers
K _{Tu,inst}	[€]	Kosten für die Installation der Turbine
K ₀	[€]	Investitionskosten
K _{€/W}	[€ / W]	Spezifische Kosten für Wärmeübertrager

k	[W / m ² K]	Wärmedurchgangskoeffizient
k_{EPC}	[%]	EPC - Kosten als Prozentsatz der direkten Kosten
k_{fossil}	[€ / J]	Spezifische Brennstoffkosten für Gas
k_{KK}	[€ / W]	Spezifische Kosten des konventionellen Kraftwerks- teils
k_k	[W / m ² K]	Wärmedurchgangskoeffizient beim Kristallisieren
$k_{O\&M}$	[%]	O&M - Kosten als Prozentsatz der Investitionskosten
$k_{O\&M,SF,fix}$	[€ / W]	Spezifische Fixkosten für Wartung und Betrieb des Solarfeldes
$k_{O\&M,SF,var}$	[€ / J]	Spezifische variable Kosten für Wartung und Be- trieb des Solarfeldes
$k_{Öl,l}$	[€ / J]	Spezifische Kosten für leichtes Heizöl
$k_{Öl,sch}$	[€ / J]	Spezifische Kosten für Schweröl
k_s	[W / m ² K]	Wärmedurchgangskoeffizient beim Schmelzen
k_{SF}	[€ / m ²]	Spezifische Solarfeldkosten
$k_{Sp,var}$	[€ / J]	Spezifische variable Speicherkosten
$k_{SWÜ,x}$	[W / m ² K]	Mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient im SWÜ (x=s beim Schmelzen; x=k beim Kristallisieren)
$k_{SWÜ,x(Ages)}$	[W / m ² K]	Mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient im SWÜ bezogen auf Gesamtwärmeübertragerfläche (x=s beim Schmel- zen; x=k beim Kristallisieren)
$k_{T,x}$	[W / m ² K]	Mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient des Trogs (x=s beim Schmelzen; x=k beim Kristallisieren)
$k_{T,x(Ages)}$	[W / m ² K]	Mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient der Trogs bezogen auf nominelle Wärmeübertragerfläche (x=s beim Schmelzen; x=k beim Kristallisieren)
k_{Tu}	[€ / W]	Spezifische Turbinenkosten
$k_{W1,x}$	[W / m ² K]	Mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient der Welle 1 (x=s beim Schmelzen; x=k beim Kristallisieren)
$k_{W1,x(Ages)}$	[W / m ² K]	Mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient der Welle 1 bezogen auf nominelle Wärmeübertragerfläche (x=s beim Schmelzen; x=k beim Kristallisieren)
$k_{W2,x}$	[W / m ² K]	Mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient der Welle 2 (x=s beim Schmelzen; x=k beim Kristallisieren)
$k_{W2,x(Ages)}$	[W / m ² K]	Mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient der Welle 2 bezogen auf nominelle Wärmeübertragerfläche (x=s beim Schmelzen; x=k beim Kristallisieren)
$LCOE$	[€ / J]	Stromgestehungskosten
l	[m]	Länge
M_{max}	[Nm]	Maximales Drehmoment
m	[kg]	Masse
\dot{m}	[kg / s]	Massenstrom
$\dot{m}_{min,Tu}$	[kg / s]	Minimaler Massenstrom der Turbine
$\dot{m}_{nom,Tu}$	[kg / s]	Nomineller Massenstrom der Turbine
$\dot{m}_{PCM,Ent,max}$	[kg / s]	Beim Entladen maximaler Massenstrom des PCM

$\dot{m}_{PCM,t}$	[kg / s]	Massenstrom des PCM im SWÜ im aktuellen Zeitschritt
$\dot{m}_{PCM,t+1}$	[kg / s]	Massenstrom des PCM im SWÜ im nächsten Zeitschritt
$\dot{m}_{TL,Tu}$	[kg / s]	Teillast-Massenstrom der Turbine
\dot{m}_{Tu}	[kg / s]	Massenstrom durch die Turbine
$\dot{m}_{WT,Ent,max}$	[kg / s]	Beim Entladen maximaler Massenstrom des WT
$\dot{m}_{WT,ES}$	[kg / s]	Einspritzmassenstrom des WT
$\dot{m}_{WT,ges}$	[kg / s]	Vom Solarfeld bereitgestellter WT-Massenstrom
$\dot{m}_{WT,Sp}$	[kg / s]	WT-Massenstrom zur Speicherbeladung
N	[-]	Anzahl
N_{KR}	[-]	Anzahl Kollektorreihen
n	[a]	Lebensdauer
n_w	[1 / s]	Wellendrehzahl
P_{el}	[W]	Elektrische Leistung
$P_{el,K}$	[W]	Elektrische Leistung des Kondensators
$P_{el,P}$	[W]	Elektrische Leistung der Pumpe
p	[N / m ²]	Druck
Q	[J]	Energie
$Q_{el,brutto}$	[J / a]	Brutto-Elektrizitätsertrag pro Jahr
$Q_{el,netto}$	[J / a]	Netto-Elektrizitätsertrag pro Jahr
Q_{fossil}	[J / a]	Fossil erzeugte Wärmemenge pro Jahr
Q_N	[J / a]	Jährlicher Ertrag an nutzbarer Solarenergie
$Q_{th,s}$	[J / a]	Jährlich solar bereitgestellte Wärme für den Industrieprozess
$Q_{V,Sp}$	[J / a]	Jährlicher Speicherenergieverlust
\dot{Q}	[W]	Wärmestrom / Wärmeleistung
\dot{Q}_{abs}	[W]	Im Kollektor absorbierte Leistung
\dot{Q}_{Be}	[W]	Beladeleistung
\dot{Q}_{el}	[W]	Elektrische Leistung der Begleitheizung
\dot{Q}_{Ent}	[W]	Entladeleistung
\dot{Q}_N	[W]	Nutzbare thermische Leistung des Kollektors
$\dot{Q}_{üb}$	[W]	Im Wärmeübertrager übertragener Wärmestrom
$\dot{Q}_{V,End}$	[W]	Reihenendverluste
\dot{q}	[W / m ²]	Wärmestromdichte
R	[K / W]	Wärmewiderstand
$R_{öl,konv}$	[K / W]	Konvektiver Wärmewiderstand auf der Öl-Seite
$R_{PCM,konv}$	[K / W]	Konvektiver Wärmewiderstand auf der PCM-Seite
$R_{PCM,leit}$	[K / W]	Konduktiver Wärmewiderstand im PCM
$R_{Stahl,leit}$	[K / W]	Konduktiver Wärmewiderstand im Stahl
R_{VF}	[-]	Verringerungsfaktor
S_D	[-]	Sicherheitsbeiwert gegen Dauerbruch
S_F	[m]	Flügelsteigung
S_ϕ	[var.]	Quelle, Senke
s	[J / kg K]	Spezifische Entropie
S_{F-F}	[m]	Spaltabstand zwischen Flügel und Flügel

SPCM	[m]	Gesamtdicke des PCM-Schicht
SPCM,temp	[m]	Dicke der temporären PCM-Schicht
SPCM,1	[m]	Dicke der beständigen PCM-Schicht
S _{Stahl}	[m]	Schichtdicke des Stahls
ST-F	[m]	Spaltabstand zwischen Trog und Flügel
T	[K]	Temperatur
T _{Ent}	[K]	Temperatur beim Entladen
T _{RW1(W2/T)}	[K]	Rücklaufauftemperatur Welle 1 (Welle 2 oder Trog)
T _S	[K]	Schmelztemperatur
T _{ST}	[K]	Temperatur im Speichertank
T _U	[K]	Umgebungstemperatur
T _{VW1(W2/T)}	[K]	Vorlaufauftemperatur Welle 1 (Welle 2 oder Trog)
T _{W1(2,3)}	[K]	Wandtemperatur 1 (bzw. 2 oder 3)
t	[s]	Zeit
t _{Be}	[h]	Speicherbeladedauer bei Beladung mit nomineller Wärmeübertragerleistung
t _{BD}	[h]	Speicherbetriebsdauer
t _{dyn}	[a]	Dynamische Amortisationszeit
t _{Ent}	[h]	Dauer der Speicharentladung bei Turbinenleistung im Entladebetrieb
t _F	[m]	Wandstärke des Flügels
t _U	[s]	Zeit für eine Umdrehung der Welle
t _T	[m]	Wandstärke des Trogs
t _W	[m]	Wandstärke der Welle
ü	[-]	Faktor zur Berücksichtigung der Überschneidung von parallelen, selbstreinigenden Wellen
V	[m ³]	Volumen
\dot{V}	[m ³ / s]	Volumenstrom
w	[m / s]	Geschwindigkeit
w _{ax}	[m / s]	Axiale Fördergeschwindigkeit
X _{PCM}	[-]	Flüssiganteil des PCM
X _{WT}	[-]	Dampfanteil des Wärmeträgers
X _{W1}	[-]	Verteilung des Volumenstroms auf die Einzelabschnitte (Welle 1, Welle 2 oder Trog)

Griechische Buchstaben

α	[W / m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_{W1(W2/T)}$	[W / m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient an Welle1 (alternativ an Welle 2 oder am Trog)
$\alpha_{W1,s}$	[W / m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient beim Schmelzen an Welle 1
$\alpha_{W1,k}$	[W / m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient beim Kristallisieren an Welle 1
α^*_k	[W / m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient beim Kristallisieren, der sowohl konvektive Anteile als auch den die Wärmeleitung durch die PCM-Schicht berücksichtigt
Γ	[var.]	Austauschkoeffizient

γ	[°]	Kollektororientierung
γ_S	[°]	Solarer Azimuthwinkel
Δh_{is}	[J / kg]	Isentrop Enthalpiedifferenz
Δh_{PW}	[J / kg]	Phasenwechselenthalpie
Δp_{SF}	[N / m ²]	Druckverlust im Solarfeld
$\Delta T_{PCM-\dot{O}l}$	[K]	Logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Phasenwechselmaterial und Thermalöl
ΔT_{WT-PCM}	[K]	Logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und Phasenwechselmaterial
Δt	[s]	Zeitschritt
ϵ_{KK}	[-]	Nutzungsgrad des konventionellen Kraftwerksteils
η	[-]	Wirkungsgrad
η_G	[-]	Wirkungsgrad des Generators
η_{is}	[-]	Isentroper Wirkungsgrad
η_{KK}	[-]	Wirkungsgrad des konventionellen Kraftwerksteils
η_{mech}	[-]	Mechanischer Wirkungsgrad
η_{opt}	[-]	Optischer Wirkungsgrad eines Kollektors
η_{Sp}	[-]	Speicherwirkungsgrad
η_{Sys}	[-]	Systemwirkungsgrad
η_{TL}	[-]	Teillast - Wirkungsgrad
η_0	[-]	Kollektorwirkungsgrad bei senkrechter Einstrahlung
θ_l	[°]	Longitudinaler Einfallswinkel
θ_t	[°]	Transversaler Einfallswinkel
θ_Z	[°]	Solarer Zenithwinkel
λ	[W / m K]	Wärmeleitfähigkeit
ρ	[kg / m ³]	Dichte
σ	[N / m ²]	Spannung
τ	[s]	Zeit
φ	[-]	Füllungsgrad
φ_h	[-]	Füllungsgrad des heißen Tanks
φ_k	[-]	Füllungsgrad des kalten Tanks
Φ	[var.]	Spezifische Bilanzgröße
ψ	[°]	Anstellwinkel Flügel

Indizes

a	außen
aus	ausströmendes Medium
B	Behälter
D	Dampf
ein	einströmendes Medium
el	elektrisch
F	Flügel
f	fest
fl	flüssig
ges	gesamt

gew	Gewicht
i	Richtungsindex Vektor
i	innen
ind	industriell
inst	Installation
is	isentrop
K	Kondensation
KK	konventioneller Kraftwerksteil
k	kristallisieren
kond	konduktiv
konv	konvektiv
leit	Leitung
max	maximal
nom	nominell
Öl	Thermalöl
P	Pumpe
PCM	Phasenwechselmaterial
PW	Phasenwechsel
Pt100	Platin - Widerstandssensor
Ref	Referenz
RT	Rücklauf des Troges
RW	Rücklauf der Welle
RS	Ringspalt
Rü	Rührer
SF	Solarfeld
Sp	Speicher
Stahl	Stahl
s	schmelzen
T	Trog
temp	temporär
th	thermisch
ÜH	Überhitzer
üb	übertragen
V	Verlust
VT	Vorlauf des Troges
VW	Vorlauf der Welle
VD	Verdampfer / Verdampfung
Wa	Wasser
W	Welle

Abkürzungen

DNI	Direct normal irradiation = Direkte Solarstrahlung
DV	Direktverdampfung
EPC	Engineering, Procurement and Construction = Planung, Beschaffung und Bau
FS	Förderschnecke
HD	Hochdruck

KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
KWÜ	Kratzwärmeübertrager
LCOE	Levelised Cost of Electricity = Stromgestehungskosten
LF	Linear Fresnel
MD	Mitteldruck
ND	Niederdruck
O&M	Operation and Maintenance = Betrieb und Wartung
PCM	Phase Change Material =Phasenwechselmaterial
SM	Solar Multiple
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
SPV	Speisewasservorwärmer
SWÜ	Schneckenwärmeübertrager
WT	Wärmeträgermedium
WÜ	Wärmeübertrager
2-T-S	Zwei – Tank - Speicher
3-T-S	Drei – Tank – Speicher

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Temperaturverlauf bei der Be- und Entladung. Links: Eines sensiblen Speichers mit Dampf. Das Druckniveau des beim Entladen erzeugten Dampfes sinkt um 49,7 % ab. Rechts: Einer Kombination aus sensiblem und latentem Speicher. Die Druckabsenkung beträgt nur 24,1 %	9
Abbildung 2: Passive Latentwärmespeicherkonzepte: Links: 1) Speicher mit Wärmeleitrippen; Mitte: 2) Makroverkapseltes PCM; Rechts: 3) PCM-Grafitverbund [Steinmann und Tamme 2008]	12
Abbildung 3: Schematische Darstellung des am DLR entwickelten aktiven Latentwärmespeicherkonzepts: verkapseltes PCM wird über einen Wärmeübertrager gefördert [Pointner, et al. 2014]	13
Abbildung 4: Phasenwechselmaterialien für den Einsatz im Hochtemperaturbereich; aus [Hoshi, et al. 2005].....	14
Abbildung 5: Aufbau und Komponenten eines zweiwelligen Schneckenwärmeübertragers (SWÜ) für die Versuchsdurchführung am Fraunhofer ISE ©Kölleermann GmbH	15
Abbildung 6: Einteilung mehrwelliger Schneckenmaschinen anhand ihrer Drehrichtung (nach [Erdmenger 1964]).....	15
Abbildung 7: Links: Ein eingängiger Schneckenflügel auf der Welle mit Bezeichnungen. Rechts: Ein Querschnitt durch die Schneckenwelle veranschaulicht die Hohlflügel und die Hohlwelle mit Ringspalt	17
Abbildung 8: Ansicht der Schneckenwellen im Schneckenwärmeübertrager von oben. Die obere Welle (Welle 2) ist eingängig, die untere Welle (Welle 1) ist zweigängig.	17
Abbildung 9: Schematischer Aufbau des Speicherteststandes für die Betriebszustände "Beladen" (links) und "Entladen" (rechts).....	23
Abbildung 10: Schematischer Aufbau des Schneckenwärmeübertragers mit Deklaration der Wellennummerierung und Beschreibung des Zusammenhangs der Wellendrehzahlen.....	24
Abbildung 11: Richtung der Durchströmung des Schneckenwärmeübertragers mit dem Wärmeträger. Links: Durchströmung des Ringspalts im Gegenstrom, dann im Schneckenflügel in annäherndem Gleichstrom mit dem PCM (beim Kristallisieren). Rechts: Mäanderförmige Durchströmung durch Leitbleche im doppelwandigen Trog (gestrichelte Linie)	24
Abbildung 12: Links: Seitenansicht des Schneckenwärmeübertragers mit Feststelleinrichtung, Lagerung und Gewindetrieb um den Kippwinkel zu definieren. Rechts: Draufsicht auf Schmelze- (von links) und Granulateinlass (von rechts) des Schneckenwärmeübertragers	24
Abbildung 13: Draufsicht auf den PCM-Transportkreislauf mit Schneckenwärmeübertrager, zwei Förderschnecken und Granulat-tank	25
Abbildung 14: Verfahrenstechnisches Fließbild des Speicherversuchsstandes mit zweiwelligem Schneckenwärmeübertrager (SWÜ), Förderschnecken (FS), Speichertanks und relevanten Messstellen	26

Abbildung 15: Abgeschätzte Temperaturverteilung im SWÜ. Links: Wärmeverlustversuch ohne PCM. Rechts: Kristallisationsversuch mit PCM im SWÜ; die Wärmestrahlung im Innenraum steigt durch den höheren Emissionsgrad von PCM und erhöht T_{Glas}	29
Abbildung 16: Reihen- und Parallelschaltung der Wärmewiderstände zur Beschreibung des Wärmedurchgangs in der Welle beim Kristallisieren (links) und Schmelzen (rechts).....	30
Abbildung 17: Einfluss der Größe der Unsicherheit bei der Messung der Temperatur auf den relativen Fehler des Wärmestroms.	33
Abbildung 18: Aufbau der Messdatenerfassung am Latentwärmespeicher - Versuchsstand..	33
Abbildung 19: Links: Ursprünglich vorgesehener PCM-Granulateinlass mit Förderschnecke 3. Rechts: Verbesserter PCM – Granulateinlass mit breiter Rutsche für das Granulat.....	36
Abbildung 20: Anhäufung von granularem PCM am Ende des Schneckenwärmeübertragers während des Schmelzens (rechts im Bild).....	37
Abbildung 21: Benetzung der Wärmeübertragerfläche beim Schmelzen (Benetzte Bereiche angedeutet durch gestrichelte Linien). Links: Füllstand des flüssigen PCM bei 50 %. Rechts: Die Oberseite der Wellen ist vor allem unter dem Granulateinlass und am Ende des Trogs gut benetzt.	38
Abbildung 22: Linke Bildhälfte: Verbesserung des Schmelzeinlasses durch Einbau einer Verteilrinne (Zone 1). Rechte Bildhälfte: Auslaufzone im SWÜ zur Erhöhung des kristallisierten Anteils am Auslass (Zone 2). Die Förderrichtung ist im Bild von links nach rechts.	39
Abbildung 23: Benetzung der Wärmeübertragerfläche beim Kristallisieren, angedeutet durch gestrichelte und gepunktete Linien. Links: Nur der Trogboden ist benetzt; rechts: Zone 1 (gepunktet) hat eine geringfügig schlechtere Benetzung als Zone 2 (gestrichelt)	40
Abbildung 24: Schmelzen des PCM im Schneckenwärmeübertrager: Verlauf des Wärmestroms und der PCM-Massen in den Tanks.....	42
Abbildung 25: Kristallisieren des PCM im Schneckenwärmeübertrager: Verlauf der übertragenen Leistung und der PCM-Massen in den Tanks	43
Abbildung 26: Aufbau der Schichten zwischen PCM und Öl, die beim Kristallisieren den Wärmedurchgang hemmen.	44
Abbildung 27: Durch drei Messungen ermittelte Wärmedurchgangskoeffizienten der Welle 1 $k_{W1,s(Ages)}$, Welle 2 $k_{W2,s(Ages)}$ und des Trogs $k_{T,s(Ages)}$ beim Schmelzen, bezogen auf die gesamten Wärmeübertragerfläche der jeweiligen Komponente.....	46
Abbildung 28: Durch Messungen ermittelte Wärmedurchgangskoeffizienten $k_{W1,s}$, $k_{W2,s}$ und $k_{T,s}$ beim Schmelzen, bei 55% Benetzung der Welle 1, 80% bei Welle 2 und 85 % beim Trog.	46
Abbildung 29: Durch Messungen ermittelte Wärmedurchgangskoeffizienten der Welle 1 $k_{W1,k(Ages)}$, Welle 2 $k_{W2,k(Ages)}$ und des Trogs $k_{T,k(Ages)}$ beim Kristallisieren, bezogen auf die gesamte Wärmeübertragerfläche der jeweiligen Komponente.	47
Abbildung 30: Durch Messungen ermittelte Werte für die Wärmedurchgangskoeffizienten $k_{W1,k}$, $k_{W2,k}$ und $k_{T,k}$ beim Kristallisieren bei 65% Benetzung von Welle 1 und Welle 2 und 50 % beim Trog.	48

Abbildung 31: Temperaturverlauf beim Kristallisieren mit den zugehörigen Wärmewiderständen in den Schichten. Links: Wärmewiderstände mit theoretischer Aufteilung in zwei Schichten im PCM und einem konvektiven Wärmewiderstand. Rechts: Zusammenfassung der Wärmewiderstände im PCM zu einem Gesamtwiderstand R_{PCM}	54
Abbildung 32: Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha W1, s$, $\alpha W2, s$ und $\alpha T, s$ beim Schmelzen. Eingezeichnet als Fehlerbalken ist der mögliche Wert, den αs aufgrund von Unsicherheiten jeweils annehmen kann.	57
Abbildung 33: Aus vier Messungen berechnete Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha W1, k *$, $\alpha W2, k *$ und $\alpha T, k *$ beim Kristallisieren des PCM für Welle 1, Welle 2 und Trog. Eingezeichnet als Fehlerbalken ist der mögliche Wert, den αs aufgrund von Unsicherheiten jeweils annehmen kann.	58
Abbildung 34: Phasengrenzfläche während einer Änderung des Aggregatzustandes mit linearisiertem Temperaturverlauf	59
Abbildung 35: Modell der Schichtbildung während des Abschabens. Links: Die Schicht $s_{PCM,temp}$, die auf der beständigen Schicht $s_{PCM,1}$ aufwächst, wird abgeschabt. Rechts: Platzen Teile der Schicht $s_{PCM,1}$ ab, so verringert sich deren mittlere Dicke auf ein Maß, das geringer ist als der halbe Spaltabstand.....	63
Abbildung 36: Links: Abplatzen einer PCM-Schale während des Kristallisierversuches. Rechts: Abgeplatzte PCM-Schale.....	63
Abbildung 37: Teststand mit Kratzwärmeübertrager zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten αk des PCM während der Kristallisation.	72
Abbildung 38: Links: Senkrechter Querschnitt des zylindrischen Rührbehälters mit Messstellen (T = Temperatur, F = Durchfluss) und Geometriedefinition. Rechts: Querschnitt durch den Rührbehälter mit Geometriedefinition.....	73
Abbildung 39: Ergebnisse der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Kristallisieren αk basierend auf fünf Versuchen. Links: Annahme aus Tabelle 23. Rechts: Davon abweichende Annahmen: $\lambda_{PCM, f} = 0,75$ W/mK, PCM-Temperatur $T_{PCM} + 0,2^{\circ}C$	76
Abbildung 40: Ergebnisse der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Kristallisieren $\alpha k *$, der den Wärmewiderstand durch die PCM-Schicht sowie den konvektiven Wärmewiderstand enthält.	77
Abbildung 41: Hochdruckkonzept für den SWÜ bei der Speicherentladung: Ein niedrig siedendes organische Wärmeträgermedium im Flügel und im Ringspalt ermöglicht es bei geringen Wandstärke, Wasserdampf bei hohem Druck im SWÜ zu erzeugen....	79
Abbildung 42: Schematische Abbildung des Modells des Schneckenwärmeübertragers: Pro Zeitschritt wird ein Flüssigkeitsknoten (in ColSim „plug“) mit dem Knoten des Modells vermischt, der Zustand des Systems und des Austrittsplug berechnet. Danach tritt der Flüssigkeitsknoten wieder aus. Eine genaue Beschreibung dieser für ColSim typischen Berechnungsmethodik ist [Fröhlich 2014] zu entnehmen.....	83
Abbildung 43: Schematischer Aufbau des siebenstufigen Kraftwerksmodells	87
Abbildung 44: Darstellung des Modell des direktverdampfenden Solarfeldes.....	89
Abbildung 45: Modell des Speichertanks: Ein-Knoten-Modell mit Wärmeverluststrom an die Umgebung und Wärmezufuhr durch eine elektrische Begleitheizung	92

Abbildung 46: Systemlayout des 50 MW direktverdampfenden Kraftwerks mit latentem (SWÜ) und sensiblem (WÜ) Wärmeübertrager und drei Speichertanks im Tagbetrieb (Speicher beladen).....	94
Abbildung 47: Der Einsatz von drei Speichertanks ermöglicht die Anpassung der Wärmekapazitätsströme beim Überhitzen. So können hohe Speicher- und Dampfaustrittstemperaturen beim Entladen erreicht werden.....	95
Abbildung 48: Systemlayout des 50 MW direktverdampfenden Kraftwerks mit latentem und sensiblem Wärmeübertrager, zwei Speichertanks und fossilem Zusatzbrenner beim Beladen des Speichers	100
Abbildung 49: Temperaturverlauf in den Wärmeübertragern beim 2-T-S: Die Dampfaustrittstemperatur $T_{WT,aus}$ ist sehr gering	100
Abbildung 50: Tagesverlauf des Systems mit 3-T-S am 01. Juni: Links: Direktstrahlung und elektrische Leistung des Kraftwerks; Rechts: Speichertemperaturen und –füllstände	102
Abbildung 51: Stromgestehungskosten (LCOE) eines 50 MW DV Kraftwerks mit Zwei - Tank - Speicher und fossilem Gasbrenner (links) und Drei - Tank – Speicher ohne Gasbrenner (rechts) bei Variation des Solar Multiple SM und der Speicherkapazität C_{Sp} , ausgedrückt in maximalen Entlaststunden t_{Ent}	107
Abbildung 52: Einflussgrößen auf die optimale Speicherkapazität C_{Sp}	108
Abbildung 53: Struktur der jährlichen Kosten der ökonomisch optimierten Systeme mit 2-T-S (links) und 3-T-S (rechts): Aufgrund der fossilen Energiekosten sind die jährlichen Kosten des 2-T-S höher als beim 3-T-S	109
Abbildung 54: Sensitivität der Stromgestehungskosten auf eine Reduktion der jeweiligen Werte um 25 %	110
Abbildung 55: Funktion der spezifischen Kosten des gesamten Speichersystems (SWÜ, WÜ, Tanks, Speichermaterial, Peripherie) in €/kWh _{th} in Abhängigkeit der Entladezeit t_{Ent} für den Standort Daggett. Bei der Auslegung $Q_{Be} = Q_{Ent}$ gilt die stetig fallende Kostenfunktion (quadratisches Symbol). Wird die Beladeleistung erhöht (hier ab $t_{Ent} = 10,5$ h), steigt die Kurve wieder geringfügig (dreieckiges Symbol).....	112
Abbildung 56: Prozentuale Änderung des Bruttostromertrags $Q_{el,brutto}$, der Speicherkapazität C_{Sp} , der Solarfeldgröße A_{SF} und der Stromgestehungskosten bei einer Erhöhung der Beladeleistung Q_{Be} . Die Änderung bezieht sich auf den jeweiligen Wert bei kleinerer Leistung (z.B. bei $Q_{Be} = 129$ MW sind die Referenzwerte die Ergebnisse des Systems mit $Q_{Be} = 113$ MW).....	114
Abbildung 57: Systemlayout der solaren Kraft-Wärme-Kopplung mit Latentwärmespeicher aus Schneckenwärmeübertrager und zwei Tanks im Tagbetrieb beim Beladen des Speichers	119
Abbildung 58: Exemplarischer Tagesverlauf des Simulationsmodells des solaren KWK-Systems am 1.Juli 2011. Links: Verlauf von Direktstrahlung und Leistung. Rechts: Speicherfüllstände und Speichertemperaturen.	124
Abbildung 59: Links: Kapitalwert C_0 und rechts: dynamische Amortisationszeit t_{dyn} für das solare Kraft-Wärme-Kopplungssystem mit einer Temperaturdifferenz im SWÜ beim Be- und Entladen von $\Delta T_{Be/Ent} = 13$ K bei einer Variation des Solar Multiple SM und der Speicherkapazität C_{Sp} (ausgedrückt in t_{Ent})	127

Abbildung 60: Die Kapitalwerte C_0 , die stündlichen Gesamtenergiekosten $K_{el/th,h}$ und die dynamische Amortisationszeit t_{dyn} eines speicherlosen Systems und eines Systems mit Speicher (jeweils die Konfiguration mit höchstem Kapitalwert) werden vergleichend gegenübergestellt.	128
Abbildung 61: Gesamtsumme und Aufteilung der Investitionskosten K_0 des solaren KWK-Systems mit Speicher (gezeigt ist das System mit maximalem Kapitalwert aus Abbildung 59).....	129
Abbildung 62: Sensitivität des Kapitalwerts und der dynamischen Amortisationszeit auf eine Reduktion der jeweiligen Werte um 25 % (bei der Variation der Parameter wurde jeweils unter Variation von SM und C_{Sp} das neue Optimum bestimmt).	129
Abbildung 63: Links: Kapitalwert C_0 und rechts: dynamische Amortisationszeit t_{dyn} für das solare Kraft-Wärme-Kopplungssystem mit $\Delta T_{Be} = 13$ K und $\Delta T_{Ent} = 8,6$ K.....	131
Abbildung 64: Bereich (gestrichelt), in dem das PCM mit dem verbesserten Granulateinlass auf die Welle 2 auftrifft	143
Abbildung 65: Auslass des flüssigen PCM an der Unterseite des Trogs durch vier beheizbare Rohrleitungen	143
Abbildung 66: Detailaufnahmen: Links: Schmelzeinlassbereich mit Verteilrinne (oberes Bildviertel) und einer Welle mit aufkristallisierter PCM-Schicht: am rechten Flügel platzt ein Teil der PCM-Schicht ab; Rechts: Bereich, in dem vollständig kristallisiert wird. Intensiveres weiß ist ein Indikator für eine vollständige Kristallisation. Die graueren Bereiche sind noch nicht vollständig erstarrt.	144
Abbildung 67: Durch Kristallisieren erzeugtes und mit dem Brecher zerkleinertes PCM-Granulat.....	144
Abbildung 68: Diagramm zur Bestimmung der Wärmestromdichte und des Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden. A: freie Konvektion (Stilles Sieden), B: Blasensieden, C: Übergangssieden, D: Filmsieden [Dubbel 2011].....	145
Abbildung 69: Für die ausgewerteten Versuche am Kratzwärmeübertrager verwendeter Rührer.....	145

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Kommerziell verfügbare, zur Direktverdampfung geeignete Parabolrinnenkollektoren [Solarlite GmbH 2014, TSK Flagsol 2015]	5
Tabelle 2: Kommerziell verfügbare, zur Direktverdampfung geeignete lineare Fresnel - Kollektoren [Industrial Solar 2014, Novatec Solar 2014, Solar Euomed 2015]	5
Tabelle 3: Demonstrationsprojekte und kommerzielle Kraftwerke mit direktverdampfenden Kollektoren (LF = linearer Fresnel-Kollektor, PTR = parabolic trough receiver (Parabolrinnenkollektor)).....	6
Tabelle 4: Vergleich der spezifischen Speicher-Energiedichte bei sensibler, latenter und thermochemischer Wärmespeicherung; Auszüge aus [Mehling und Cabeza 2008]	7
Tabelle 5: Kommerzialisierungsgrade von thermischen Speichern in solarthermischen Kraftwerken ([Libby 2009], [Schneider und Maier 2014], [Dreißigacker 2013] [Brinkmeier 2015, Nielsen 2013, Qi 2013]).....	8
Tabelle 6: Unsicherheiten der für die Berechnung der Wärmeströme und Wärmedurchgangskoeffizienten verwendeten Parameter	32
Tabelle 7: Messgrößen bei einem Kristallisationsversuch unter erwarteten Nennbedingungen und daraus abgeleitet die zulässigen Messunsicherheiten bei der Messung der Temperatur und des Volumenstroms.....	32
Tabelle 8: Parameter und Ziele der Inbetriebnahme des Speicherteststandes.....	36
Tabelle 9: Parameter und Ziele der Versuche zur Bestimmung der mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten k des Schneckenwärmeübertragers beim Schmelzen und Kristallisieren	41
Tabelle 10: Versuchsbedingungen und -ergebnisse von zwei Schmelzversuchen, unter gleichen Bedingungen durchgeführt, um die Wiederholbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen.....	43
Tabelle 11: Versuchsbedingungen und -ergebnisse der durchgeführten Kristallisationsversuche bei gleichen Bedingungen.....	44
Tabelle 12: Vergleich der experimentell bestimmten mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten beim Schmelzen und Kristallisieren des Latentwärmespeichers mit Schneckenwärmeübertrager mit den aus veröffentlichten Messdaten berechneten Wärmedurchgangskoeffizienten eines Rippenrohrspeichers ...	49
Tabelle 13: Kristallisationsversuche mit verändertem Volumenstrom $\dot{V}_{Öl}$ zur Untersuchung des Einflusses von $\dot{V}_{Öl}$ auf $k_{SWÜ,k(Ages)}$	50
Tabelle 14: Kristallisationsversuche zur Untersuchung des Einflusses einer Variation der Drehzahl n_W auf $k_{SWÜ,k(Ages)}$	51
Tabelle 15: Parameter zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten [VDI Heat Atlas 2010, Tufeu, et al. 1985]	52
Tabelle 16: Berechnete Werte für die Wärmeübergangskoeffizienten im Thermalöl $\alpha_{Öl}$	53
Tabelle 17: Unsicherheit der Parameter zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten der Welle 1 beim Kristallisieren unter Annahme von 65 % Benetzung.....	56

Tabelle 18: Versuchswerte und Ergebnisse der Berechnung der temporären PCM-Schichtdicke $s_{PCM,temp}$ und des resultierenden Wärmeübergangskoeffizienten α_k (mit $\lambda f = 0,45$ W/mK und 65% Benetzung bei Welle 1/Welle 2 und 50% Benetzung am Trog).....	62
Tabelle 19: Versuchswerte und Ergebnisse der Berechnung der beständigen PCM-Schichtdicke $s_{PCM,1}$, der temporären PCM-Schichtdicke $s_{PCM,temp}$ und den resultierenden Wärmeübergangskoeffizienten (Annahmen: $\lambda f = 0,63$ und $0,7$ W/mK, 65% Benetzung bei Welle 1/Welle 2, 50% beim Trog).....	65
Tabelle 20: Annahmen für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten eines SWÜ mit Wasser / Dampf als Wärmeträgermedium [Cerbe und Wilhelms 2005].....	70
Tabelle 21: Komponenten des Kratzwärmeübertragerteststandes.....	73
Tabelle 22: Relevante Geometriedaten des zylindrischen, doppelwandigen Rührbehälters ...	74
Tabelle 23: Stoffwerte und Versuchsparameter für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_k	76
Tabelle 24: Ergebnisse der Validierung des Schneckenwärmeübertrager - Modells mit Messdaten für den Betriebsmodus "Beladen"	86
Tabelle 25: Ergebnisse der Validierung des Schneckenwärmeübertrager - Modells mit Messdaten für den Betriebsmodus "Entladen"	86
Tabelle 26: Vergleich der absorbierten Leistung nach Herstellerangaben [Novatec Solar 2014] und mit dem aus dem Solarfeld - Modell berechneter Wert.....	91
Tabelle 27: Parameter und Kennzahlen des konventionellen Kraftwerksteils im Nennbetrieb [Montes, Abanades und Martinez-Val 2009].....	97
Tabelle 28: Auslegungs- und Betriebsparameter des Solarfeldes im Nennbetrieb.....	97
Tabelle 29: Auslegungs- und Betriebsparameter des 3-T-S im Nennbetrieb.....	99
Tabelle 30: Betriebswirtschaftliche Kennzahlen und Kostenannahmen für die Bewertung der 50 MW Kraftwerke mit kombiniertem sensiblen / latenten Speicher [System Advisor Model 2015, Casubolo 2013, Fiedler 2013, Kelly und Kearney 2003, Mertins 2013, Turchi 2010, Turton, Bailie und Whiting 2013].....	104
Tabelle 31: Übersicht über die durchgeführten Simulationen zur Bewertung und Optimierung der Speichersysteme Zwei-Tank- Speicher (2-T-S) und Drei-Tank-Speicher (3-T-S) in einem 50 MW direktverdampfendem Kraftwerk.....	106
Tabelle 32: Ergebnisse der Systemsimulation: Aufsummierte Jahreswerte, Solarfeldfläche und Stromgestehungskosten der ökonomisch optimierten 50 MW direktverdampfenden Kraftwerke mit Zwei-Tank-Speicher (2-T-S) und Drei-Tank-Speicher (3-T-S).....	108
Tabelle 33: Kennzahlen zum Vergleich der Systeme mit Zwei-Tank-Speicher und Drei-Tank-Speicher	109
Tabelle 34: Aufsummierte Jahresenergieerträge, Stromgestehungskosten und Kennzahlen bei einer Änderung der Betriebsstrategie im System mit 3-T-S	111
Tabelle 35: Aufsummierte Jahresenergieerträge, LCOE und Parameter der jeweiligen Optima bei einer schrittweise erhöhten Beladeleistung Q _{Be} im Wärmeübertrager	113
Tabelle 36: Resultierende Kosten für eine Steigerung des Nettostromertrags durch Erhöhung der Solarfeldgröße, Speicherkapazität und Beladeleistung im SWÜ und WÜ	114

Tabelle 37: Aufsummierte Jahresenergieerträge, LCOE und Kennzahlen des ökonomisch optimierten 50 MW Kraftwerks mit Drei-Tank-Speicher und erhöhter Temperaturdifferenz $\Delta T_{WT-PCM} = 15 \text{ K}$	116
Tabelle 38: Parameter der Satteldampf - Gegendruckturbine im Nennbetrieb	121
Tabelle 39: Betriebsparameter des Solarfeldes im Nennbetrieb.....	122
Tabelle 40: Parameter des Latentwärmespeichers mit Schneckenwärmeübertragern	123
Tabelle 41: Kostenannahmen zur Berechnung der Referenzkosten für die Deckung des Strom- und Wärmebedarfs mit fossilen Brennstoffen [European Comission: Oil Bulletin Price History]	125
Tabelle 42: Betriebswirtschaftliche Kennzahlen und Kostenannahmen zur ökonomischen Bewertung der solaren Kraft-Wärme-Kopplung	126
Tabelle 43: Geometrie des im Labor untersuchten zweiwelligen Schneckenwärmeübertragers	140
Tabelle 44: Geometrische Daten eines Schneckenwärmeübertragers für Hochdruckanwendungen	141
Tabelle 45: Geometrische Daten eines Schneckenwärmeübertragers für Niederdruckanwendungen	142
Tabelle 46: Geometrische Daten eines vergrößerten Schneckenwärmeübertragers für eine erste Abschätzung der Druckbeständigkeit	142

1 Einleitung

Die momentanen Bestrebungen, die Energieversorgung nachhaltiger zu gestalten, sind grundsätzlich positiv zu beurteilen. Der Vorrat an fossilen Energieträgern ist begrenzt, und eine finale Lösung für den Umgang mit radioaktiven Abfallstoffen scheint aufgrund permanenter Interessenskonflikte nicht möglich. Vorhaben zur Gewinnung fossiler Energieträger, wie z.B. durch Fracking, sind oft ein erheblicher Eingriff in und ein Risiko für die Umwelt [Umweltbundesamt 2012]. Der Schutz der natürlichen Lebensgrundlage ist jedoch sogar laut Grundgesetz (Art. 20 a GG) die Aufgabe des Staates. Ereignisse wie die Nuklearkatastrophe in Fukushima im März 2011 oder der in den letzten Jahren messbare Anstieg der Temperatur [Climate Change 2013] erleichtern politisch und gesellschaftlich die Umsetzung einer Umgestaltung der Energieversorgung. Zielführende Maßnahmen hierfür sind sowohl die Verbesserung der Energieeffizienz als auch ein Wechsel zu einer Versorgung durch erneuerbare Energien. Der Verzicht auf Nuklearenergie [Deutscher Bundestag 2011] ist ein konsistenter Schritt in Richtung eines erhöhten Anteils an erneuerbaren Energien. Diese Erhöhung führt zu der Herausforderung, die Deckung von Grundlast und Lastspitzen trotz der natürlichen Fluktuation erneuerbarer Energiequellen mit möglichst geringen Überkapazitäten verlässlich zu gewährleisten. Mechanische, elektrische oder thermische Energiepeicher sind für diese Aufgabe unverzichtbar.

Solarthermische Kraftwerke mit thermischen Speichern können Elektrizität flexibel bereitstellen. Sie konzentrieren das Sonnenlicht und erhitzen mit der Solarstrahlung ein Wärmeträgermedium. Im nachgeschalteten Dampfkraftprozess wird mit dem solar erzeugten Dampf elektrische Energie produziert. Thermische Speicher überbrücken Zeiten ohne direkte Einstrahlung, z.B. nachts oder bei Wolkendurchzügen. Sie ermöglichen es, solare Energie zuverlässig und in Abhängigkeit des Lastbedarfs in elektrische Energie umzuwandeln und diese bereitzustellen. Eine weitere Nutzungsmöglichkeit solarthermischer Kollektoren besteht in der dezentralen solaren Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) im mittleren und kleinen Leistungsbe- reich. Auch hier kann ein Speicher die Flexibilität und Wirtschaftlichkeit erhöhen. Sowohl

zentral als auch dezentral ermöglichen solarthermische Kollektoren mit einem Speicher eine erneuerbare, grundlastfähige und flexible Energieversorgung.

Die Direktverdampfung in solarthermischen Kollektoren ermöglicht durch die Einsparung eines Wärmeträgerkreises und durch die Erhöhung der Arbeitstemperatur einen wirtschaftlichen, umweltschonenden und effizienten Betrieb [Feldhoff, et al. 2010, Lipke 1995]. Für diese Technologie existieren noch keine wirtschaftlichen thermischen Speicher, die zur Be- und Entladung mit Dampf geeignet sind [Feldhoff, Schmitz und Eck 2012]. Zur Speicherung der Energie aus Dampf eignen sich Latentwärmespeicher besonders, da sie die Exergieverluste während der Speicherung minimieren. Speicher aus einer Kombination von latentem und sensiblem Anteil sind besonders geeignet, um in direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerken mit Dampfüberhitzung eingesetzt zu werden. Sensible Hochtemperaturspeicher sind bereits kommerziell verfügbar. Aufgrund technologischer Schwierigkeiten, wie der niedrigen Wärmeleitfähigkeit der Phasenwechselmaterialien (PCM) befinden sich Latentwärmespeicher noch im Forschungsstadium. In einem am Fraunhofer ISE entwickelten innovativen Latentwärmespeicherkonzept soll ein Schneckenwärmeübertrager (SWÜ) eingesetzt werden, um den Phasenwechsel des Speichermaterials bei gleichzeitiger Förderung zu ermöglichen. Der Wärmeübergang ist vom Speicherort räumlich getrennt, und somit die Speicherkapazität von der Größe der Wärmeübertragerfläche entkoppelt. Dies verringert die spezifischen Speicherkosten; somit kann ein flexibler Zwei-Tank-Latentwärmespeicher wirtschaftlich und effizient gebaut werden.

In dieser Arbeit werden Schneckenwärmeübertrager in Latentwärmespeichern untersucht. Es wird der Aufbau einer Versuchsanlage vorgestellt, sowie die Versuchsreihen zur Entwicklung von Betriebsstrategien für den Speicher und zur Charakterisierung des Wärmeübergangs im Schneckenwärmeübertrager. Mit Systemsimulationen wird bewertet, ob sich der Latentwärmespeicher zum Einsatz in solarthermischen Systemen (in solarthermischen Kraftwerken und Systemen zur solaren Kraft-Wärme-Kopplung) eignet, und welche Speicherauslegung zu optimalen Systemen führt.

2 Grundlagen und Stand der Technik

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über konzentrierende solarthermische Kollektoren, die zentral in Kraftwerken oder dezentral in der Kraft-Wärme-Kopplung eingesetzt werden können. Der Fokus liegt auf direktverdampfenden Systemen. In einer Übersicht werden bereits umgesetzte direktverdampfende Systeme vorgestellt. Bestehende Speichertechnologien für solarthermische Kraftwerke werden kategorisiert, sowie der aktuelle Stand der Forschung an Speichern für direktverdampfende Systeme und mögliche Speichermaterialien vorgestellt. Abschließend wird der Aufbau und die Funktionsweise von Schneckenwärmeübertragern, deren Einsatz in Latentwärmespeichern im Rahmen dieser Arbeit untersucht wird, erläutert.

2.1 Solarthermische Kollektoren

Solarthermische Kollektoren werden zur Bereitstellung von Nieder- (Warmwasserbereitung) und Hochtemperaturwärme (Prozesswärme, Kraft-Wärme-Kopplung (KWK), Stromerzeugung) eingesetzt. Durch selektive Beschichtungen und die Konzentration von Strahlung können hohe Arbeitstemperaturen erreicht werden. In dieser Arbeit liegt der Fokus auf der Nutzung von Hochtemperaturwärme im Bereich von $T = 150 - 550 \text{ }^\circ\text{C}$. Zur Bereitstellung von Wärme auf diesem Temperaturniveau eignen sich linienkonzentrierende Systeme (Parabolrinnenkollektoren, lineare Fresnel (LF) - Kollektoren). In diesen wird mit Spiegeln die Solarstrahlung auf eine Linie konzentriert. Sie werden einachsiger Sonne nachgeführt, damit der Strahlungseinfall immer parallel zur optischen Achse der Parabolrinnen stattfindet. Punkt-konzentrierende Systeme sind aufgrund ihrer höheren Konzentrationsfaktoren für noch höhere Arbeitstemperaturen einsetzbar [Stieglitz und Heinzel 2012], werden jedoch nicht in dieser Arbeit diskutiert .

Die verbreitetsten linienfokussierenden Kollektoren sind Parabolrinnenkollektoren mit einem Thermalöl als Arbeitsmedium [Pitz-Paal 2013]. Lineare Fresnel - Kollektoren sind ebenfalls technologisch ausgereift, jedoch weniger verbreitet. Der Aufbau und die Funktionsweise dieser Kollektoren wird in [Concentrating solar power technology 2012] und [Mertins 2008] beschrieben. Als Wärmeträger werden Thermalöl, Wasser/Dampf oder Salzschnmelzen einge-

setzt. Der Einsatz von Salzschnelze als Wärmeträger in linienfokussierenden Kollektoren ist noch in einem Forschungsstadium. Die direkte Dampferzeugung im Kollektor ist schon eingehend untersucht und kommerziell demonstriert [Lippke 1995, Mertins, Hautmann und Selig 2009, Selig 2011].

Solarthermische Kraftwerke zur Stromerzeugung sind weit verbreitet, weltweit sind circa 4,5 GW Kraftwerksleistung installiert [CSP World 2015]. Systeme zur **solarthermischen Kraft-Wärme-Kopplung** wurden in wenigen Demonstrationsprojekten bereits umgesetzt (Details siehe Kapitel 2.1.2). Nach [Brunner 2014] existieren bereits ca. 150 Anlagen zur Erzeugung **solarthermischer Prozesswärme** für die Industrie. Eine im Rahmen der IEA Task 49 aufgebaute Datenbank gibt einen Überblick über bereits realisierte Anlagen [AEE Intec 2015].

2.1.1 Linienkonzentrierende Kollektoren zur Direktverdampfung

Bei der Direktverdampfung (DV) wird Wasser als Wärmeträger eingesetzt. Das Wasser wird in den Absorberrohren erwärmt, verdampft und ggfs. überhitzt. Die Direktverdampfung hat, verglichen mit der Verwendung von Thermalöl als Wärmeträger, mehrere Vorteile: die hohe Umweltverträglichkeit von Wasser, höhere Kollektoraustrittstemperaturen und die Einsparung von Komponenten (z.B. Wärmeübertrager). Sowohl Parabolrinnen- als auch LF-Kollektoren wurden bereits für die DV eingesetzt.




Parabolrinnenkollektoren: Das Sonnenlicht wird mit parabelförmig gekrümmten Spiegeln auf das in der Brennnlinie befestigte Absorberrohr fokussiert. Die Einheit aus Spiegel und Absorber wird einachsigt nachgeführt [Quaschnig 2008]. In Tabelle 1 werden Parabolrinnenkollektoren vorgestellt, die bereits mit Dampf als Wärmeträger getestet wurden oder kommerziell im Einsatz sind.

Tabelle 1: Kommerziell verfügbare, zur Direktverdampfung geeignete Parabolrinnenkollektoren [Solarlite GmbH 2014, TSK Flagsol 2015]

		
Kollektor	SL 4600	Skal-ET
Hersteller	Solarlite GmbH	TSK Flagsol
Anwendungsgebiet	Solarthermische Kraftwerke Prozesswärme, KWK	Solarthermische Kraftwerke

Lineare Fresnel – Kollektoren: Der Konzentrator besteht aus vielen Spiegeln, die einzeln nachgeführt werden. Diese konzentrieren die Strahlung auf ein feststehendes Absorberrohr. LF – Kollektoren haben gegenüber Parabolrinnenkollektoren verschiedene Vorteile: a) Geringere Kosten bei der Spiegelfertigung, b) mit feststehendem Absorberrohr werden keine beweglichen Komponenten in der druckbeaufschlagten Leitung benötigt c) geringere Windlasten auf den Spiegeln. Nachteilig ist der im Vergleich niedrigere Kollektorwirkungsgrad (bezogen auf die Aperturfläche) der a) durch die geringe Biegung der Spiegel (keine ideale Parabel) und b) durch die Abschattung der Spiegel entsteht. Tabelle 2 gibt eine Übersicht zu LF - Kollektoren, die mit Direktdampf betrieben werden.

Tabelle 2: Kommerziell verfügbare, zur Direktverdampfung geeignete lineare Fresnel - Kollektoren [Industrial Solar 2014, Novatec Solar 2014, Solar Euromed 2015]

			
Kollektor	Nova - 1	LF - 11	
Hersteller	Novatec Solar	Industrial Solar	Solar Euromed
Anwendungsgebiet	Solarthermische Kraftwerke	Prozesswärme, KWK	Solarthermische Kraftwerke Prozesswärme, KWK

2.1.2 Einsatzgebiete für direktverdampfende Kollektoren

Stromerzeugung in Kraftwerken: Direktverdampfende Kollektoren werden in solarthermischen Kraftwerken in Kombination mit Dampfturbinen in Demonstrationsanlagen oder kommerziell zur Stromerzeugung eingesetzt. In Tabelle 3 ist eine Übersicht über bereits realisierte Anlagen zu sehen.

Tabelle 3: Demonstrationsprojekte und kommerzielle Kraftwerke mit direktverdampfenden Kollektoren (LF = linearer Fresnel-Kollektor, PTR = parabolic trough receiver (Parabolrinnenkollektor))

Name	Standort	Jahr	Leistung	Druck / Temperatur	Typ	Kollektor- hersteller
	Liège / Belgien	2001			LF	Solarmundo
	PSA / Spanien	2007		bis 450 °C	LF	Ferrostaal / SPG
Kimberlina	Bakersfield / California	2008	5 MW _{el}	40 bar, 300 °C	LF	Areva
PE 1	Calasparra / Spanien	2009	1,4 MW _{el}	55 bar, 500°C	LF	Novatec Solar
AUGUSTIN FRESNEL	Themis / Frankreich	2009	0,25 MW _{el}	100 bar, 311 °C	LF	Solar Euromed
NOVA 1	Liddell / Australien	2012	9,3 MW _{th} (Hybrid)	55 bar, 270°C	LF	Novatec Solar
PE 2	Calasparra / Spanien	2012	30 MW _{el}	55 bar, 270°C	LF	Novatec Solar
TSE1	Kanchanburi / Thailand	2012	5 MW _{el} (Hybrid)	30 bar, 340 °C	PTR	Solarlite

Einsatz in Kraft-Wärme-Kopplungssystemen: Der Einsatz von direktverdampfenden Kollektoren im kleinen und mittleren Leistungsbereich wurde bereits in Demonstrationsanlagen erprobt. Zur Stromerzeugung werden Expansionsmaschinen eingesetzt. Im Bereich $P_{el} \geq 1$ MW kommen in der Regel Turbinen zum Einsatz, bei $P_{el} < 1$ MW werden Dampfmotoren und Schraubenexpander eingesetzt [Neuhäuser 2014]. Wärmeträger sind, abhängig von der Arbeitstemperatur, Wasser oder organische Medien. In einer Demonstrationsanlage wurde der von Solitem entwickelte Kollektor PTC 1800 getestet, um solar erzeugten Dampf bei $p = 7,5$ bar in die Produktionslinie eines Industriebetriebs einzuspeisen [Durst 2011, Hirsch, Hennecke und Krüger 2008]. In Thailand wurde ein System zur solaren Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung gebaut, bei dem mit Parabolrinnenkollektoren Wärme für eine Turbine ($P_{el} = 50$ kW) und eine Absorptionskältemaschine ($P = 105$ kW) bereitgestellt wird [Krüger 2012]. An der EPFL Lausanne wurde die Abwärme eines BHKW in Kombination mit solarer Wärme genutzt, um in überlagerten ORC-Prozessen Elektrizität zu erzeugen [Kane, et al. 2003]. In Australien wird in Parabolrinnen ein organisches Medium überkritisch erhitzt. In der Turbine werden so $P_{el} = 30$ kW erzeugt, sowie $P_{th} = 100$ kW als Wärmeenergie bereitge-

stellt [Granite Power Limited 2014]. Einen Überblick über den Entwicklungsstand der benötigten Komponenten und mögliche Anlagenschaltbilder geben [Hartl, et al. 2009, Hennecke und Neuhäuser 2013, Platzer 2009].

2.2 Thermische Speicher für konzentrierende solarthermische Systeme

Wärme kann sensibel, latent oder thermochemisch gespeichert werden. Bei einer dem Wärmestrom proportionalen Erhöhung der Temperatur des Speichermediums spricht man von **sensibler** Speicherung. Die beim Phasenwechsel eines Speichermaterials annähernd isotherm aufgenommene / freiwerdende Umwandlungsenthalpie wird als **latente** Wärme bezeichnet. In **thermochemischen** Speicher werden Sorptionsvorgänge / Reaktionen zur Energieaufnahme / -abgabe genutzt. Die spezifische Energiedichte von PCM - Speichern und thermochemischen Speichern ist vergleichsweise höher als die sensibler Speicher (s. Tabelle 4).

Tabelle 4: Vergleich der spezifischen Speicher-Energiedichte bei sensibler, latenter und thermochemischer Wärmespeicherung; Auszüge aus [Mehling und Cabeza 2008]

	Spez. Speicherenergiedichte - kJ/kg	
Sensible Wärme		
Wasser	84	bei $\Delta T = 20^\circ\text{C}$
Solarsalz (60% ^{gew} NaNO ₃ / 40% ^{gew} KNO ₃)	150	bei $\Delta T = 100^\circ\text{C}$
Natriumnitrat	165	bei $\Delta T = 100^\circ\text{C}$
Latentwärme beim Schmelzen		
Wasser	330	$T_s = 0^\circ\text{C}$
Paraffin	200	$T_s = 5 - 130^\circ\text{C}$
Anorganische Salze	150 -700	$T_s = 300 - 800^\circ\text{C}$
Reaktionswärme		
H ₂ Gas (Oxidation)	120000	300 K; 200 bar

2.2.1 Stand der Technik: Thermische Speicher für konzentrierende solarthermische Systeme zur Dampferzeugung

Eine Integration von Speichern in solarthermische Kraftwerke erhöht die Betriebsstundenanzahl und erlaubt eine vom schwankenden Strahlungsangebot unabhängige, bzw. eine an den Bedarf oder an den Markt angepasste Stromerzeugung (peak shaving). Dies erhöht den Wert

solarthermisch erzeugten Stroms [Sioshansi und Denholm 2010]. In solaren KWK-Anlagen ermöglicht ein Speicher eine flexible Anpassung an schwankende Lasten.

Als Kurzzeitspeicher (einige Sekunden bis wenige Minuten) bei Wolkendurchzügen kann die kapazitiv in Rohrleitungen und Wärmeübertragern gespeicherte Wärme genutzt werden. Für längere Perioden (Minuten bis ca. 2 h) kommen Dampf-Gefällespeicher (Gleitdruckspeicher), zum Einsatz. Der Dampf wird direkt als Druckwasser gespeichert, die Energie wird also weitgehend latent gespeichert [Goldstern 1970]. Für längere Speicherperioden (einige Stunden) sind direkte Dampfspeicher nicht wirtschaftlich. Es können indirekte (Speichermedium und Wärmeträger sind verschieden) oder direkte (Speichermedium und Wärmeträger sind identisch) sensible Speicher mit einem oder mehreren Tanks eingesetzt werden. Diese können mit Füllkörpern aufgefüllt werden, um die spezifischen Speicherkosten zu reduzieren. Auch denkbar sind Kombinationen aus latenten und sensiblen Speichern. Mögliche Speichermedien sind Thermalöl oder Salzschnmelze. Eine Einordnung der Kommerzialisierungsgrade von thermischen Speichern in solarthermischen Systemen ist in Tabelle 5 dargestellt. Das momentan meistgebaute Referenzsystem ist ein indirekter Zwei-Tank Speicher, in der die anorganische Salzmischung „Solarsalz“ (40%^{gew} Kaliumnitrat / 60%^{gew} Natriumnitrat) als Speichermedium eingesetzt wird [Libby 2009].

Tabelle 5: Kommerzialisierungsgrade von thermischen Speichern in solarthermischen Kraftwerken ([Libby 2009], [Schneider und Maier 2014], [Dreißigacker 2013] [Brinkmeier 2015, Nielsen 2013, Qi 2013]).

Kommerziell	Demonstratoren	Entwicklung
Zwei-Tank Indirekt mit Salzschnmelze Dampf - Gefällespeicher	Latentwärmespeicher für Direktampf	Thermochemische Speicher
Zwei-Tank Direkt mit Thermoöl	Graphitspeicher	Latentwärmespeicher
Zwei-Tank Direkt mit Salzschnmelze	Betonspeicher Ein-Tank Schichtspeicher Thermochemische Speicher Schüttgutspeicher (Steine) Keramikspeicher	Mehr-Tank-Speicher

2.2.2 Eignung von Speichern für die Direktverdampfung

Von den in Tabelle 5 beschriebenen Konzepten eignen sich zur direkten Speicherung von Dampf besonders Latentwärmespeicher. Wird überhitzter Dampf eingespeichert ist eine Kombination aus sensiblem und latentem Speicher sinnvoll [Tamme und Steinmann 2008]. Die geringe Eignung von sensiblen Speichern liegt daran, dass die Verdampfung von Wasser bei konstanter Temperatur erfolgt, während bei sensiblen Wärmespeichern eine Temperaturdifferenz unabdingbar ist. Diese Temperaturdifferenz kann zwar durch eine Erhöhung des Massenstroms verkleinert werden, was aber zu vergrößerten Speichervolumina und damit zu erhöhten Kosten führt. Abbildung 1 (links) zeigt, wie in einem konkreten Beispiel aus den Mindesttemperaturdifferenzen (Pinch Points) bei der Wärmeübertragung von Dampf auf das Speichermedium bzw. umgekehrt beim Be- und Entladen eine Absenkung der Siedetemperatur (und des Drucks) des Dampfes beim Entladen verglichen mit der des Dampfes beim Beladen resultiert.

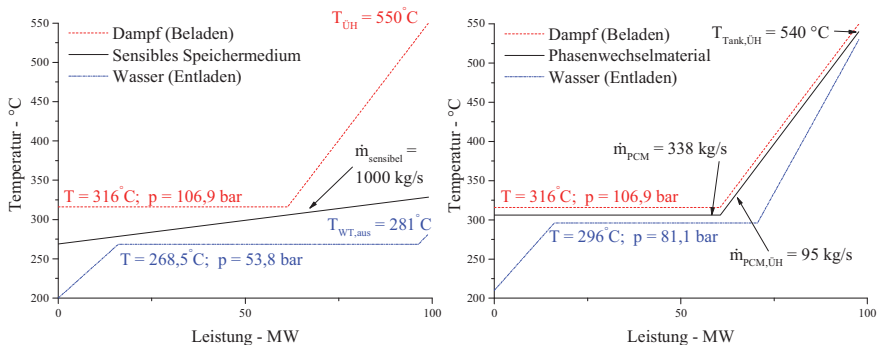


Abbildung 1: Temperaturverlauf bei der Be- und Entladung. Links: Eines sensiblen Speichers mit Dampf. Das Druckniveau des beim Entladen erzeugten Dampfes sinkt um 49,7 % ab. Rechts: Einer Kombination aus sensiblem und latentem Speicher. Die Druckabsenkung beträgt nur 24,1 %.

Mit überhitztem Dampf bei $T_{UH} = 550^\circ\text{C}$ und $p = 106,9\text{ bar}$ wird ein sensibler Speicher beladen (Abbildung 1, links). Die minimale Temperaturdifferenz (Pinch Point) im Wärmeübertrager beträgt $\Delta T = 10\text{ K}$, als Speichermedium wird Solarsalz eingesetzt. Die Temperaturänderung des Speichermediums führt beim Entladen zu einer Absenkung von

Sättigungstemperatur und -druck. Bei $\dot{m}_{\text{sensibel}} = 1000 \text{ kg/s}$ resultiert beim Entladen ein Dampfdruck von $p = 53,8 \text{ bar}$ bei einer Austrittstemperatur $T_{\text{Ent,aus}} = 281 \text{ °C}$. Dies bedeutet bei der Speicherentladung eine Reduktion des Wirkungsgrads im nachgeschalteten Kraftwerksprozess. Je höher der Massenstrom des Speichermediums $\dot{m}_{\text{sensibel}}$, desto geringer die Kurvensteigung des Temperaturverlaufs im Speicher, desto geringer wird jedoch auch die resultierende Speicherenergiegedichte und desto größer das Speichervolumen bei gleicher gespeicherter Energie. Eine weitere Option um sensible Speichermedien zur Speicherung von Dampf einzusetzen, ist das Hinzufügen eines dritten Tanks auf mittlerem Temperaturniveau, um den Massenstrom des sensiblen Speichermediums im Wärmeübertrager an die Bereiche Verdampfen / Kondensieren und Überhitzen anzupassen. Diese Konfiguration führt jedoch zu noch größeren Speichervolumina, und ist nicht unbedingt empfehlenswert [Bachelier, et al. 2015, Vogel, et al. 2013].

In Abbildung 1, rechts ist Dampf mit gleichen Parametern bei der Beladung eines Speichers mit **sensible** und **latentem** Anteil und drei Speichertanks dargestellt. Mit diesem Systemaufbau kann beim Entladen Dampf mit $T_{\text{Ent,aus}} = 530 \text{ °C}$ bei $p = 81,1 \text{ bar}$ erzeugt werden. Die Druckabnahme beträgt also beispielhaft bei Kopplung eines Latentwärmespeichers mit sensiblen Speicher für den überhitzen Teil nur $\Delta p = 26 \text{ bar}$, statt $\Delta p = 53,1 \text{ bar}$ im Fall eines rein sensiblen Speichers. Da die Druckabsenkung den Wirkungsgrad des angekoppelten Dampfprozesses senkt, ist die Lösung mit Latentwärmespeicher klar zu bevorzugen.

2.2.3 Stand der Technik: Hochtemperatur-Latentwärmespeicher

Eine wesentliche Schwierigkeit bei der technischen Umsetzung von PCM-Speichern ist die niedrige Wärmeleitfähigkeit der für den Temperaturbereich $T = 150 - 400 \text{ °C}$ geeigneten Speichermedien von $\lambda = 0,5 - 1 \text{ W/mK}$ [Gil, et al. 2010, Mehling und Cabeza 2008]. Außerdem entsteht bei der Entladung dieser Speicher durch die Kristallisation an der Wärmeübertragerfläche eine Schicht wachsender Dicke. Dieser zusätzliche Wärmewiderstand verringert im Zeitverlauf die Entladeleistung.

Zum Erreichen einer hohen Wärmestromdichte werden deshalb große Wärmeübertragerflächen, hohe Temperaturdifferenzen oder Phasenwechselmaterialien (PCM) mit verbesserter Wärmeleitfähigkeit untersucht. Es wurden verschiedene Konzepte entwickelt, um dies zu erreichen. Prinzipiell wird unterteilt in aktive und passive PCM - Speicher [Scheffknecht 1988]. In **passiven Speichern** ist der Wärmeübertrager im PCM eingebettet. Die Größe der Speicherkapazität ist direkt gekoppelt an die Größe der Wärmeübertragerfläche (Beispiele s. Abbildung 2). Verschiedene passive Konzepte sind **1) Wärmeleitrippen**: An die vom Wärmeträger (WT) durchströmten Rohre werden zur Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche Lamellen (aus Graphit, Aluminium oder Stahl) angebracht [Bayon, et al. 2010, Steinmann, Laing und Tamme 2009, Tamme und Bauer 2008]; **2) Makro-Verkapselung**: Das PCM wird in zylindrischen oder kugelförmigen Hüllen eingekapselt und vom WT umspült [Nath 2012, Tamme und Steinmann 2008]. In [Hunold 1994] wird der Wärmeübergang in Doppelrohrwärmeübertragern mit NaNO_3 und der eutektischen Mischung aus $\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3/\text{NaNO}_2$ untersucht; **3) Wärmeleitfähige Verbundmaterialien**: das PCM wird mit einem Material hoher Wärmeleitfähigkeit zu einem Verbundmaterial gepresst [Pincemin, et al. 2008, Tamme und Steinmann 2008] oder in eine wärmeleitende Matrix infiltrierte [Öttinger 2004]; **4) Kombination aus einem Verbundmaterial und einer Heat-Pipe**: Der Wärmeträger hat direkten Kontakt mit dem Verbundmaterial aus PCM. Der an einer Wärmequelle verdampfte WT kondensiert zum Beladen des Speichers am Verbundmaterial. Zum Entladen verdampft der WT am Verbundmaterial, steigt auf und kondensiert an der Wärmesenke. Die Heat-Pipe ist gravitationsgetrieben [Liu, et al. 2015].

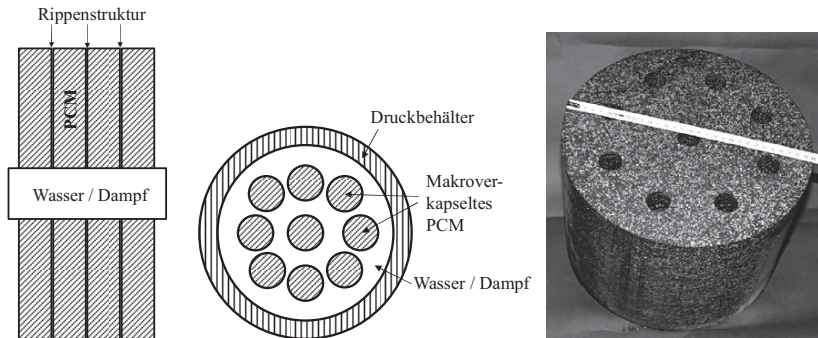


Abbildung 2: Passive Latentwärmespeicherkonzepte: Links: 1) Speicher mit Wärmeleitrippen; Mitte: 2) Makroverkapseltes PCM; Rechts: 3) PCM-Grafitverbund [Steinmann und Tamme 2008]

Bei den **aktiven Konzepten** wird das PCM entlang des Wärmeübertragers gefördert. Hierzu zählt das in dieser Arbeit entwickelte Konzept mit Schneckenwärmeübertrager [Zipf, et al. 2013], sowie das in [Pointner, Steinmann und Eck 2014] beschriebene Konzept mit PCM – Containern (s. Abbildung 3). In diesem werden kleine Volumina an verkapseltem PCM über einen Wärmeübertrager (WÜ) gefördert. [Venkatesetty und Lefrois 1976] beschreiben Laborversuche mit einem PCM, das in nicht-eutektischer Zusammensetzung eingesetzt wurde, und beim Entladen des Speichers nur teilweise kristallisiert wird. Das PCM liegt als Flüssigkeit oder Slurry vor und wird durch eine Pumpe gefördert. Materialuntersuchungen für dieses Konzept beschreiben [Martin, Bauer und Müller-Steinhagen 2013]. In den aktiven Konzepten ist der Wärmeübertrager vom Speichervolumen, d.h. die Leistung von der speicherbaren Energie getrennt, was wirtschaftliche Vorteile bringen kann. Gleichzeitig können höhere Wärmestromdichten erzielt werden, da beim Entladen der Wärmeübergang nicht bzw. in verringertem Maß durch eine kristalline PCM-Schicht gehemmt wird.

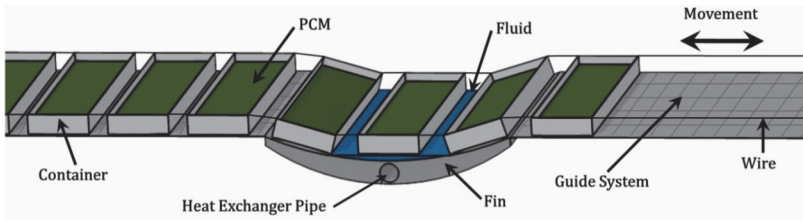


Abbildung 3: Schematische Darstellung des am DLR entwickelten aktiven Latentwärmespeicherkonzepts: verkapseltes PCM wird über einen Wärmeübertrager gefördert [Pointner, et al. 2014]

Durchgeführte Tests mit Latentwärmespeichern im **Demonstratormaßstab**: i) Das Konzept mit Wärmeleitrippen wurde in Kombination mit einem sensiblen Betonspeicher in einem konventionellen Kraftwerk in Carboneras, Spanien mit Dampf getestet. Der Latentwärmespeicher mit Aluminiumrippen und NaNO_3 als PCM hat eine Speicherkapazität von 700 kWh und wird mit Dampf bei $p = 128$ bar beladen. In den Versuchen wurden verschiedene Betriebskonzepte (Zwangumlauf, Zwangdurchlauf) getestet [Laing, et al. 2013]. ii) Dasselbe Konzept mit Grafitrippen und der eutektischen Mischung aus $\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$ wurde auf der Plataforma Solar de Almeria mit einem direktverdampfenden Parabolrinnenkollektor getestet. Der Prototyp hatte eine Nennleistung von $100 \text{ kW}_{\text{th}}$. In den Versuchen konnte jedoch nur eine Leistung von $40 \text{ kW}_{\text{th}}$ beim Beladen und $50 \text{ kW}_{\text{th}}$ beim Entladen nachgewiesen werden.

2.3 Übersicht über Phasenwechselmaterialien

Die Auswahl des Speichermaterials für Latentwärmespeicher erfolgt angepasst an die jeweilige Anwendung anhand der thermischen, physikalischen, chemischen und ökonomischen Eigenschaften [Zalba, et al. 2003]. Es gibt bereits umfassende Untersuchungen und Berichte über PCM, die im Hochtemperaturbereich einsetzbar sind [Agyenim, et al. 2010, Hoshi, et al. 2005, Kenisarin 2009]. Einen Überblick gibt Abbildung 4. Ein Einsatz von Metallen und Metallmischungen (z.B. Zinn, Zink, Blei) als Phasenwechselmaterial im Temperaturbereich $200 - 500 \text{ }^\circ\text{C}$ wird untersucht [Adinberg, Zvegilsky und Epstein 2010, Birchenall und Riechman 1980, Blanco-Rodriguez, et al. 2014, Hoshi, et al. 2005]. Metalle haben eine hohe Wärmeleitfähigkeit und hohe Phasenwechselenthalpien. Aufgrund ihres hohen Preises hat sich jedoch noch kein metallisches PCM etabliert.

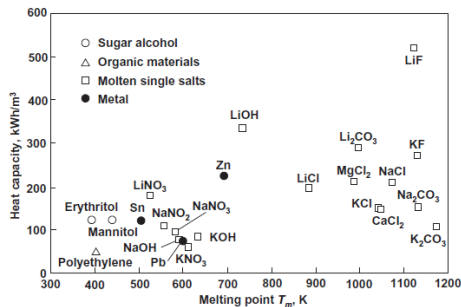


Abbildung 4: Phasenwechselmaterialien für den Einsatz im Hochtemperaturbereich; aus [Hoshi, et al. 2005]

Die anorganischen Salze Natriumnitrat (NaNO_3) und Kaliumnitrat (KNO_3) und deren Mischungen (z.B. HITEC™ oder HITEC™ SolarSalt [Coastal Chemical Co.]) sind zyklenstabil, schon langjährig als Wärmeträger im Einsatz [Hirschberg 1999] und haben geringe spezifische Kosten bezogen auf die Speicherkapazität. Der Schmelzpunkt von NaNO_3 liegt mit $T_S = 306 \text{ °C}$ in einem geeigneten Temperaturbereich. Die eutektische Mischung aus NaNO_3 und KNO_3 schmilzt bei $T_S = 221 \text{ °C}$ und eignet sich für den Einsatz bei tieferen Temperaturen. Aufgrund der bereits bestehenden Erfahrungen mit diesen Materialien bzgl. Korrosion und Handhabbarkeit, dem passenden Temperaturbereich und den niederen Kosten werden diese PCM häufig als Speichermedium eingesetzt.

2.4 Stand der Technik: Schneckenwärmeübertrager

Schneckenwärmeübertrager (SWÜ) (s. Abbildung 5) sind mechanische Stetigförderer, die Feststoffe (z.B. Granulate, Pulver) kontinuierlich fördern und gleichzeitig Wärme zu- oder abführen. Sie werden in der thermischen Prozessindustrie zum Heizen, Kühlen oder Trocknen verwendet. SWÜ können eine oder mehrere achsparallele Wellen haben. Die Betrachtung in dieser Arbeit wird auf mehrwellige Maschinen reduziert. Die Charakterisierung mehrwelliger Maschinen erfolgt anhand ihrer Drehrichtung in gleichläufige und gegenläufige Schneckenmaschinen (s. Abbildung 6). Man unterscheidet zwischen dicht kämmenden und nicht kämmenden Maschinen. Durch das Kämmen der Flügel entsteht ein **Selbstreinigungseffekt**, bei dem jeweils ein Flügel die Oberfläche des gegenüberliegenden Flügels abschabt [Eise, et al.

1981]. Da bei gleichsinnig drehenden SWÜ die Relativgeschwindigkeit der Wellen zueinander höher ist, ist der Selbstreinigungseffekt (bei gleichen Drehzahlen) besser als bei gegensinnig drehenden SWÜ. Gleichläufige Schneckenmaschinen fördern in axial offenen Kanälen (Schleppströmung), dicht kämmende Gegenläufige fördern in axial geschlossenen (Zwangsströmung) Kanälen [Erdmenger 1964].

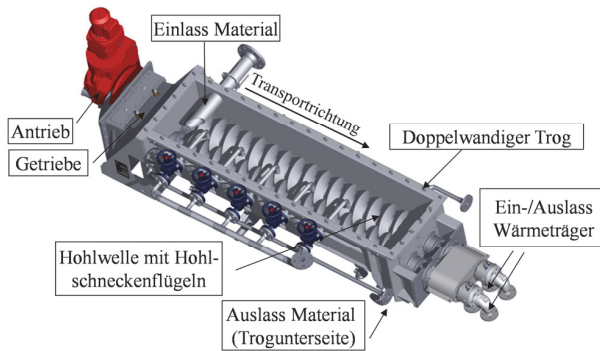


Abbildung 5: Aufbau und Komponenten eines zweiwelligen Schneckenwärmeübertragers (SWÜ) für die Versuchsdurchführung am Fraunhofer ISE ©Kölleermann GmbH

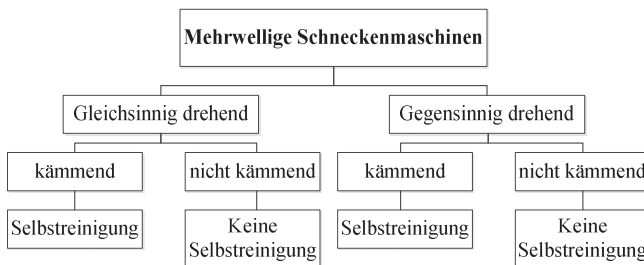


Abbildung 6: Einteilung mehrwelliger Schneckenmaschinen anhand ihrer Drehrichtung (nach [Erdmenger 1964])

In der Regel sind die Wellen parallel in einer Ebene angeordnet, es existieren aber auch Sonderformen in kreisförmiger oder vertikal geschichteter Ausführung [Greif, et al. 2004]. Die in der Kunststoffindustrie eingesetzten und gut charakterisierten Schneckenextruder unterscheiden sich von den hier betrachteten SWÜ durch einen geringeren Durchmesser und der (meist

elektrischen) Beheizung nur des Gehäuses oder zusätzlich der Welle. Die Schneckenflügel bestehen meist aus Vollmaterial. Die Übertragbarkeit von Untersuchungen zum Wärmeübergang in Extrudern (z.B. die von [Kohlgrüber und Beck 1994, Pawlowski 1968, Pawlowski und Vilhelmsson 1966] veröffentlichten Untersuchungen zum Wärmeübergang in einwelligen, gespannten Schnecken mit hochviskosen Medien) ist aufgrund der andersartigen Geometrien und Beheizung gering. Darüber hinaus werden in Extrudern meist hochviskose Polymere verarbeitet und Untersuchungen z.B. zum Wärmeübergang nur für diese Stoffe durchgeführt. Zusätzlich wird während der Materialförderung im Extruder meist Druck aufgebaut. Somit sind die Materialtransportvorgänge nicht direkt übertragbar. Schneckenextruder sind in Zonen unterteilt, in denen sich Förder- und Knetelemente abwechseln [Kohlgrüber 2007]. Somit sind die für diese Systeme publizierten Zusammenhänge und Charakteristiken meist nicht direkt auf SWÜ übertragbar.

Historie: Im Jahr 1869 wurde von Coignet ein US Patent auf eine „Malaxator“ genannte zweiwellige, gleichsinnig rotierende Maschine veröffentlicht [Coignet 1869]. Dann folgten die Patente von Wunsche [Wunsche 1901] und Easton [Easton 1920], die von gleichsinnig rotierenden, selbstreinigenden Schneckenmaschinen handelten. Darauf aufbauend wurden zahlreiche Patente veröffentlicht, unter anderem 1944 von Erdmenger [Erdmenger 1944]. Eine detailliertere Ausführung des geschichtlichen Ablaufs ist in [Kohlgrüber 2007] zu finden.

Geometrie und Fertigung: Mehrwellige SWÜ bestehen aus achsparallelen Wellen mit Schneckenflügeln. Diese sind von einem Gehäuse umschlossen. Der Fluidkanal für den Wärmeträger (WT) in der Welle ist entweder die Hohlwelle oder, bei einer Kombination von zwei Hohlwellen, ein Ringspalt (Ringspalt s. Abbildung 7, rechts). Die Förderelemente sind Hohlflügel mit dem Durchmesser d_{Fa} , in deren Innenraum der WT fließt. SWÜ können ein- (s. Abbildung 7, links), zwei- (s. Abbildung 8, untere Welle) oder dreigängig ausgeführt sein [Kohlgrüber und Beck 1994]. Das Gehäuse ist doppelwandig und wird vom WT durchströmt. Eine detaillierte Diskussion der geometrischen Zusammenhänge in Schneckenmaschinen wird in [Potente, Anshl und Klarholz 1994] geführt. Die Steigung S_F des Schneckenflügels ent-

lang der Welle kann variieren. Eine Vergrößerung der Steigung lockert den Materialstrom auf und kann Verstopfungen entgegenwirken [Martin, Römisch und Weidlich 2008].

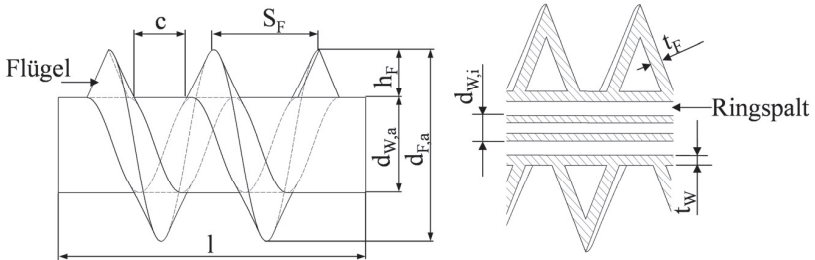


Abbildung 7: Links: Ein eingängiger Schneckenflügel auf der Welle mit Bezeichnungen. Rechts: Ein Querschnitt durch die Schneckenwelle veranschaulicht die Hohlflügel und die Hohlwelle mit Ringspalt.

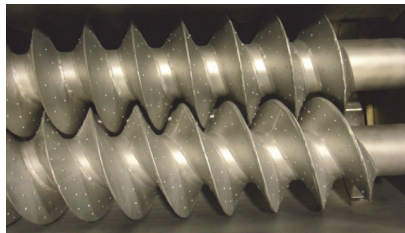


Abbildung 8: Ansicht der Schneckenwellen im Schneckenwärmeübertrager von oben. Die obere Welle (Welle 2) ist eingängig, die untere Welle (Welle 1) ist zweigängig.

Funktionsweise: Der WT durchströmt die Hohlwelle (bzw. den Ringspalt), die hohlen Schneckenflügel und das doppelwandige Gehäuse. Der **Wärmeübergang** vom WT auf das Material erfolgt indirekt. Der SWÜ kann im Gleich-, im Gegenstrom oder als Mischform (erst Durchströmung der Welle, dann im Rückstrom die Flügel) betrieben werden. Die **Förderung** erfolgt durch die Drehung der Wellen mit Schneckenflügeln. In SWÜ ist eine horizontale oder geneigte Förderung möglich. Im horizontalen und leicht geneigten (< 20°) SWÜ wird das Material bei niedrigen Drehzahlen in axialer Richtung durch den SWÜ gefördert. Die Reibung an der Wand verhindert das Mitdrehen des Materials. Ist der Füllstand zu hoch, rutschen Anteile des Schüttguts über die Welle ab und die Förderbewegung ist nicht mehr rein transla-

torisch [DIN 15262 1983]. Dadurch sinkt die erreichbare Fördergeschwindigkeit. Charakteristisch für SWÜ sind geringe Drehzahlen im Bereich $n = 1 - 20 \text{ min}^{-1}$ [Hermann 1972]. Die Berechnungsgrundsätze horizontaler und leicht geneigter Förderschnecken mit niedriger Drehzahl werden in [DIN 15262 1983] behandelt. Die axiale Fördergeschwindigkeit w_{ax} :

$$w_{ax} = n_W \cdot S_F \quad \text{Gl. 2.1}$$

ergibt sich aus der Wellendrehzahl n_W und der Flügelsteigung S_F . In Anlehnung an diese Norm kann für SWÜ unter Berücksichtigung des Füllungsgrads φ und der Überschneidung bei selbstreinigenden parallelen Wellen (beschrieben durch einen Faktor \ddot{u}) der Fördermassenstrom berechnet werden:

$$\dot{m} = w_{ax} \cdot A \cdot \rho = n_W \cdot S_F \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{F,a}^2 - d_{W,a}^2) \cdot \rho \cdot N_W \cdot \varphi \cdot \ddot{u} \quad \text{Gl. 2.2}$$

mit A = Querschnittsfläche, $d_{F,a}$ = Außendurchmesser der Flügel, $d_{W,a}$ = Außendurchmesser der Welle, N_W = Anzahl der Wellen und ρ = Schüttdichte des geförderten Granulats.

Phasenwechsel in SWÜ: In [Ullrich und Rathjen 1986] wurde die Kristallisation bei $T = 95^\circ\text{C}$ in gekühlten, gespannten Hohlschnecken mit gekühltem Gehäuse untersucht, allerdings ohne Angaben zum kristallisierten Material oder Untersuchung des Wärmeübergangs. Dort wird eine Modifikation des Schneckenflügels mit Nuten beschrieben, um die Größe der erzeugten Kristalle zu reduzieren und um eine vollständige Kristallisation der Schmelze zu garantieren. In [Matz 1980] wird grundlegend der Einsatz von Schnecken zur Kristallisation bestätigt ohne detaillierte Charakteristika der Maschine oder die verwendeten Materialien zu beschreiben. In Schneckenextrudern wird unter anderem Polymergranulat geschmolzen. Der Großteil des Wärmeeintrags in Extrudern geschieht jedoch durch Energiedissipation und nicht über die Wärmeübertragerflächen [Kohlgrüber 2007]. Für die in diesem Kapitel beschriebenen SWÜ gibt es also keine Grundlage, um SWÜ zum Schmelzen und Kristallisieren auszulegen. Untersuchungen zu Verdampfungs- und Kondensationsvorgängen des Wärmeträgermediums in SWÜ sind nicht bekannt.

3 Untersuchungen am Latentwärmespeicherteststand

In diesem Kapitel wird zuerst das neuartige Latentwärmespeicherkonzept mit Schneckenwärmeübertrager (SWÜ) beschrieben. Der Aufbau der Testanlage zur experimentellen Untersuchung und Charakterisierung des Phasenwechsels im SWÜ wird erklärt und dessen Spezifikationen dargelegt. Anschließend werden Versuchparameter definiert, die eine Bestimmung der Wärmedurchgangskoeffizienten im SWÜ ermöglichen. Die Versuchsdurchführung wird beschrieben und die Ergebnisse der Bestimmung der Wärmedurchgangskoeffizienten gezeigt und anschließend diskutiert. Aus den Wärmedurchgangskoeffizienten werden rechnerisch die Wärmeübergangskoeffizienten während des Phasenwechsels ermittelt und interpretiert.

3.1 Beschreibung des aktiven Latentwärmespeicherkonzepts

Der in dieser Arbeit untersuchte Latentwärmespeicher basiert darauf, dass das Speichermedium während des Wärme- und Phasenübergangs in einem Schneckenwärmeübertrager (SWÜ) von Speichertank zu Speichertank bewegt wird. In diesem aktiven Latentwärmespeicher sind das Speichervolumen und die Wärmeübertragung räumlich getrennt und voneinander unabhängige Größen (im Gegensatz zu den in Kapitel 2.2.3 beschriebenen passiven Konzepten). Dies könnte bei hohen Speicherkapazitäten die Wirtschaftlichkeit von Latentwärmespeichern erhöhen, da die Kosten für den Wärmeübertrager nicht proportional zur Speicherkapazität steigen. Durch den Selbstreinigungseffekt des SWÜ (s. Kapitel 2.4) wird in diesem aktiven Konzept die Wärmeübertragerfläche während des Phasenwechsels flüssig zu fest stetig von einer permanent durch die Erstarrung entstehenden, wachsenden Schicht an Phasenwechselmaterial (PCM) befreit. In passiven Latentwärmespeichern erhöht diese PCM-Schicht den Wärmewiderstand mit fortschreitender Entladung (also der Kristallisation des PCM), da sie nicht entfernt und somit immer dicker wird. Die Selbstreinigung ermöglicht den Betrieb mit konstanter Leistung sowohl beim Be- als auch beim Entladen des Speichers. Der Einsatz dieses Speichers ist vor allem vorteilhaft in Prozessen mit Wasser / Dampf (oder anderen zweiphasigen Medien) als Wärmeträger, in denen die während der Kondensation freiwerdende Energie gespeichert werden soll (s. Kapitel 2.2.2).

Zum **Laden** des Speichers wird mit dem SWÜ festes, granulares PCM aus einem kalten Speichertank (die Temperatur liegt unterhalb der Schmelztemperatur) gefördert und durch Aufnahme der freiwerdenden Kondensationsenthalpie des Wärmeträgers (z.B. Wasserdampf) geschmolzen, und in einem heißen Tank (oberhalb der Schmelztemperatur) gelagert. Zum **Entladen** des Speichers wird das flüssige PCM im SWÜ kristallisiert. Durch die Selbstreinigung im SWÜ wird das kristalline PCM abgeschabt und zerkleinert. So bleibt es im festen Zustand förderfähig. Mit der Kristallisationsenthalpie wird der Wärmeträger verdampft. Der SWÜ wird in wechselndem Betrieb sowohl zum Be- als auch zum Entladen eingesetzt.

3.2 Allgemeine Spezifikationen für den Latentwärmespeicherteststand

3.2.1 Ziele der Versuche

Um das Latentwärmespeicherkonzept experimentell zu untersuchen, wurde ein Teststand aufgebaut. Anschließend wurden Versuche zu Speicherbe- und Entladung durchgeführt, die die folgende **Zielsetzung** hatten:

- i. **Nachweis der Machbarkeit:** Die technische Möglichkeit des Phasenwechsels fest/flüssig und flüssig/fest im SWÜ soll gezeigt werden. Die wenigen vorhandenen Quellen zum Phasenwechsel in SWÜ (s. Kapitel 2.4) erlauben keinen Schluss darüber, ob der Phasenwechsel eines für die Hochtemperaturspeicherung geeigneten PCMs im SWÜ möglich ist. Da die Vorgänge im SWÜ stark von den Materialeigenschaften sowie von der Art der Materialförderung abhängen, ist ein experimenteller Nachweis erforderlich. Zudem soll ermittelt werden welche Modifikationen am SWÜ (z.B. Trennung der Ein- und Auslässe von flüssigem und granularem PCM) erforderlich sind, um die Speicherbe- und Entladung zu ermöglichen und zu optimieren.

- ii. **Untersuchung der Eignung von Peripheriekomponenten:** Um einen Speicherbetrieb zu ermöglichen sind zusätzlich zu SWÜ und Speichertanks weitere Zusatzkomponenten erforderlich. Diese werden ausgewählt, getestet und beurteilt.

- iii. **Untersuchung des PCM-Förderverhaltens im SWÜ:** Die Förderung des PCM soll derart erfolgen, dass eine gute Benetzung der Wärmeübertragerflächen sichergestellt werden kann. Es soll untersucht werden, wie dies bestmöglich umgesetzt werden kann.

- iv. **Untersuchung des Wärmeübergangs im SWÜ:** Der Wärmeübergang während des Phasenwechsels (Schmelzen und Kristallisieren) soll untersucht werden. Relevante Kennzahlen (globale Wärmedurchgangs- und Wärmeübergangskoeffizienten k bzw. α) sollen ermittelt werden. Mit dem globalen Wärmedurchgangskoeffizienten im SWÜ $k_{\text{SWÜ}}$ soll der untersuchte Prototyp charakterisiert werden. Darüber hinaus dient $k_{\text{SWÜ}}$ als Vergleichskriterium zur Bestimmung von Einflussfaktoren (Thermalölmassenstrom $\dot{m}_{\text{öl}}$, Wellendrehzahl n_w und Temperaturdifferenz im SWÜ $\Delta T_{\text{PCM-öl}}$) auf den Wärmeübergang im SWÜ. Die globalen Wärmeübergangskoeffizienten α sollen separat für die Wellen und den Trog ermittelt werden. Die Kenntnis von α ermöglicht zu beurteilen, welche Wärmeleistung in SWÜ anderer Geometrie zu erwarten sind. Grundsätzlich soll ein hoher Wärmedurchgangskoeffizient im SWÜ erzielt werden. Hierfür geeignete Maßnahmen sowie die Größenordnung der erzielbaren Erhöhung sollen ermittelt werden.

3.2.2 Spezifikationen des Teststandes

Die Verwendung eines Thermalöls an Stelle von Dampf als Wärmeträger ermöglicht eine einfache Regelung der Anlage sowie eine Erhöhung der Messgenauigkeit der Versuche zur Bestimmung des Wärmeübergangs. Die experimentelle Untersuchungen wurden mit dem Thermalöl Therminol 62 (Stoffdaten siehe Anhang B) durchgeführt. Der maximale Volumenstrom im Thermalölkreis betrug $12 \text{ m}^3/\text{h}$.

Als PCM wurde eine eutektische Mischung der anorganischen Nitratsalze Natriumnitrat (NaNO_3) und Kaliumnitrat (KNO_3) (Stoffdaten s. Anhang A) eingesetzt. Die Wahl dieses PCM mit einem Schmelzpunkt bei $T_s = 221 \text{ °C}$ erfolgte aufgrund der vorhandenen Infrastruktur (Thermalölerhitzer bis $T = 300 \text{ °C}$) und der in Kapitel 2.3 beschriebenen vorhandenen

Datenbasis. Zum Einsatz bei höherer Temperatur (z.B. in solarthermischen Kraftwerken) ist der Einsatz des Reinstoffs NaNO_3 mit $T_s = 306 \text{ }^\circ\text{C}$ sinnvoll. Aufgrund der ähnlichen Stoffeigenschaften dieser beiden PCM scheint die Übertragbarkeit der in dieser Arbeit experimentell erzeugten Ergebnisse auf einen Speicher bei höherer Temperatur zulässig. Weitere Anforderungen, die die Versuchsanlage erfüllen muss, sind:

- die Förderung von granularem und flüssigem PCM zwischen Tank und SWÜ;
- eine Möglichkeit der visuellen Überprüfung des Versuchsablaufs;
- die Einstellbarkeit des Winkels der Transportebene im SWÜ zur Horizontalen um die Flussrichtung des flüssigen PCM im SWÜ zu steuern und
- eine Längenbegrenzung des Wärmeübertragers auf $l_{\text{max}} = 2 \text{ m}$ (Platzbeschränkung).

3.3 Beschreibung des Latentwärmespeicherteststandes

3.3.1 Aufbau und verwendete Komponenten

Die Versuchsanlage besteht aus einem zweiwelligen, gleichsinnig drehenden und eng kämmenden SWÜ, zwei Speicherbehältern und einem PCM-Transportsystem aus Förderschnecken und Brecher sowie aus der zur Durchführung und Auswertung der Versuche notwendigen Steuer-, Regelungs- und Messtechnik.

Zum **Beladen** des Speichers wird PCM-Granulat in zwei Förderschnecken (FS2 und FS3) aus dem Granulattank in den SWÜ gefördert (s. Abbildung 9, links). Im SWÜ wird vom Wärmeträger (WT) thermische Energie aufs PCM übertragen und dieses dabei geschmolzen. Das flüssige PCM wird durch Auslassleitungen in den Schmelzetank geleitet. Für die **Entladung** wird das flüssige PCM mittels Schwerkraft aus dem Schmelzetank in den SWÜ gefördert (s. Abbildung 9, rechts). Das PCM gibt Wärmeenergie an das Thermalöl ab und kristallisiert. Durch den Selbstreinigungseffekt im SWÜ wird das kristalline PCM abgeschabt und zerkleinert. Durch die Wellendrehung wird das kristallisierte PCM an das Ende des SWÜ gefördert.

Dort verlässt es durch eine Öffnung am Boden den SWÜ. Für den Fall, dass das Granulat zu groß ist, wurde nach dem SWÜ ein Brecher integriert, um eine hohe und definierte Schüttdichte einstellen zu können. Danach wird das PCM-Granulat über eine Förderschnecke (FS1) zum Granulattank transportiert.

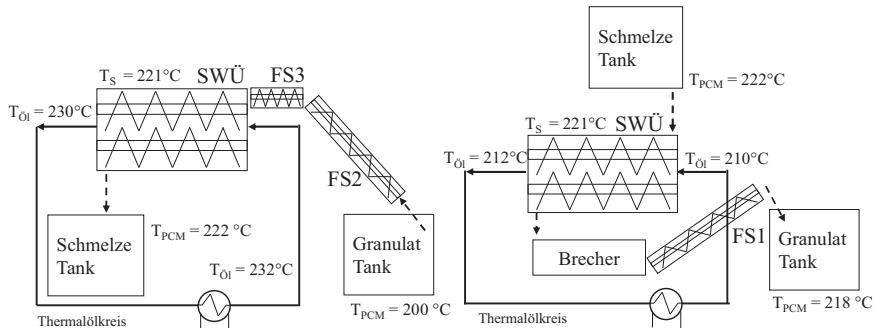


Abbildung 9: Schematischer Aufbau des Speicherteststandes für die Betriebszustände "Beladen" (links) und "Entladen" (rechts)

Der **Schneckenwärmeübertrager** hat eine Nennleistung von ca. 5 kW (bei Abschätzung des Wärmedurchgangskoeffizienten von $k = 100 - 120\text{ W/m}^2\text{K}$, einer mittleren Temperaturdifferenz im SWÜ von $\Delta T = 10\text{ K}$ und einer komplett benetzten Wärmeübertragerfläche mit $A_{SWÜ} = 4,6\text{ m}^2$). Die geometrischen Daten des SWÜ werden in Anhang C gezeigt. Der SWÜ hat durchströmte Ringspalte in den Wellen und einen eingängigen (Welle 2¹) und einen doppehgängigen (Welle 1) Flügel (s. Anhang D, Abbildung 8). Diese Anordnung wird schematisch in Abbildung 10 gezeigt. Die Richtung der Durchströmung des SWÜ mit dem Wärmeträger wird in Abbildung 11 dargestellt. Die Strömung des Thermalöls im Prototyp des SWÜ teilt sich auf die drei Abschnitte Welle 1, Welle 2 und Trog auf (s. Strömungsweg in Abbildung 14).

¹ Wird im Folgenden von z.B. Welle 2 gesprochen, so umfasst das jeweils die Welle mit aufgeschweißtem Schneckenflügel.

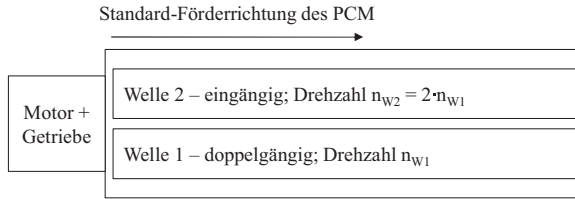


Abbildung 10: Schematischer Aufbau des Schneckenwärmeübertragers mit Deklaration der Wellennummerierung und Beschreibung des Zusammenhangs der Wellendrehzahlen

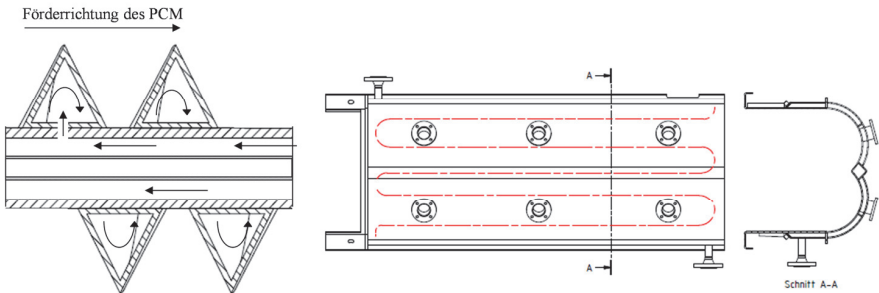


Abbildung 11: Richtung der Durchströmung des Schneckenwärmeübertragers mit dem Wärmeträger. Links: Durchströmung des Ringspalts im Gegenstrom, dann im Schneckenflügel in annäherndem Gleichstrom mit dem PCM (beim Kristallisieren). Rechts: Mäanderförmige Durchströmung durch Leitbleche im doppelwandigen Trog (gestrichelte Linie)

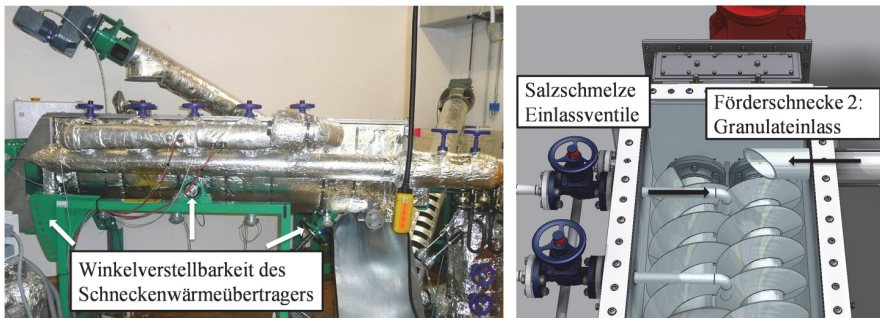


Abbildung 12: Links: Seitenansicht des Schneckenwärmeübertragers mit Feststelleinrichtung, Lagerung und Gewindetrieb um den Kippwinkel zu definieren. Rechts: Draufsicht auf Schmelze- (von links) und Granulateinlass (von rechts) des Schneckenwärmeübertragers

Der Winkel des Trogs des SWÜ zur Horizontalen kann eingestellt werden (s. Abbildung 12, links). Der Einlass des flüssigen PCM erfolgte über Ventile, der Einlass des Granulats über eine Förderschnecke (s. Abbildung 12, rechts).

In Abbildung 13 ist ein Foto der gesamten Versuchsanlage zu sehen. Der SWÜ war während der Versuche mit einem Isolierdeckel (im Bild nicht vorhanden) oder einer Borosilikat - Glasscheibe abgedeckt, letztere um eine visuelle Überwachung der Versuche zu ermöglichen. Mit elektrischen Begleitheizungen (installiert an Tanks, Förderschnecken und Rohrleitungen) kann die Eintrittstemperatur des PCM konditioniert werden und das ungewollte Kristallisieren des PCM in den Rohrleitungen vermieden werden.



Abbildung 13: Draufsicht auf den PCM-Transportkreislauf mit Schneckenwärmeübertrager, zwei Förderschnecken und Granulattank

3.3.2 Anlagenschema

In Abbildung 14 ist ein verfahrenstechnisches Fließbild des Speicherteststandes dargestellt. Die Messstellen für die Druck-, Temperatur-, Durchfluss- und Gewichtsmessung sind eingezeichnet.

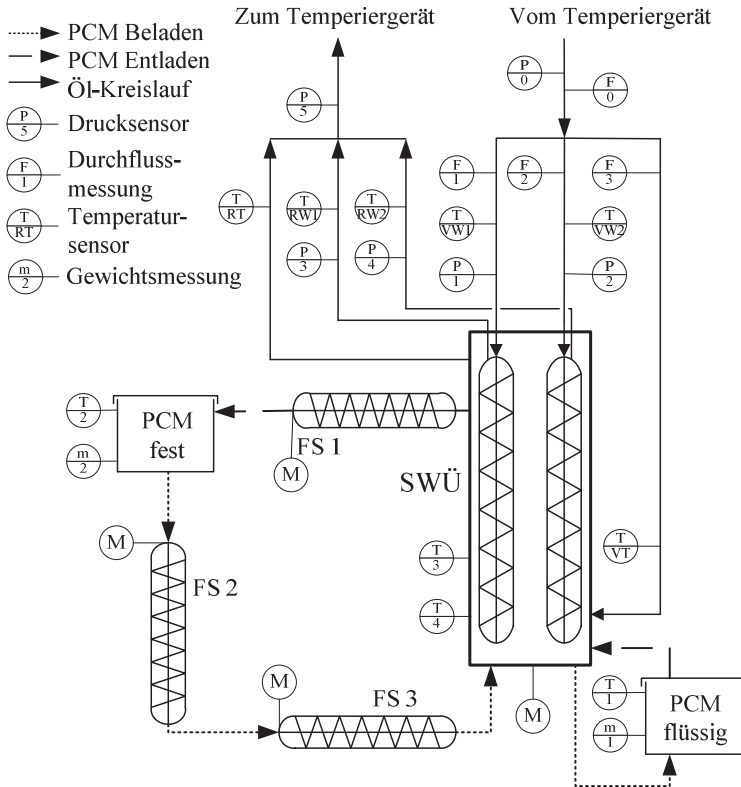


Abbildung 14: Verfahrenstechnisches Fließbild des Speicherversuchsstandes mit zweiwelligem Schneckenwärmeübertrager (SWÜ), Förderschnecken (FS), Speichertanks und relevanten Messstellen

3.4 Methodik der Versuchsdurchführung und -auswertung

Von den in Kapitel 3.2.1 dargelegten Zielen konnte der **Nachweis der Machbarkeit** und die **Untersuchung der Eignung von Peripheriekomponenten** qualitativ während der Inbetriebnahme beurteilt werden. Das **PCM-Förderverhalten** wurde qualitativ während der Versuchsdurchführung bewertet. Zur Bewertung des **Wärmeübergangs** im SWÜ wurden Kennzahlen ermittelt und beurteilt. Im Einzelnen wurde der globale, gemittelte Wärmedurchgangskoeffizient $k_{SWÜ}$ des SWÜ bestimmt. Außerdem wurden die globalen Wärmedurch-

gangskoeffizienten der einzeln parallel durchströmten Abschnitte (Welle 1, Welle 2 und Trog) k_{W1} , k_{W2} und k_T , sowie die Wärmeübergangskoeffizienten für diese Abschnitte α_{W1} , α_{W2} und α_T berechnet.

3.4.1 Berechnung der Bewertungsgrößen

Zur Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten k wird aus den Messwerten und den Stoffwerten (s. Anhang B) der auf der Thermalölseite übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{\dot{O}l}$ berechnet:

$$\dot{Q}_{\dot{O}l} = \dot{m}_{\dot{O}l} \cdot c_{p,\dot{O}l} \cdot (T_{\dot{O}l,aus} - T_{\dot{O}l,ein}) \quad \text{Gl. 3.1}$$

Für die Bestimmung von $k_{SW\ddot{U}}$ als mittlerem Wärmedurchgangskoeffizienten des SWÜ wird die Einlasstemperatur $T_{\dot{O}l,ein}$ aus den Vorlauftemperaturen der Welle 1 T_{VW1} , der Welle 2 T_{VW2} und des Trogs T_{VT} berechnet. Dabei muss die Verteilung des Gesamtdurchflusses $\dot{V}_{\dot{O}l}$ auf die Einzelstränge (ermittelt über die Messblenden an Messstelle F1, F2 und F3) berücksichtigt werden. Die Verteilung wird ausgedrückt durch x_{W1} , x_{W2} und x_T :

$$T_{\dot{O}l,ein} = x_{W1} \cdot T_{VW1} + x_{W2} \cdot T_{VW2} + x_T \cdot T_{VT} \quad \text{Gl. 3.2}$$

Analog dazu berechnet sich auch $T_{\dot{O}l,aus}$ mit den jeweiligen Rücklauftemperaturen:

$$T_{\dot{O}l,aus} = x_{W1} \cdot T_{RW1} + x_{W2} \cdot T_{RW2} + x_T \cdot T_{RT} \quad \text{Gl. 3.3}$$

Im Ringkolbenzähler wird der Volumenstrom $\dot{V}_{\dot{O}l}$ gemessen. Mit $\dot{V}_{\dot{O}l}$ und der Dichte $\rho_{\dot{O}l}$ (s. Anhang B) wird der Massenstrom des Öls $\dot{m}_{\dot{O}l}$ berechnet:

$$\dot{m}_{\dot{O}l} = \dot{V}_{\dot{O}l} \cdot \rho_{\dot{O}l} \quad \text{Gl. 3.4}$$

Der übertragenen Wärmestrom $\dot{Q}_{\ddot{u}b}$ berechnet sich aus der Differenz aus dem gemessenen Wärmestrom $\dot{Q}_{\dot{O}l}$ (s. Gl. 3.1) und dem gemessenen Wärmeverluststrom \dot{Q}_V (die Bestimmung von \dot{Q}_V wird später in diesem Kapitel erläutert):

$$\dot{Q}_{\text{üb}} = \dot{Q}_{\text{öl}} - \dot{Q}_V \quad \text{Gl. 3.5}$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient k wird berechnet aus $\dot{Q}_{\text{üb}}$, der Wärmeübertragerfläche $A_{\text{SWÜ}}$ und der logarithmischen Temperaturdifferenz zwischen PCM und Öl $\Delta T_{\text{PCM-öl}}$:

$$k = \frac{\dot{Q}_{\text{üb}}}{A_{\text{SWÜ}} \cdot \Delta T_{\text{PCM-öl}}} \quad \text{Gl. 3.6}$$

$\Delta T_{\text{PCM-öl}}$ berechnet sich aus der Phasenwechseltemperatur des PCM T_{PW} und den Eintritts- und Austrittstemperaturen des Öls:

$$\Delta T_{\text{PCM-öl}} = \frac{(T_{\text{PCM,PW}} - T_{\text{öl,aus}}) - (T_{\text{PCM,PW}} - T_{\text{öl,ein}})}{\ln\left(\frac{T_{\text{PCM,PW}} - T_{\text{öl,aus}}}{T_{\text{PCM,PW}} - T_{\text{öl,ein}}}\right)} \quad \text{Gl. 3.7}$$

Zur Bestimmung von k_{W1} , k_{W2} und k_{T} wird analog zur beschriebenen Vorgehensweise für $k_{\text{SWÜ}}$ Gl. 3.6 verwendet. Die Vor- und Rücklauftemperaturen wurden für jeden Abschnitt einzeln gemessen (für W1: T_{VW1} und T_{RW1} ; für W2: T_{VW2} und T_{RW2} ; für den Trog: T_{VT} und T_{RT}). Der jeweilige Volumenstrom $\dot{V}_{\text{öl,W1}}$, $\dot{V}_{\text{öl,W2}}$ und $\dot{V}_{\text{öl,T}}$ zur Berechnung von $\dot{Q}_{\text{öl}}$ nach Gl. 3.1 mit Gl. 3.4 berechnet sich aus der Verteilung des Gesamtdurchflusses $\dot{V}_{\text{öl}}$ auf die einzelnen Abschnitte, beispielhaft für Welle 1:

$$\dot{V}_{\text{öl,W1}} = \dot{V}_{\text{öl}} \cdot x_{\text{W1}} \quad \text{Gl. 3.8}$$

Als Bezugsfläche in Gl. 3.6 wird dann A_{W1} , A_{W2} oder A_{T} herangezogen.

Der **Wärmeverluststrom** \dot{Q}_V wird durch eine Messung direkt vor Versuchsbeginn mit Gl. 3.1 berechnet, wenn kein PCM im SWÜ ist, aber der SWÜ in stationärem Zustand die Versuchstemperatur hat. Da die Emissionsgrade von PCM und Stahl stark verschieden sind ($\epsilon_{\text{Stahl}} = 0,5$; $\epsilon_{\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3} = 0,95$), können die Wärmeverluste des Systems mit und ohne PCM aufgrund verschieden hoher Wärmestrahlungsanteile im Inneren des SWÜ voneinander

abweichen. Vor allem für Versuche, bei denen der SWÜ nur mit Glasabdeckung (ohne Iso-lierdeckel) betrieben wird, muss überprüft werden wie hoch diese Abweichung sein kann.

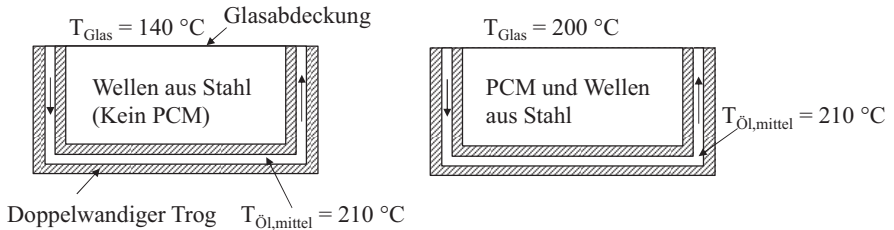


Abbildung 15: Abgeschätzte Temperaturverteilung im SWÜ. Links: Wärmeverlustversuch ohne PCM. Rechts: Kristallisationsversuch mit PCM im SWÜ; die Wärmestrahlung im Innenraum steigt durch den höheren Emissionsgrad von PCM und erhöht T_{Glas}

In Abbildung 15 ist ein Querschnitt des SWÜ mit einer abgeschätzten Temperaturverteilung während eines Kristallisationsversuches dargestellt. Der Trog ist doppelwandig und von Thermalöl durchströmt, somit wird die Außentemperatur des Trogs (also Boden und Wände des SWÜ) maßgeblich durch die mittlere Temperatur des Öls bestimmt. Diese ändert sich bei erhöhtem Strahlungsanteil durch das PCM nur geringfügig. Eine Erhöhung der Wärmestrahlung im Inneren des Trogs hat also hauptsächlich einen Einfluss auf die Temperatur der Glasabdeckung T_{Glas} . Ist PCM im SWÜ, dann erhöht sich T_{Glas} . Eine rechnerische Bestimmung des Wärmeverluststroms durch Strahlung unter Annahme einer stark erhöhten Glastemperatur ($T_{\text{Glas}} = 200\text{ °C}$) ergab, dass der übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{üb}}$ beim Kristallisieren um maximal 0,8 % überschätzt wird, wenn dieser Effekt nicht berücksichtigt wird. Beim Schmelzen wird $\dot{Q}_{\text{üb}}$ um 0,3 % überschätzt. Da diese Abweichungen klein sind in Hinsicht auf die Messgenauigkeit, kann geschlossen werden, dass die genutzte Methodik der Abschätzung des Wärmeverluststroms \dot{Q}_V zulässig ist.

Die Vorgehensweise zur Bestimmung der **Wärmeübergangskoeffizienten** α_{W1} , α_{W2} und α_T wird beispielhaft an Welle 1 erläutert. Der reziproke Wert des Produkts aus Wärmedurchgangskoeffizient k und Fläche A ist der Wärmewiderstand R [Incropera und DeWitt 1996]:

$$\dot{Q}_{\text{üb},W1} = k_{W1} \cdot A_{W1} \cdot \Delta T_{PCM-\text{öl}} = \frac{\Delta T_{PCM-\text{öl}}}{R_{W1}} \quad \text{Gl. 3.9}$$

$\dot{Q}_{\text{üb},W1}$ wird mit Gl. 3.5 berechnet. Zur Berechnung von $\Delta T_{PCM-\text{öl}}$ werden beispielhaft für W1 die Temperaturen T_{VW1} und T_{VW2} verwendet. Der Gesamt-Wärmewiderstand R_{W1} kann dann als Reihen- und Parallelschaltung verschiedener Einzelwiderstände interpretiert werden. Für Welle 1 entspricht dies einer Reihenschaltung aus einem konvektiven Wärmewiderstand auf der PCM-Seite $R_{PCM,\text{konv}}$, einem Widerstand durch Wärmeleitung durch die kristallisierte PCM-Schicht $R_{PCM,\text{leit}}$, einem Widerstand durch Wärmeleitung durch Stahl $R_{Stahl,\text{leit}}$ und dem konvektiven Wärmewiderstand des Öls $R_{\text{öl},\text{konv}}$. $R_{Stahl,\text{leit}}$ kann aufgrund der verschiedenen Wandstärke von Flügel in Welle weiter in zwei parallele Widerstände im Flügel und der Welle aufgeteilt werden. Gleiches gilt für $R_{\text{öl},\text{konv}}$ aufgrund der verschiedenen Strömungsverhältnissen und somit verschiedenen Reynoldszahlen. Eine Darstellung des Widerstandsnetzwerks ist in Abbildung 16 gezeigt: links für das Kristallisieren, rechts für das Schmelzen. Beim Schmelzen wird $R_{PCM,\text{leit}}$ vernachlässigt, da angenommen wird dass das flüssige PCM den Kontakt des Granulats mit der Wärmeübertragerfläche nicht hemmt.

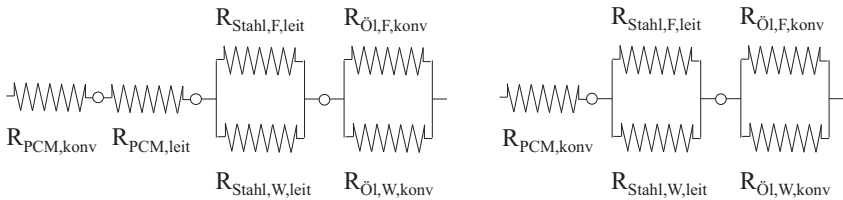


Abbildung 16: Reihen- und Parallelschaltung der Wärmewiderstände zur Beschreibung des Wärmedurchgangs in der Welle beim Kristallisieren (links) und Schmelzen (rechts)

Der Gesamtwiderstand R_{W1} wird (beispielhaft für das Kristallisieren) wie folgt berechnet:

$$R_{W1} = R_{PCM,\text{konv}} + R_{PCM,\text{leit}} + R_{Stahl,\text{leit}} + R_{\text{öl},\text{konv}} \quad \text{Gl. 3.10}$$

Mit:

$$R_{PCM,konv} = \frac{1}{\alpha_{PCM,W1} \cdot A_{W1}} \quad \text{Gl. 3.11}$$

$$R_{PCM,leit} = \frac{s_{PCM}}{\lambda_{PCM} \cdot A_{W1}} \quad \text{Gl. 3.12}$$

$$R_{Stahl,leit} = \frac{R_{Stahl,F,leit} \cdot R_{Stahl,W,leit}}{R_{Stahl,F,leit} + R_{Stahl,W,leit}} = \frac{s_{Stahl,W} \cdot s_{Stahl,F}}{\lambda_{Stahl}(s_{Stahl,W} \cdot A_F + s_{Stahl,F} \cdot A_W)} \quad \text{Gl. 3.13}$$

$$R_{\text{Öl},konv} = \frac{R_{\text{Öl},F,konv} \cdot R_{\text{Öl},W,konv}}{R_{\text{Öl},F,konv} + R_{\text{Öl},W,konv}} = \frac{1}{\alpha_{\text{Öl},W} \cdot A_W + \alpha_{\text{Öl},F} \cdot A_F} \quad \text{Gl. 3.14}$$

Dabei gilt:

$$A_{W1} = A_W + A_F \quad \text{Gl. 3.15}$$

Durch Einsetzen von Gl. 3.10 in Gl. 3.9 und Auflösen nach $\alpha_{PCM,W1}$ kann der Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden. Analog kann $\alpha_{PCM,W2}$ berechnet werden. Für die Berechnung von $\alpha_{PCM,T}$ vereinfacht sich die Berechnung des Wärmewiderstands zu:

$$\begin{aligned} R_T &= R_{PCM,konv} + R_{PCM,leit} + R_{Stahl,leit} + R_{\text{Öl},konv} \\ &= \frac{1}{\alpha_{PCM,T} \cdot A_T} + \frac{s_{PCM}}{\lambda_{PCM} \cdot A_T} + \frac{s_{Stahl,T}}{\lambda_{Stahl} \cdot A_T} + \frac{1}{\alpha_{\text{Öl},T} \cdot A_T} \end{aligned} \quad \text{Gl. 3.16}$$

3.5 Messtechnik des Latentwärmespeicherteststandes

3.5.1 Erforderliche Messgenauigkeit

Um zuverlässige und aussagekräftige Ergebnisse zu gewährleisten sollen die relativen Fehler des berechneten, mittleren Wärmestroms $\dot{Q}_{\text{üb}}$ unter 10 % sowie die des Wärmedurchgangskoeffizienten k unter 15 % liegen. Im Folgenden wird ermittelt, welche Messgenauigkeit der Sensoren erforderlich ist, um diese Bedingungen zu erfüllen. Bei der Versuchsauswertung wird aus den Messwerten für Durchfluss und Temperatur der im SWÜ übertragene Wärmestrom (nach Gl. 3.5 mit Gl. 3.1) und daraus mit Gl. 3.6 der Wärmedurchgangskoeffizient berechnet. Die resultierende Unsicherheit dieser berechneten Werte wurde für die erwarteten

Versuchsbedingungen nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz bestimmt (für die Vorgehensweise bei der Berechnung s. [Kline und McClintock 1953]). Anhand der oben genannten zulässigen relativen Fehler wurde die zulässige Messunsicherheit der Einzelmessungen festgelegt. Für die Berechnung wurden die in Tabelle 6 gezeigten Annahmen zur Unsicherheiten der benötigten Parameter verwendet.

Tabelle 6: Unsicherheiten der für die Berechnung der Wärmeströme und Wärmedurchgangskoeffizienten verwendeten Parameter

Wärmekapazität	c_p	2,4 kJ/kg	\pm	0,047 kJ/kg	(\pm 2,0 %)
Dichte	ρ	809,3 kg/m ³	\pm	16,19 kg/m ³	(\pm 2,0 %)
PCM - Temperatur	T_{PCM}	221,0 °C	\pm	1,0 °C	(\pm 0,452 %)
Benetzte Wärmeübertragerfläche	$A_{SWÜ}$				(\pm 7,5 %)

Die aus der Fehlerrechnung resultierende, zulässige Unsicherheit der Messgrößen bei einem relativen Fehler von 10,1 % des Wärmestroms und 14,3 % des Wärmedurchgangskoeffizienten sind in Tabelle 7 dargestellt. In Abbildung 17 wird der Einfluss der Größe der Messunsicherheit der Temperatur (Variation von \pm 20 %, bezogen auf die Unsicherheit in Tabelle 7) auf den resultierenden relativen Fehler des berechneten Wärmestroms gezeigt. Der Einfluss der Unsicherheit der Temperaturmessung auf die Gesamtunsicherheit ist sehr ausgeprägt. Die Forderung nach einer Genauigkeit der Temperaturmessung von \pm 0,035 °C muss also unbedingt eingehalten werden. Der Einfluss der Unsicherheit des Volumenstroms auf den relativen Fehler des Wärmestroms kann im untersuchten Bereich vernachlässigt werden.

Tabelle 7: Messgrößen bei einem Kristallisationsversuch unter erwarteten Nennbedingungen und daraus abgeleitet die zulässigen Messunsicherheiten bei der Messung der Temperatur und des Volumenstroms

Öl - Eintrittstemperatur	$T_{Öl,ein}$	211,2 °C	\pm	0,035 °C	(\pm 0,017 %)
Öl - Austrittstemperatur	$T_{Öl,aus}$	211,5 °C	\pm	0,035 °C	(\pm 0,017 %)
Volumenstrom	\dot{V}	11 m ³ /h	\pm	0,035 m ³ /h	(\pm 0,31 %)

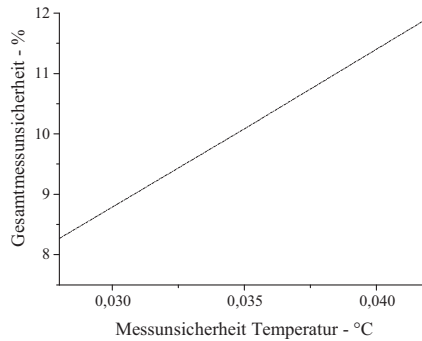


Abbildung 17: Einfluss der Größe der Unsicherheit bei der Messung der Temperatur auf den relativen Fehler des Wärmestroms.

3.5.2 Aufbau des Messsystems

Für die Signalverarbeitung der Messsignale kommen zwei Datenerfassungssysteme zum Einsatz: eine Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) der Firma WAGO (monolithischer Multiplexer) und ein Datenlogger Agilent 34980A (Relais - Multiplexer). Der Datenlogger hat längere Reaktionszeiten, ist jedoch genauer. Deshalb wird er für die Temperaturmessung eingesetzt, für die nach Tabelle 7 eine hohe Genauigkeit erforderlich ist. Der Aufbau der Messsysteme in der Versuchsanlage wird in Abbildung 18 schematisch dargestellt.

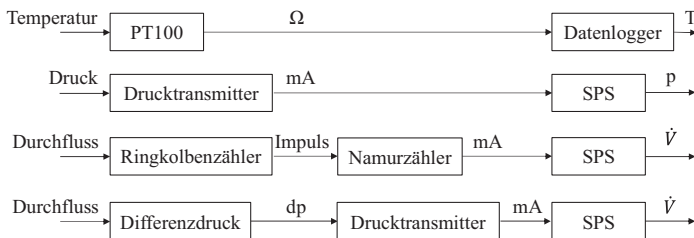


Abbildung 18: Aufbau der Messdatenerfassung am Latentwärmespeicher - Versuchsstand

3.5.3 Temperaturmessung

Zur Temperaturmessung wurden Platin-Widerstandsthermometer (Pt100) eingesetzt. Um Zuleitungseinflüsse zu eliminieren, wurden diese mit einem Vierleiteranschluss mit dem

Datenlogger verbunden. Um die erforderliche Messgenauigkeit zu erzielen (s. Kapitel 3.5.1) wurden die Sensoren mit der gesamten Messkette in einem Drei-Punkt-Verfahren mit einem Blockkalibrator nach der Vergleichsmethode kalibriert [Deutsche Akkreditierungsstelle 2010]. Der verwendete Referenzsensor hat eine Genauigkeit von $\pm 0,01$ °C. Die Abweichung des arithmetischen Mittelwerts der Messwerte T_{Pt100} von der Referenztemperatur T_{Ref} nennt man systematischen Fehler. Dieser kann durch Bildung eines Korrekturpolynoms der Form

$$f(T_{Pt100}) = T_{Ref} = a \cdot T_{Pt100}^2 + b \cdot T_{Pt100} + c \quad \text{Gl. 3.17}$$

eliminiert werden. Die Berechnung der Standardabweichung von kalibriertem Sensor und dem Referenzwert ergibt den zufälligen Fehler, der als Messfehler erhalten bleibt. Alle in Abbildung 14 eingezeichneten Temperatursensoren wurden für $T = 150 - 250$ °C kalibriert. Nach der Kalibrierung betrug die Standardabweichung der Temperatur $\sigma \pm 0,005$ °C. Bei Berücksichtigung weiterer Unsicherheiten (Unsicherheit des Referenzsensors, Thermische Ankopplung, Alterung) ergab sich die Messunsicherheit der Temperatur von $\pm 0,035$ °C.

Messung der PCM-Temperatur: Die Temperaturmessung des flüssigen PCM mit Pt100-Sensoren erzielte gute Ergebnisse. Die Temperaturmessung von granularem PCM war problematisch: aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des PCMs und kurzen Kontaktzeiten mit dem Sensor während des Transports kann die PCM-Granulattemperatur nur in unbewegten Systemen hinreichend genau gemessen werden. Deshalb wurden der Granulattank und die Förderschnecken durch elektrische Begleitheizungen vor Versuchsbeginn auf die erforderliche Eintrittstemperatur eingestellt. So war die Eintrittstemperatur des PCM annähernd bekannt. Die Austrittstemperatur des PCM wurde nicht gemessen, stattdessen wurde als Austrittstemperatur die Schmelztemperatur $T_S = 221 \pm 1$ °C angenommen. Da während der relevanten Versuchsperioden der SWÜ vollgefüllt war, und stets eine gute Durchmischung des PCM stattfand, ist davon auszugehen dass keine sensible Erwärmung des PCM stattfand.

3.5.4 Durchflussmessung

Wärmeträger: Zur Durchflussmessung wurde ein Ringkolbenzähler (Siemens SITRANS FR) und drei Differenzdruck-Messblenden (Siemens SITRANS FO Delta p) eingesetzt. Im Ringkolbenzähler verursacht die Fluidströmung die Rotation eines Kolbens, der pro Umdrehung ein definiertes Fluidvolumen fördert. Durch die Zählung der Umdrehungen kann der Volumenstrom berechnet werden. Bei der Durchflussmessung mit Messblenden wird der Strömungsquerschnitt durch eine Blende verengt. Vor und nach der Blende wird der Druck gemessen. Aus dem Differenzdruck wird anschließend der Durchfluss berechnet.

An Messstelle F0 (s. Abbildung 14) wurde der Gesamtdurchfluss mit dem Ringkolbenzähler gemessen. Aus wirtschaftlichen Gründen wurden zur Messung der Aufteilung des Durchflusses auf Welle 1, Welle 2 und den Trog an den Messstellen F1, F2 und F3 Messblenden installiert. Mit diesen wurde die Verteilung auf die Einzelstränge gemessen. Mit dem Gesamtdurchfluss und der Verteilung wurde der Durchfluss durch die Einzelstränge berechnet.

PCM: Das Gewicht beider Tanks wurde mit Wägezellen bestimmt. Anhand der Gewichtsänderung der Speichertanks über die Zeit kann der Durchfluss des PCM bestimmt werden.

3.6 Inbetriebnahme

Bei der Inbetriebnahme wurde zuerst die technische Machbarkeit für beide Betriebszustände (Schmelzen und Kristallisieren des PCM im SWÜ) demonstriert. Parallel wurde untersucht, ob Modifikationen am Design der Versuchsanlage notwendig sind. Zusätzlich wurden die geeignetsten Betriebsstrategien ermittelt, sowie die Eignung der Fördertechnik beurteilt. Die Versuchsparameter und Ziele zeigt Tabelle 8.

Tabelle 8: Parameter und Ziele der Inbetriebnahme des Speicherteststandes

Nr. Versuchsart	Eintrittstemperatur Öl	Volumenstrom Öl	Zielstellung des Versuchs (jeweils für Schmelzen und Kristallisieren)
	$T_{\text{Öl, ein}} - ^\circ\text{C}$	$\dot{V}_{\text{Öl}} - \text{m}^3/\text{h}$	
1 Schmelzen	233	3	Optimierung des SWÜ
2 Kristallisieren	211	3	→ Ermittlung Betriebsstrategie Feststellung des erforderlichen Neigungswinkels Test der Fördertechnik und der Begleitheizung

Die Aufteilung der Strömung auf die drei Abschnitte Welle 1, Welle 2 und Trog wurde gemessen. Dabei teilt sich der Gesamtvolumenstrom zu 34,1 % auf Welle 1, zu 31,2% auf Welle 2 und zu 34,7 % auf den Trog auf.

3.6.1 Inbetriebnahme für den Betriebszustand „Speicher beladen“

Optimierung: Eine Förderschnecke (FS3) war als Granulat - Einlass in den SWÜ vorgesehen (in Abbildung 19, links). Um eine bessere Verteilung des PCM auf den Wellen zu ermöglichen, wurde diese durch einen Einlass ersetzt, bei dem das Granulat aus der FS2 direkt in den SWÜ rutscht (s. Abbildung 19, rechts). Das Granulat am Einlass fällt dann in einem breiteren Bereich auf Welle 2 (zur Veranschaulichung s. Anhang D, Abbildung 64).

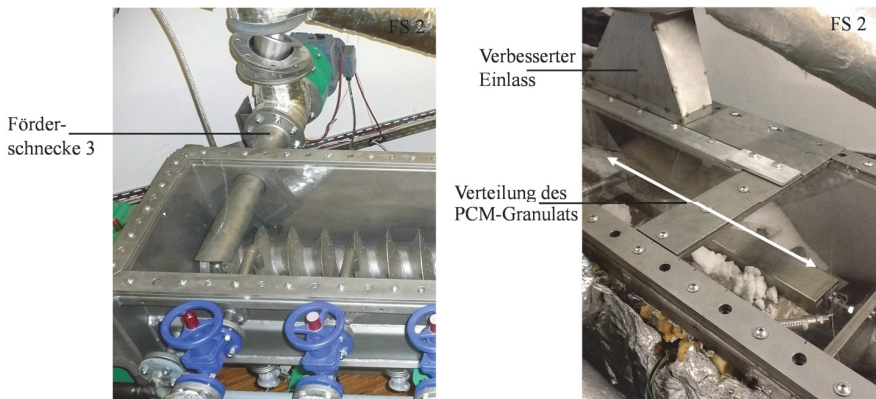


Abbildung 19: Links: Ursprünglich vorgesehener PCM-Granulateinlass mit Förderschnecke 3. Rechts: Verbesserter PCM – Granulateinlass mit breiter Rutsche für das Granulat

Der Auslass des flüssigen PCM wurde an der Unterseite des Trogs realisiert (s. Anhang D, Abbildung 65). Vier Rohrleitungen gewährleisten das Abfließen des flüssigen PCM. Während des Schmelzens ist der Granulatauslass des SWÜ verschlossen.

Betriebsstrategie: Beim Schmelzen wurde das PCM-Granulat in der Standardförderrichtung (Definition s. Abbildung 10) transportiert. Dies führte zu einer Anhäufung des noch nicht geschmolzenen PCM am Ende des SWÜ (s. Abbildung 20).



Abbildung 20: Anhäufung von granulearem PCM am Ende des Schneckenwärmeübertragers während des Schmelzens (rechts im Bild)

Um diese Anhäufung zu vermeiden, muss der Granulateinlassmassenstrom derart an die Drehzahl angepasst werden, dass am Ende das gesamte PCM geschmolzen ist. Wird dies umgesetzt, ist aber die Benetzung der Wellen sehr gering. Um eine hohe Benetzung der Wärmeübertragerfläche zu erreichen, sollte das PCM einen über die Länge möglichst gleichmäßigen und hohen Füllstand haben. Dies kann annähernd durch eine periodische Änderung der Drehrichtung erreicht werden. Bei Beginn einer Anhäufung wird die Förderrichtung geändert. Eine Neigung des SWÜ aus der Horizontalen beim Schmelzen ist nicht erforderlich, um den Abfluss des flüssigen PCM zu gewährleisten. Bei dieser Betriebsstrategie wurde optisch die Benetzung der verfügbaren Wärmeübertragerfläche ermittelt. Da die Benetzung durch die zyklische Links-/Rechtsdrehung der Wellen beim Schmelzen nicht stationär ist, ist die Bestimmung eines mittleren Benetzungsgrad schwierig. Beim Schmelzen scheint es günstig, eine gewisse Menge an flüssigem PCM im Trog zu stauen, um den Kontakt zwischen Welle

und noch nicht geschmolzenem PCM zu verbessern. In den Versuchen wurde ein Füllstand von 50 % der Wellenhöhe angestrebt. Dadurch resultiert eine komplette Benetzung der Wellenunterseite sowie des Trogbodens. Die verbleibende Trogfläche ist zu 20 % benetzt. Die Wellenoberseite ist vor allem unter dem Granulateinlass und am Ende des SWÜ, wo das Granulat durch den Transport angehäuft wird, benetzt (Annahme: 100 % Benetzung). Diese Benetzungsverhältnisse sind schematisch in Abbildung 21 dargestellt. Rechnerisch resultiert aus diesen Überlegungen eine benetzte Gesamtwärmeübertragerfläche von 73% beim Schmelzen. Dabei ist die Welle 1 zu 55%, die Welle 2 zu 80% und der Trog zu 85% benetzt.

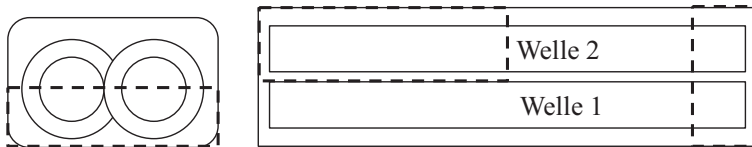


Abbildung 21: Benetzung der Wärmeübertragerfläche beim Schmelzen (Benetzte Bereiche angedeutet durch gestrichelte Linien). Links: Füllstand des flüssigen PCM bei 50 %. Rechts: Die Oberseite der Wellen ist vor allem unter dem Granulateinlass und am Ende des Trogs gut benetzt.

Eignung der Peripherie: Die PCM - Eintrittstemperatur wurde über die elektrischen Begleitheizungen des Granulattanks und der Förderschnecke 2 eingestellt. Eintrittstemperaturen über 200 °C erwiesen sich als problematisch, da vermutlich aufgrund örtlicher Übertemperaturen der Begleitheizung das PCM zu weich wurde und die Förderschnecke blockierte. Soll dieses Prinzip weiter verwendet werden, ist auf eine sehr genaue Regelbarkeit der Begleitbeheizung zu achten, um höhere Eintrittstemperaturen (also näher am Schmelzpunkt) zu ermöglichen.

3.6.2 Inbetriebnahme für den Betriebszustand „Speicher entladen“

Optimierung: Mit dem ursprünglich geplanten Schmelzeinlass (siehe Abbildung 12, rechts) konnte die Wellenoberflächen nicht großflächig benetzt werden. Aus diesem Grund wurde eine Verteilrinne eingebaut, die das flüssige PCM gleichförmig auf beiden Wellen verteilt (s. Abbildung 22, links). Durch eine weitere Optimierung dieses Schmelzeinlasses könnte die Benetzung weiter verbessert werden. Eine technische Möglichkeit, die weiter untersucht werden sollte, ist das feine Versprühen des flüssigen PCM auf den Wellen.



Abbildung 22: Linke Bildhälfte: Verbesserung des Schmelzeinlasses durch Einbau einer Verteilrinne (Zone 1). Rechte Bildhälfte: Auslaufzone im SWÜ zur Erhöhung des kristallisierten Anteils am Auslass (Zone 2). Die Förderrichtung ist im Bild von links nach rechts.

Betriebsstrategie: Den Zustand des PCM beim Kristallisieren sieht man aus zwei Bildern zusammengesetzt in Abbildung 22. Diese Bilder repräsentieren die Aufteilung des SWÜ in zwei Zonen. Links zu sehen ist Zone 1, in der die eintretende Schmelze auf der Wärmeübertrageroberfläche verteilt wird, um eine hohe Benetzung zu erzielen. Rechts ist Zone 2, in der kein PCM mehr einfließt. In diesem Bereich gibt das erst teilweise kristallisierte PCM weiter Wärme ab, damit am Auslass ein möglichst hoher Feststoffanteil erreicht wird. Das PCM am Trogboden kristallisiert teilweise dort, und teilweise an den Flügelspitzen. Die Förderrichtung ist von links nach rechts, der Auslass befindet sich am rechten Ende des Trogs an der Unterseite. Anhand der Versuche konnte festgestellt werden, dass eine Neigung des SWÜ beim Kristallisieren nicht erforderlich ist. Das flüssige PCM wird von bereits kristallisiertem PCM in Zone 2 am Abfließen durch den Granulatauslass gehindert. Zwei Detailaufnahmen der Kristallisation zeigt Anhang D, Abbildung 66.

Die optisch festgestellte Benetzung während des Kristallisierens zeigt schematisch Abbildung 23. Während des Kristallisierens ist der Trogboden vollständig benetzt, die Trogwände sind fast nicht benetzt. Die Benetzung der Wellen wird analog zu den bereits angesprochenen Bereichen in zwei Zonen unterteilt: in Zone 1 läuft flüssiges PCM über die Wellen nach unten; die Benetzung wird hier mit 60 % abgeschätzt. In Zone 2 ist die Benetzung etwas besser mit

70 %, da hier schon mehr PCM teilweise kristallisiert ist, und somit ein höheres Volumen hat. Aus diesen Annahmen resultiert eine Nutzung der gesamten Wärmeübertragerfläche von 60%. Die Welle 1 und 2 ist zu jeweils 65% benetzt und der Trog zu 50%.

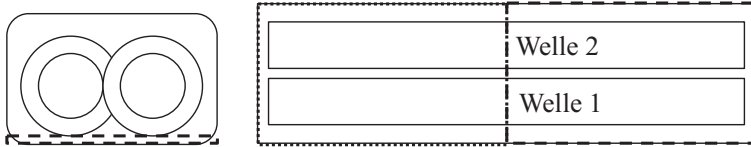


Abbildung 23: Benetzung der Wärmeübertragerfläche beim Kristallisieren, angedeutet durch gestrichelte und gepunktete Linien. Links: Nur der Trogboden ist benetzt; rechts: Zone 1 (gepunktet) hat eine geringfügig schlechtere Benetzung als Zone 2 (gestrichelt)

Eignung der Peripherie: Durch den nach dem SWÜ eingebauten Brecher konnte die Schüttdichte des PCM von ca. 950 kg/m^3 auf ca. 1450 kg/m^3 erhöht werden (s. Anhang D, Abbildung 67). Dies ist vorteilhaft, da höhere Schüttdichten kleinere Tankgrößen erfordern. Das Lagerungsverhalten des PCM im Granulattank war problematisch, da vermehrt Brückenbildungen im Tank zu beobachten waren. Diese mussten durch mechanische Einwirkungen zerstört werden. Um einen sicheren Speicherbetrieb zu gewährleisten, ist in zukünftigen Arbeiten eine detaillierte Untersuchung des Lagerverhaltens notwendig.

3.7 Versuchsergebnisse und Auswertung

Es wird darauf hingewiesen, dass die Berechnung der Kennzahlen (Wärmedurchgangskoeffizienten k sowie Wärmeübergangskoeffizienten α) in diesem Kapitel auf zwei verschiedenen Annahmen zur Größe der Wärmeübertragerfläche beruht. Teilweise erfolgt die Berechnung mit der gesamten nominellen Wärmeübertragerfläche A_{ges} . Die so berechneten Kennzahlen werden mit einem Index ($k_{A_{\text{ges}}}$ bzw. $\alpha_{A_{\text{ges}}}$) gekennzeichnet und werden in dieser Arbeit zur Bestimmung und Bewertung von Einflussparametern auf den Wärmedurchgang sowie zur Überprüfung der in Kapitel 3.6.1 und 3.6.2 ermittelten Annahmen zur Benetzung genutzt. An anderer Stelle werden die Kennzahlen unter Annahme der während der Versuche beobachteten Benetzung durchgeführt, k und α haben dann keinen auf die Fläche bezogenen Index.

Diese Werte werden für Vergleiche mit anderen Wärmeträgern sowie für Aussagen zur möglichen Wärmeleistung in anderen SWÜ-Geometrien genutzt.

3.7.1 Bestimmung der Wärmedurchgangskoeffizienten k

Die zur Ermittlung der Wärmedurchgangskoeffizienten k durchgeführten Versuche und deren Parameter werden in Tabelle 9 gezeigt.

Tabelle 9: Parameter und Ziele der Versuche zur Bestimmung der mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten k des Schneckenwärmeträgers beim Schmelzen und Kristallisieren

Nr.	Versuchsart	Log. Temperatur- differenz PCM-Öl $\Delta T_{\text{PCM-Öl}}$ - °C	Volumen- strom Öl $\dot{V}_{\text{Öl}}$ - m ³ /h	Drehzahl Welle 1 n_w - 1/min	Ziel der Versuche
1	Schmelzen	9	10,2	1,4	Bestimmung Wärmedurchgangskoeffizient $k_{\text{SWÜ,s}}$ Nachweis Wiederholbarkeit
		8	10	1,4	
2	Kristallisieren	10	11,2	0,7	Bestimmung Wärmedurchgangskoeffizient $k_{\text{SWÜ,k}}$ Nachweis Wiederholbarkeit
		9,7	11,1	0,7	
3	Kristallisieren	7,2	2,5	0,7	Einfluss des Thermalöl-Massenstroms auf Wärmedurchgangskoeffizient $k_{\text{SWÜ,k}}$
		9,8	6	0,7	
		9,7	11,1	0,7	
4	Kristallisieren	9,8	11	0,4	Einfluss der Drehzahl auf Wärmedurchgangskoeffizient $k_{\text{SWÜ,k}}$
		9,7	11,1	0,7	
		9,8	11,2	1,4	

3.7.1.1 Experimentelle Bestimmung der mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten $k_{\text{SWÜ,s}}$ und $k_{\text{SWÜ,k}}$

In Versuchen wurden die Wärmedurchgangskoeffizienten beim Schmelzen $k_{\text{SWÜ,s}}$ und Kristallisieren $k_{\text{SWÜ,k}}$ bestimmt, sowie deren Wiederholbarkeit bestätigt. Dies entspricht Versuch 1 und 2 nach dem Versuchsplan in Tabelle 9.

Speicher beladen: In Abbildung 24 ist der Verlauf eines **Schmelzversuchs** dargestellt. Direkt vor Versuchsbeginn wurden die Wärmeverluste \dot{Q}_V ermittelt. Ab ca. 16:15 wurde PCM-Granulat in den SWÜ gefördert; die Masse im Granulattank sank. Im SWÜ wurde PCM geschmolzen; der vom Öl abgegebene Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Öl}}$ stieg. Da PCM erforderlich ist um den SWÜ zu füllen, beginnt um 16:22 etwas zeitverzögert die Masse an flüssigem PCM im

Tank zu steigen. Ab ca. 16:42 begann eine Periode mit annähernd konstanten Versuchsbedingungen. Für den angegebenen Auswertzeitraum wurde $k_{SWÜ,s}$ bestimmt. Ab ca. 17:00 war der Granulatbehälter leer, der Versuch endete, $\dot{Q}_{Öl}$ sank wieder. Der Endwert der Masse an flüssigem PCM war geringer als der Startwert der Masse an PCM-Granulat, da PCM im SWÜ zurückblieb.

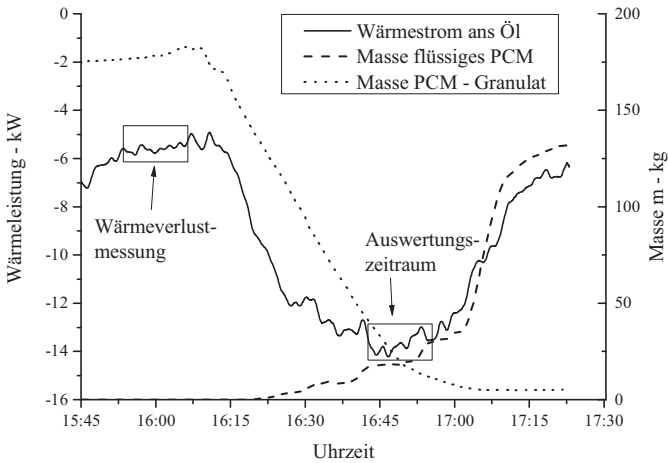


Abbildung 24: Schmelzen des PCM im Schneckenwärmeübertrager: Verlauf des Wärmestroms und der PCM-Massen in den Tanks

Die Auswertung der Versuche ergibt Wärmedurchgangskoeffizienten (bezogen auf die gesamte nominelle Wärmeübertragerfläche $A_{SWÜ,ges} = 4,6 \text{ m}^2$) in Höhe von $k_{SWÜ,s(Ages)} = 225 - 226 \text{ W/m}^2\text{K}$ (berechnet nach Gl. 3.6). Die Versuchsrandbedingungen und -ergebnisse zeigt Tabelle 10. Der Benetzungsgrad der Wärmeübertragerfläche war während der Schmelzversuche ca. 73% (s. Kapitel 3.6.1). Wird die Berechnung mit dieser Annahme durchgeführt beträgt $k_{SWÜ,s} = 308 \pm 41,2 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Tabelle 10: Versuchsbedingungen und -ergebnisse von zwei Schmelzversuchen, unter gleichen Bedingungen durchgeführt, um die Wiederholbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen

Drehzahl SWÜ Welle 1	Temperatur PCM ein	Volumen- strom Öl	Temperatur- differenz PCM/Öl	Übertragene thermische Leistung Öl	Unsicherheit Leistung Öl	Wärmedurchgangs- koeffizient	Unsicher- heit
$n_W - 1/\text{min}$	$T_{\text{PCM,ein}} - ^\circ\text{C}$	$\dot{V}_{\text{Öl}} - \text{m}^3/\text{h}$	$\Delta T_{\text{PCM-Öl}} - \text{K}$	$\dot{Q}_{\text{Üb}} - \text{kW}_{\text{th}}$		$k_{\text{SWÜ,s(Ages)}} - \text{W}/\text{m}^2\text{K}$	$k_{\text{SWÜ,s(Ages)}}$
1,4	195	10,2	9,0	-9,3	$\pm 8,6\%$	226	$\pm 14,4\%$
1,4	194	10,0	8,0	-8,3	$\pm 9,6\%$	225	$\pm 16,2\%$

Speicher entladen: In Abbildung 25 ist der Verlauf eines **Kristallisations**versuches dargestellt. Vor Versuchsbeginn wurde der Wärmeverluststrom \dot{Q}_V ermittelt. Sobald flüssiges PCM in den SWÜ gefördert wurde, stieg die Wärmeaufnahme $\dot{Q}_{\text{Öl}}$ im Öl. Die Auswertung erfolgte in einer Periode mit annähernd konstanten Bedingungen und der höchsten Wärmeleistung. Die berechneten Werte des Wärmedurchgangskoeffizienten (bezogen auf die gesamte nominale Wärmeübertragungsfläche) sind $k_{\text{SWÜ,k(Ages)}} = 118 - 135 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$, die zugehörigen Versuchsbedingungen und -ergebnisse zeigt Tabelle 11. Der in Kapitel 3.6.2 ermittelte Benetzungsgrad der Wärmeübertragerfläche beim Kristallisieren betrug 60 %. Wird dies bei der Auswertung berücksichtigt, ist $k_{\text{SWÜ,k}} = 211 \pm 25 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$.

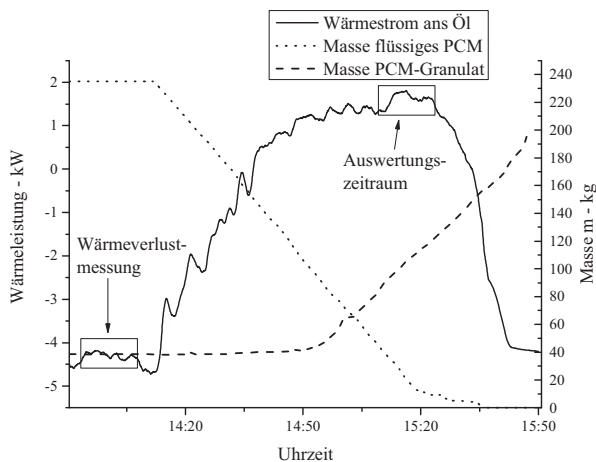


Abbildung 25: Kristallisieren des PCM im Schneckenwärmeübertrager: Verlauf der übertragenen Leistung und der PCM-Massen in den Tanks

Tabelle 11: Versuchsbedingungen und -ergebnisse der durchgeführten Kristallisationsversuche bei gleichen Bedingungen

Drehzahl SWÜ Welle 1	Temperatur PCM ein	Volumen- strom Öl	Temperatur- differenz PCM/Öl	Übertragene thermische Leistung Öl	Unsicherheit Leistung Öl	Wärmedurchgangs- koeffizient	Unsicher- heit
$n_W - 1/\text{min}$	$T_{\text{PCM,ein}} - ^\circ\text{C}$	$\dot{V}_{\text{Öl}} - \text{m}^3/\text{h}$	$\Delta T_{\text{PCM-Öl}} - \text{K}$	$\dot{Q}_{\text{Üb}} - \text{kW}_{\text{th}}$		$k_{\text{SWÜ,k(Ages)}} - \text{W}/\text{m}^2\text{K}$	$k_{\text{SWÜ,k(Ages)}}$
0,7	240	11,2	10,0	5,5	$\pm 11,2\%$	118	$\pm 15,3\%$
0,7	229	11,1	9,7	6,1	$\pm 10,1\%$	135	$\pm 14,3\%$

Generell ist $k_{\text{SWÜ,k}}$ bei der Kristallisation wesentlich geringer als der Wärmedurchgangskoeffizient beim Schmelzen. Der Grund hierfür ist die beim Kristallisieren entstehende PCM-Schicht auf der Wärmeübertragerfläche, die als zusätzlicher Wärmewiderstand wirkt. Die Abreinigung von Teilen dieser PCM-Schicht erfolgt durch die eng ineinander kämmenden Schneckenflügel. Sie kann theoretisch in zwei Schichten unterteilt werden (s. Abbildung 26): Die PCM-Schicht 1 wächst auf dem Schneckenflügel auf, bis sie die Dicke des halben Spaltabstandes zwischen den Flügeln $s_{\text{PCM},1} = s_{\text{F-F}}/2$ erreicht hat. Auf diese Schicht wächst dann zusätzlich eine temporäre PCM-Schicht $s_{\text{PCM,temp}}$ auf. Diese wird nach jeder Umdrehung der Wellen abgeschabt. In manchen Fällen werden zusätzlich Teile der PCM-Schicht $s_{\text{PCM},1}$ gelöst. Aus Versuchsbeobachtungen kann keine Regelmäßigkeit abgeleitet werden, wann sich Teile von $s_{\text{PCM},1}$ zusätzlich lösen. Die quantitative Bestimmung einer mittleren Schichtdicke s_{PCM} (beinhaltet $s_{\text{PCM},1}$ und $s_{\text{PCM,temp}}$) ist aufgrund des beschriebenen instationären Verhaltens durch Beobachtungen der Versuche nicht möglich.

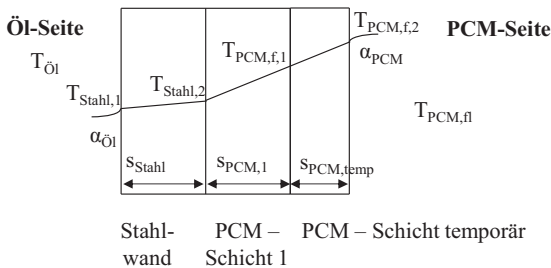


Abbildung 26: Aufbau der Schichten zwischen PCM und Öl, die beim Kristallisieren den Wärmedurchgang hemmen.

Für eine Verbesserung des Wärmeübergangs beim Kristallisieren, ergibt sich direkt die Anforderung, den Spaltabstand und damit die mittlere Schichtdicke zu minimieren.

Fazit: Der mittlere Wärmedurchgangskoeffizient bezogen auf die nominelle Wärmeübertragungsfläche beträgt beim Schmelzen $k_{SWÜ,s(Ages)} = 225 - 226 \text{ W/m}^2\text{K}$ und beim Kristallisieren $k_{SWÜ,k(Ages)} = 118 - 135 \text{ W/m}^2\text{K}$. Bei Berücksichtigung der Benetzung während des Versuchs wird $k_{SWÜ,s} = 308 \text{ W/m}^2\text{K}$ und $k_{SWÜ,k} = 211 \text{ W/m}^2\text{K}$ erreicht. Wird bei diesen Wärmedurchgangskoeffizienten die Benetzung im SWÜ durch konstruktive Maßnahmen auf 100% gesteigert, könnte im SWÜ-Prototyp beim Schmelzen eine Leistung von $\dot{Q}_s = 14,2 \text{ kW}$ übertragen werden, beim Kristallisieren $\dot{Q}_k = 9,7 \text{ kW}$. Der Wärmedurchgang beim Kristallisieren ist generell schlechter, da die entstehende PCM-Schicht als zusätzlicher Wärmewiderstand wirkt. Durch eine Verkleinerung des Spalts zwischen den Flügeln sowie den Flügeln und dem Trog könnte der Wärmedurchgang beim Kristallisieren erhöht werden.

3.7.1.2 Experimentelle Bestimmung der Wärmedurchgangskoeffizienten für Welle 1, Welle 2 und Trog

Anhand der Messergebnisse für die separat durchströmten Komponenten Welle 1, Welle 2 und den Trog wurden mit Gl. 3.1, Gl. 3.4 und Gl. 3.6 die Wärmedurchgangskoeffizienten $k_{W1(Ages)}$, $k_{W2(Ages)}$ und $k_{T(Ages)}$, bezogen auf die gesamte Wärmeübertragungsfläche, berechnet. Das Ziel war die Ermittlung möglicher Unterschiede im Wärmedurchgang der Komponenten sowie deren Interpretation, um mögliche Optimierungspotentiale abzuschätzen.

Speicher beladen: Die ermittelten Wärmedurchgangskoeffizienten beim **Schmelzen** $k_{W1,s(Ages)}$, $k_{W2,s(Ages)}$ und $k_{T,s(Ages)}$ werden in Abbildung 27 dargestellt. $k_{W2,s(Ages)}$ ist deutlich höher als $k_{W1,s(Ages)}$. Dies kann auf die Verteilung des Granulats im SWÜ zurückgeführt werden. Der Granulateinlass befand sich direkt über Welle 2, dadurch war diese besser mit PCM benetzt. Um den Wärmedurchgang zu verbessern, sollte der Granulateinlass eine gleichmäßige Verteilung des PCM auf allen Wellen ermöglichen. Das PCM-Granulat sollte außerdem über die gesamte Länge des SWÜ verteilt werden. In den durchgeführten Versuchen wurde

das Granulat nur auf 50 % der Welle 2 verteilt (s. Abbildung 21). Zusätzlich zu einer besseren Verteilung des PCM-Granulats am Einlass sollte generell die Regelung des Eintrittsmassenstroms derart optimiert werden, dass der Füllungsgrad des SWÜ mit PCM - Granulat maximal ist, um die gesamte Benetzung zu verbessern.

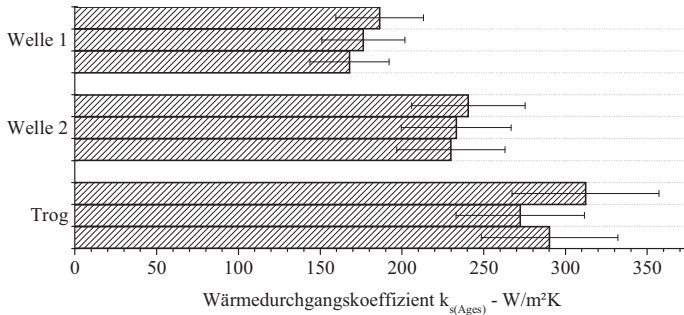


Abbildung 27: Durch drei Messungen ermittelte Wärmedurchgangskoeffizienten der Welle 1 $k_{W1,s(Ages)}$, Welle 2 $k_{W2,s(Ages)}$ und des Trogs $k_{T,s(Ages)}$ beim Schmelzen, bezogen auf die gesamten Wärmeübertragerfläche der jeweiligen Komponente.

Abbildung 28 zeigt die unter Berücksichtigung der Benetzung berechneten $k_{W1,s}$, $k_{W2,s}$ und $k_{T,s}$. $k_{W1,s}$, $k_{W2,s}$ und $k_{T,s}$ haben nun ähnlich hohe Werte im Bereich von $k_s = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$, woraus sich schließen lässt, dass die in Kapitel 3.6.1 ermittelten Benetzungsgrade plausibel sind.

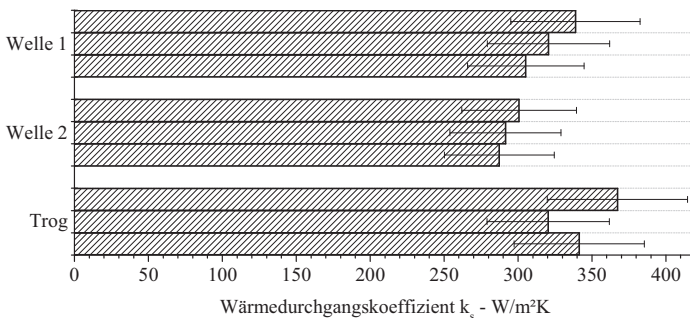


Abbildung 28: Durch Messungen ermittelte Wärmedurchgangskoeffizienten $k_{W1,s}$, $k_{W2,s}$ und $k_{T,s}$ beim Schmelzen, bei 55% Benetzung der Welle 1, 80% bei Welle 2 und 85 % beim Trog.

Speicher entladen: Für das **Kristallisieren** sind $k_{W1,k(Ages)}$, $k_{W2,k(Ages)}$ und $k_{T,k(Ages)}$ in Abbildung 29 dargestellt. Aufgrund des zusätzlichen Wärmewiderstands durch die auskristallisierende PCM-Schicht sind die Werte geringer als beim Schmelzen. Man erkennt, dass die Benetzung der Welle 1 und der Welle 2 ähnlich hoch war. Dies deckt sich mit den Annahmen aus Kapitel 3.6.2. Das Schmelzeeinlasssystem erzeugt also eine gleichmäßige Verteilung des flüssigen PCM auf beiden Wellen.

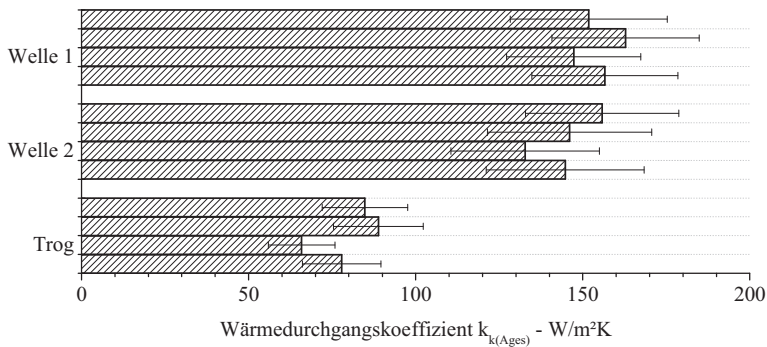


Abbildung 29: Durch Messungen ermittelte Wärmedurchgangskoeffizienten der Welle 1 $k_{W1,k(Ages)}$, Welle 2 $k_{W2,k(Ages)}$ und des Trogs $k_{T,k(Ages)}$ beim Kristallisieren, bezogen auf die gesamte Wärmeübertragerfläche der jeweiligen Komponente.

Betrachtet man in Abbildung 30 $k_{W1,k}$, $k_{W2,k}$ und $k_{T,k}$, bei denen die in Kapitel 3.6.2 ermittelte Benetzung berücksichtigt ist, erkennt man, dass der Wärmedurchgangskoeffizient am Trog geringer ist als an den Wellen. Dies liegt einerseits daran, dass die „beständige“ PCM-Schicht der Dicke $s_{PCM,1}$ (s. Abbildung 26) an den Wellen dünner ist als am Trog (aufgrund des geringeren Spaltabstandes (s. Anhang, C, Tabelle 43)), und andererseits daran, dass die Abreinigung an den Flügeln effektiver war als am Trog, da an den Flügeln die Schicht teilweise komplett (d.h. $s_{PCM,1}$ und $s_{PCM,temp}$) abgetragen wird. Die Schicht am Trog hingegen war konstant vorhanden. Der Wärmedurchgang kann durch eine Verringerung der Dicke der PCM-Schicht erhöht werden. Die genaue Kenntnis der Dicke der entstehenden PCM-Schicht ist erforderlich, um mögliches Verbesserungspotential zu quantifizieren (weitere Überlegungen hierzu s. Kapitel 3.8).

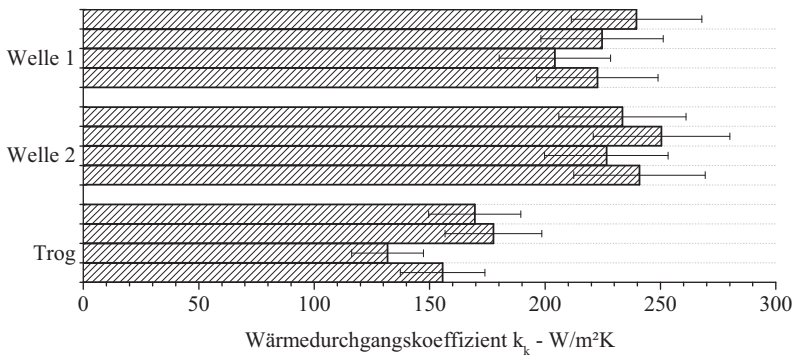


Abbildung 30: Durch Messungen ermittelte Werte für die Wärmedurchgangskoeffizienten $k_{W1,k}$, $k_{W2,k}$ und $k_{T,k}$ beim Kristallisieren bei 65% Benetzung von Welle 1 und Welle 2 und 50 % beim Trog.

Fazit: Beim Schmelzen ist die Benetzung der Wärmeübertragerfläche an den Wellen schlechter als am Trog. Die Benetzung kann durch eine gleichmäßigere und großflächigere Verteilung des PCM am Granulateinlass und höherem Granulatfüllstand während der Versuche verbessert werden. Die Plausibilität der in Kapitel 3.6.1 und 3.6.2 ermittelten Benetzungen wurde bestätigt. Beim Kristallisieren führt der größere Spalt zwischen Trog und Flügel zu einem schlechteren Wärmedurchgang am Trog als an den Wellen. Durch Verkleinerung des Spaltes kann der Wärmedurchgang sowohl für die Wellen als auch den Trog erhöht werden.

3.7.1.3 Vergleich der mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten mit Referenzwerten aus der Literatur

Zur Bewertung der mit dem SWÜ erzielten Wärmedurchgangskoeffizienten wurden aus veröffentlichten Messdaten [Bayon, et al. 2010] die Wärmedurchgangskoeffizienten eines Rippenrohr-Latentwärmespeichers (Konzeptdarstellung s. Abbildung 2, links) berechnet. Eine Gegenüberstellung der Werte zeigt Tabelle 12. Für das Rippenrohrkonzept kann mit den zur Verfügung stehenden Daten keine Aussage zur Genauigkeit oder Wiederholbarkeit der Ergebnisse getroffen werden.

Tabelle 12: Vergleich der experimentell bestimmten mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten beim Schmelzen und Kristallisieren des Latentwärmespeichers mit Schneckenwärmeübertrager mit den aus veröffentlichten Messdaten berechneten Wärmedurchgangskoeffizienten eines Rippenrohrspeichers

		Wärmedurchgangskoeffizient Beladen (PCM schmelzen)		Wärmedurchgangskoeffizient Entladen (PCM kristallisieren)	
		k_s - W/m ² K		k_k - W/m ² K	
Auswertung nach Versuchsdauer von:		15 min	30 min	15 min	30 min
ISE	SWÜ (Annahme $A_{SWÜ,ges} = 4,6 \text{ m}^2$)	225 ± 34		136 ± 18	
	SWÜ (Annahme $A_{SWÜ} = 3,3 / 2,76 \text{ m}^2$)	308 ± 41		211 ± 25	
CIEMAT	Rippenrohrkonzept	383		150	80

Der Wärmedurchgangskoeffizient k_s des Rippenrohrspeichers während der **Speicherbeladung** ist absolut höher als der des SWÜ $k_{SWÜ,s}$. Bei Berücksichtigung der realen Benetzungsverhältnisse im SWÜ liegt jedoch das obere Ende des Fehlerbereichs des Wärmedurchgangskoeffizienten $k_{SWÜ,s}$ sehr nahe bei k_s des Rippenrohrspeichers, dessen Fehlerbereich nicht bekannt ist.

Bei der **Speicherentladung** nimmt die Leistung des Rippenrohrspeichers mit der Zeit ab: nach 15 Minuten beträgt $k_k = 150 \text{ W/m}^2\text{K}$; weitere 15 Minuten später hat sich k_k annähernd halbiert. Dies liegt an der stetig wachsenden PCM-Schicht, die beim Entladen im zeitlichen Verlauf den Wärmewiderstand erhöht. Im SWÜ kann eine konstante Leistung übertragen werden, da durch die Selbstreinigung die mittlere Dicke der PCM-Schicht konstant bleibt.

Fazit: Der Latentwärmespeicher mit SWÜ ist vorteilhaft gegenüber einem Rippenrohrspeicher, da im SWÜ konstante Wärmeleistungen beim Schmelzen und Kristallisieren übertragen werden können. Im direkten Vergleich sieht man, dass eine Berücksichtigung der ermittelten Benetzung im SWÜ beim Schmelzen einen Wärmedurchgangskoeffizienten in ähnlicher Größe wie den des Rippenrohrspeichers ergibt. Beim Kristallisieren ist k_k im SWÜ höher, da durch die Selbstreinigung der Wärmeübergang verbessert wird.

3.7.1.4 Einfluss der Drehzahl auf die Wärmedurchgangskoeffizienten $k_{SWÜ,s(Ages)}$ und $k_{SWÜ,k(Ages)}$

In weiteren Versuchen wurde der Einfluss der Wellendrehzahl auf k analysiert (s. Tabelle 9, Versuche 3 und 4). Zunächst soll ausgeschlossen werden, dass aufgrund eines zu geringen Öl-Volumenstroms $\dot{V}_{Öl}$ der Wärmeübergangskoeffizient auf der Öl-Seite $\alpha_{Öl}$ so gering ist, dass er den Haupt – Wärmewiderstand bildet. Ab einer bestimmten Höhe von $\alpha_{Öl}$ ist der Einfluss auf $k_{SWÜ}$ ausreichend gering. In Versuchen soll sichergestellt werden, dass eine Unabhängigkeit von $\alpha_{Öl}$ vorliegt, um anschließend bei einer Variation der Drehzahl sicher zu sein, dass ein möglicher Effekt überhaupt sichtbar wird. Dafür wurden Kristallisationsversuche mit verschiedenen Ölvolumenströmen $\dot{V}_{Öl}$ durchgeführt. Die konstanten Werte für $k_{SWÜ,k(Ages)}$ zeigen, dass im getesteten Parameterbereich $\dot{V}_{Öl}$ ausreichend hoch ist (s.Tabelle 13): $k_{SWÜ,k(Ages)}$ ändert sich nicht maßgeblich.

Tabelle 13: Kristallisationsversuche mit verändertem Volumenstrom $\dot{V}_{Öl}$ zur Untersuchung des Einflusses von $\dot{V}_{Öl}$ auf $k_{SWÜ,k(Ages)}$

Drehzahl SWÜ Welle 1	Temperatur PCM ein	Volumen- strom Öl	Temperatur- differenz PCM/Öl	Übertragene thermische Leistung Öl	Unsicherheit Leistung Öl	Wärmedurchgangs- koeffizient	Unsicher- heit $k_{SWÜ,k(Ages)}$
$n_W - 1/\text{min}$	$T_{PCM,ein} - ^\circ\text{C}$	$\dot{V}_{Öl} - \text{m}^3/\text{h}$	$\Delta T_{PCM-Öl} - \text{K}$	$\dot{Q}_{Öl} - \text{kW}_{th}$		$k_{SWÜ,k(Ages)} - \text{W}/\text{m}^2\text{K}$	
0,7	234	2,5	7,2	4,4	$\pm 7,2\%$	134	$\pm 12,8\%$
0,7	230	6,0	9,8	5,3	$\pm 7,6\%$	120	$\pm 13\%$
0,7	229	11,1	9,7	6,1	$\pm 10,1\%$	135	$\pm 14,3\%$

Es ist anzunehmen, dass eine Veränderung der Drehzahl n_W im SWÜ einen Einfluss auf den Wärmedurchgang hat. Die Geschwindigkeit, mit der sich die Schneckenflügel selbst reinigen, erhöht sich bei einer Steigerung von n_W . Dadurch sinkt die mittlere PCM-Schichtdicke und damit der Wärmewiderstand. Gleichzeitig erhöht sich mit n_W der Durchmischungsgrad im SWÜ. Beides kann sich in einer Erhöhung des Wärmedurchgangs auswirken. Dies wurde in Kristallisationsversuchen mit variiert Drehzahl untersucht.

Tabelle 14: Kristallisationsversuche zur Untersuchung des Einflusses einer Variation der Drehzahl n_W auf

 $k_{SWÜ,k(Ages)}$

Drehzahl SWÜ Welle 1	Temperatur PCM ein	Volumen- strom Öl	Temperatur- differenz PCM/Öl	Übertragene thermische Leistung Öl	Unsicherheit Leistung Öl	Wärmedurchgangs- koeffizient	Unsicher- heit $k_{SWÜ,k(Ages)}$
$n_W - 1/\text{min}$	$T_{PCM,ein} - ^\circ\text{C}$	$\dot{V}_{\text{Öl}} - \text{m}^3/\text{h}$	$\Delta T_{PCM-\text{Öl}} - \text{K}$	$\dot{Q}_{\text{Üb}} - \text{kW}_{\text{th}}$		$k_{SWÜ,k(Ages)} - \text{W}/\text{m}^2\text{K}$	
0,4	233	11,0	9,8	5,9	$\pm 10,8\%$	129	$\pm 15,1\%$
0,7	229	11,1	9,7	6,1	$\pm 10,1\%$	135	$\pm 14,3\%$
1,4	235	11,2	9,8	6,1	$\pm 10,2\%$	134	$\pm 14,7\%$

Es konnte kein signifikanter Einfluss der Drehzahl n_W auf $k_{SWÜ,k(Ages)}$ festgestellt werden (s. Tabelle 14). Dies kann darauf hindeuten, dass generell kein Einfluss der Drehzahl auf $k_{SWÜ,k(Ages)}$ besteht. Wahrscheinlicher ist jedoch, dass er in der untersuchten Variationsbreite ($n_W = 0,4 - 1,4 \text{ U/min}$) nicht festgestellt werden konnte.

Die Drehzahl im SWÜ ist kein unabhängiger Parameter; sie hängt von verschiedenen Einflussgrößen ab. Eine Bedingung für den Speicherbetrieb ist die Forderung, dass das PCM am Auslass des SWÜ möglichst vollständig kristallisiert ist. Ansonsten kann es zu Problemen bei der Lagerung (Verbacken des PCM im Granulattank) kommen. Außerdem wird die gespeicherte Energie nur unvollständigen genutzt. Ob eine vollständige Kristallisation gelingt hängt von den Stoffeigenschaften des PCM (besonders Δh_{PW}), vom Wärmedurchgang im SWÜ $k_{SWÜ}$, dem Füllungsgrad im SWÜ $\varphi_{SWÜ}$, der Geometrie des SWÜ (Länge, Wärmeübertragerfläche) und der Drehzahl n_W ab. Die erforderliche Drehzahl muss also in Abhängigkeit dieser Parameter gewählt werden: $n_W = f(\Delta h_{PW}, k_{SWÜ}, \varphi_{SWÜ}, \text{SWÜ-Geometrie})$. Aus diesem Grund wurde in den Laborversuchen kein größerer Drehzahlbereich getestet.

Fazit: Es wurde nachgewiesen, dass die Höhe der Werte für $k_{SWÜ,s}$ und $k_{SWÜ,k}$ vom Ölvolu-
menstrom $\dot{V}_{\text{Öl}}$ unabhängig sind. So konnte die Gültigkeit der Messwerte bestätigt werden. Ein
Zusammenhang von $k_{SWÜ,s}$ und $k_{SWÜ,k}$ mit der Drehzahl konnte nicht ermittelt werden, ob-
wohl eine Erhöhung des Wärmeübergangs bei einer Erhöhung der Drehzahl sehr wahrschein-
lich ist. Um zu überprüfen, ob dieser Zusammenhang in einem größeren Drehzahlbereich
nachweisbar ist, sind weitere Untersuchungen erforderlich.

3.7.2 Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten α_{W1} , α_{W2} und α_T

3.7.2.1 Parameter und Annahmen für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten

Anhand der Messergebnisse für die separat durchströmten Komponenten Welle 1, Welle 2 und den Trog wurden durch Einsetzen von Gl. 3.10 beziehungsweise Gl. 3.16 (erweitert durch Gl. 3.11 - Gl. 3.14) in Gl. 3.9 die Wärmeübergangskoeffizienten α_{W1} , α_{W2} und α_T bestimmt. Die genaue Vorgehensweise der rechnerischen Bestimmung wird in Kapitel 3.7.2.2 erläutert. Die für diese Berechnung verwendeten Parameter zeigt Tabelle 15.

Tabelle 15: Parameter zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten [VDI Heat Atlas 2010, Tufeu, et al. 1985]

PCM			
Wärmeleitfähigkeit @ 200 °C	λ_{PCM}	0,45	W/mK
Stahl			
Wärmeleitfähigkeit @ 210°C	λ_{Stahl}	18,1	W/mK
Wärmeleitfähigkeit @ 240°C	λ_{Stahl}	18,4	W/mK
Wandstärke Welle	t_W	0,006	m
Wandstärke Flügel	t_F	0,004	m
Wandstärke Trog	t_T	0,004	m
Wärmeübertragerflächen			
Welle	A_W	0,2	m ²
Flügel	A_F	1,4	m ²
Trog	A_T	1,4	m ²

Annahmen zum öseitigen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{\delta 1}$: Für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten auf der PCM-Seite ist die Kenntnis der Werte für $\alpha_{\delta 1}$ notwendig. Da $\alpha_{\delta 1}$ an der Versuchsanlage nicht bestimmt werden kann, wurden $\alpha_{\delta 1,s}$ und $\alpha_{\delta 1,k}$ mit gängigen Korrelationen berechnet (s. Tabelle 16). Aufgrund des Aufbaus der realen Anlage mit starken Strömungsumlenkungen am Eintritt und zwischen Ringspalt und Schneckenflügel ist anzunehmen, dass die Werte für $\alpha_{\delta 1}$ eher unterschätzt werden. Der Einfluss dieser Unsicherheit wird in Kapitel 3.7.2.3 diskutiert.

Tabelle 16: Berechnete Werte für die Wärmeübergangskoeffizienten im Thermalöl α_{01}

	Wärmeübergangskoeffizienten ölseitig α_{01} - W/m ² K		
	Flügel	Ringspalt	Trog
Kristallisieren	1094	417	826
Schmelzen	1100	404	755
Korrelation nach VDI Wärmeatlas 2010	Wärmeübertragung bei Strömung durch Rohrwendeln, G3	Wärmeübertragung im konzentrischen Ringspalt und im ebenen Spalt, G2	

Annahmen zum PCM-seitigen Wärmeübergangskoeffizienten: Um mit den oben genannten Gleichungen den Wärmeübergangskoeffizienten α zu ermitteln, muss zusätzlich zu den Parametern aus Tabelle 15 die Gesamtdicke der PCM-Schicht s_{PCM} bekannt sein. Beim **Schmelzen** wurden α_{W1} , α_{W2} und α_T mit der Annahme $s_{PCM} = 0$ berechnet. Das flüssige PCM bildet kein Hindernis für das im SWÜ befindliche feste PCM; dieses kann aufgrund der Durchmischung guten Kontakt mit der Wärmeübertragerfläche aufbauen. Aus diesem Grund wird s_{PCM} bei der Berechnung vernachlässigt.

Beim **Kristallisieren** bildet die PCM-Schicht einen zusätzlichen Wärmewiderstand. Wie schon in Kapitel 3.7.1.1 beschrieben, kann während des Kristallisierens aufgrund des instationären Abschabeverhaltens die Gesamtdicke der PCM-Schicht s_{PCM} (theoretisch zusammengesetzt aus $s_{PCM,1}$ und $s_{PCM,temp}$, s. Abbildung 26) nicht quantitativ aus den Versuchen ermittelt werden. Variiert jedoch die Schichtdicke, so ändert sich das Verhältnis des Wärmewiderstands durch Leitung in den sich bildenden PCM-Schichten $R_{PCM,1,leit}$ und $R_{PCM,temp,leit}$ zum Wärmewiderstand beim Übergang von flüssigem PCM auf festes PCM $R_{PCM,konv}$ (d.h. die in Abbildung 31, links eingezeichneten gestrichelten Linien verschieben sich). In Abbildung 31, links ist für diesen theoretischen Fall ein möglicher Temperaturverlauf während des Wärmeübergangs und die entstehenden Wärmewiderstände eingezeichnet. Da allerdings weder $s_{PCM,1}$, $s_{PCM,temp}$ noch α_{PCM} bekannt sind, ist nicht bekannt, welchen Anteil am experimentell ermittelten Gesamtwärmewiderstand die Widerstände $R_{PCM,1,leit}$, $R_{PCM,temp,leit}$ und $R_{PCM,konv}$ haben. Darüber hinaus ist die Wärmeleitfähigkeit des PCM unsicherheitsbehaftet. Literaturwerte schwanken zwischen $\lambda_f = 0,39 - 0,7$ W/mK [Bauer 2006, Bauer, Laing und Tamme 2010, Pincemin, et al. 2008, Tufeu, et al. 1985]. Um trotzdem eine Auswertung des Wärmeüber-

gangs beim Kristallisieren zu ermöglichen, werden die drei Wärmewiderstände zu einem Gesamtwiderstand R_{PCM} zusammengefasst:

$$R_{PCM} = R_{PCM,1,leit} + R_{PCM,temp,leit} + R_{PCM,konv} \quad \text{Gl. 3.18}$$

Dies erfolgt in Analogie zu anderen Vorgängen, wie z.B. der Filmkondensation, bei der ebenfalls nur ein α für die Kondensation (zusammengesetzt aus dem konvektiven Wärmeübergang und der Wärmeleitung durch den Kondensatfilm) berechnet wird. Den resultierenden Temperaturverlauf und Wärmewiderstand für diesen Fall zeigt Abbildung 31, rechts.

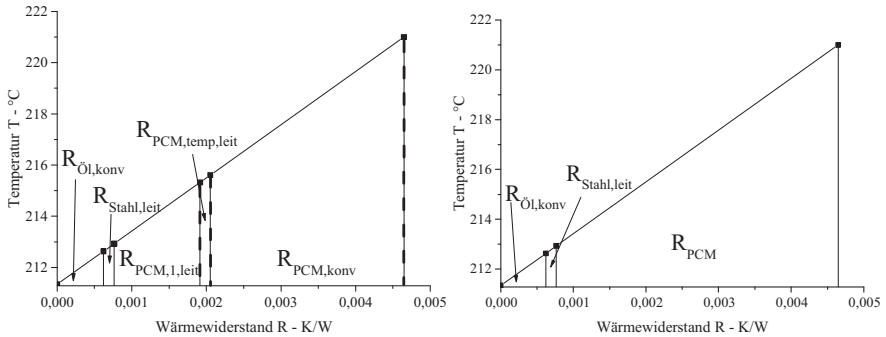


Abbildung 31: Temperaturverlauf beim Kristallisieren mit den zugehörigen Wärmewiderständen in den Schichten. Links: Wärmewiderstände mit theoretischer Aufteilung in zwei Schichten im PCM und einem konvektiven Wärmewiderstand. Rechts: Zusammenfassung der Wärmewiderstände im PCM zu einem Gesamtwiderstand R_{PCM}

3.7.2.2 Vorgehensweise bei der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{W1,s}$ (analog für $\alpha_{W2,s}$) beim **Schmelzen** erfolgt durch Einsetzen von Gl. 3.10 (erweitert durch Gl. 3.11 - Gl. 3.14) in Gl. 3.9 und anschließendes Umstellen nach $\alpha_{W1,s}$. Der Wärmewiderstand durch eine PCM-Schicht wird vernachlässigt, die Gleichung vereinfacht sich zu:

$$\alpha_{W1,s} = \frac{1}{\left(\frac{\Delta T_{PCM-\bar{0}l}}{\dot{Q}_{\bar{u}b,W1}} - \left(\frac{s_{Stahl,W} \cdot s_{Stahl,F}}{\lambda_{Stahl}(s_{Stahl,W} \cdot A_F + s_{Stahl,F} \cdot A_W)} + \frac{1}{\alpha_{\bar{0}l,W} \cdot A_W + \alpha_{\bar{0}l,F} \cdot A_F} \right) \right)} \cdot A_{W1} \quad \text{Gl. 3.19}$$

Die Berechnung von α_T für das Schmelzen vereinfacht sich durch Einsetzen von Gl. 3.16 in Gl. 3.9 und Vernachlässigen der PCM-Schicht zu:

$$\alpha_{T,s} = \frac{1}{\left(\frac{\Delta T_{PCM-\bar{0}l}}{\dot{Q}_{\bar{u}b,T}} - \left(\frac{s_{Stahl,T}}{\lambda_{Stahl} \cdot A_T} + \frac{1}{\alpha_{\bar{0}l,T} \cdot A_T} \right) \right)} \cdot A_T \quad \text{Gl. 3.20}$$

Die Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{W1,k}$ (analog für $\alpha_{W2,k}$) beim **Kristallisieren** werden, bei Berücksichtigung der PCM-Schicht nach Abbildung 31, links durch Einsetzen von Gl. 3.10 (mit Gl. 3.11 - Gl. 3.14) in Gl. 3.9 und anschließendes Umstellen nach $\alpha_{W1,k}$ berechnet:

$$\alpha_{W1,k} = \frac{1}{\left(\frac{\Delta T_{PCM-\bar{0}l}}{\dot{Q}_{\bar{u}b,W1}} - \left(\frac{s_{Stahl,W} \cdot s_{Stahl,F}}{\lambda_{Stahl}(s_{Stahl,W} \cdot A_F + s_{Stahl,F} \cdot A_W)} + \frac{1}{\alpha_{\bar{0}l,W} \cdot A_W + \alpha_{\bar{0}l,F} \cdot A_F} + \frac{s_{PCM}}{\lambda_{PCM} \cdot A_{W1}} \right) \right)} \cdot A_{W1} \quad \text{Gl. 3.21}$$

Die PCM-Schichtdicke s_{PCM} setzt sich zusammen aus beständiger und temporärer Schicht:

$$s_{PCM} = s_{PCM,1} + s_{PCM,temp} \quad \text{Gl. 3.22}$$

Analog gilt für den Trog:

$$\alpha_{T,k} = \frac{1}{\left(\frac{\Delta T_{PCM-\bar{0}l}}{\dot{Q}_{\bar{u}b,T}} - \left(\frac{s_{Stahl,T}}{\lambda_{Stahl} \cdot A_T} + \frac{1}{\alpha_{\bar{0}l,T} \cdot A_T} + \frac{s_{PCM}}{\lambda_{PCM} \cdot A_T} \right) \right)} \cdot A_T \quad \text{Gl. 3.23}$$

Unter Berücksichtigung der Diskussion zur PCM-Schicht in Kapitel 3.7.2.1 erfolgt jedoch die Berechnung beim Kristallisieren durch eine Zusammenfassung der Wärmewiderstände nach Gl. 3.18 (wie in Abbildung 31, rechts dargestellt). Die so berechneten Wärmeübergangskoeffizienten beinhalten die Wärmewiderstände durch Leitung in der festen PCM-Schicht und den Wärmeübergangswiderstand und werden mit α_k^* bezeichnet:

$$\alpha_{W1,k}^* = \frac{1}{\left(\frac{\Delta T_{PCM-\dot{O}l}}{\dot{Q}_{\dot{u}b,W1}} - \left(\frac{s_{Stahl,W} \cdot s_{Stahl,F}}{\lambda_{Stahl} (s_{Stahl,W} \cdot A_F + s_{Stahl,F} \cdot A_W)} + \frac{1}{\alpha_{\dot{O}l,W} \cdot A_W + \alpha_{\dot{O}l,F} \cdot A_F} \right) \right)} \cdot A_{W1} \quad \text{Gl. 3.24}$$

Die Berechnung für $\alpha_{T,k}^*$ erfolgt analog:

$$\alpha_{T,k}^* = \frac{1}{\left(\frac{\Delta T_{PCM-\dot{O}l}}{\dot{Q}_{\dot{u}b,T}} - \left(\frac{s_{Stahl,T}}{\lambda_{Stahl} \cdot A_T} + \frac{1}{\alpha_{\dot{O}l,T} \cdot A_T} \right) \right)} \cdot A_T \quad \text{Gl. 3.25}$$

3.7.2.3 Fehlerbetrachtung

Die zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten benötigten Parameter und Messwerte sind unsicherheitsbehaftet. Die, beispielhaft für einen Kristallisationsversuch, für die Berechnung nach Gl. 3.24 angenommenen Unsicherheiten werden in Tabelle 17 dargestellt. Wie schon in Kapitel 3.7.2.1 erwähnt, wird vermutet dass der berechnete ölseitige Wärmeübergangskoeffizient eher unterschätzt wird. Aus diesem Grund wird mit 50 % eine hohe Unsicherheit angenommen.

Tabelle 17: Unsicherheit der Parameter zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten der Welle 1 beim Kristallisieren unter Annahme von 65 % Benetzung

Logarithmische Temperaturdifferenz	$\Delta T_{PCM-\dot{O}l}$	9,42 ±	1,035 °C	(±11%)
Übertragener Wärmestrom	$\dot{Q}_{\dot{u}b,W1}$	2360 ±	240 W	(±10,2%)
Wärmeübertragerfläche Welle 1	A_{W1}	1,05 ±	0,079 m ²	(±7,5%)
Wärmeübergangskoeffizient Öl Ringspalt	$\alpha_{\dot{O}l,W}$	415 ±	208 W/m ² K	(±50%)
Wärmeübergangskoeffizient Öl Flügel	$\alpha_{\dot{O}l,F}$	1090 ±	545 W/m ² K	(±50%)
Wärmeübertragerfläche Welle	A_W	0,16 ±	0,012 m ²	(±7,5%)
Wärmeübertragerfläche Flügel	A_F	0,90 ±	0,067 m ²	(±7,5%)
Wärmeleitfähigkeit	λ_{Stahl}	18,4 ±	0,37 W/mK	(±2%)

Mit diesen Annahmen wurde die resultierende Unsicherheit des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{W1,k}^*$ nach den Regeln der quadratischen Fehlerfortpflanzung berechnet. Die relative Unsicherheit liegt für $\alpha_{W1,k}^*$ bei 27,5 %, was für eine Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten noch als hinreichend angenommen wird.

3.7.2.4 Ergebnisse der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten von Welle 1, Welle 2 und Trog

Basierend auf den Versuchsergebnissen wurden mit Gl. 3.19 und Gl. 3.20 (Schmelzen) und mit Gl. 3.24 und Gl. 3.25 (Kristallisieren) die Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt. Dabei wurde die aus Versuchsbeobachtungen bestimmte Benetzung berücksichtigt.

Ergebnisse Speicher beladen: Abbildung 32 zeigt als Balken die berechneten $\alpha_{W1,s}$, $\alpha_{W2,s}$ und $\alpha_{T,s}$ bei Berücksichtigung von 55 % Benetzung an Welle 1, 80 % an Welle 2 und 85 % am Trog. Der mittlere Wert für den Trog liegt bei $\alpha_{T,s} = 732 \text{ W/m}^2\text{K}$, für Welle 1 bei $\alpha_{W1,s} = 522 \text{ W/m}^2\text{K}$ und für Welle 2 bei $\alpha_{W2,s} = 462 \text{ W/m}^2\text{K}$. Die Werte deuten darauf hin, dass der Wärmeübergang am Trog besser war als an den Wellen. Es kann jedoch auch sein, dass die Benetzung am Trog tatsächlich höher war als die angenommenen 85%, was $\alpha_{T,s}$ senkt. Der mit der nominalen Wärmeübertragerfläche berechnete mittlere Wärmeübergangskoeffizient am Trog beträgt $\alpha_{T,s(\text{Ages})} = 534 \text{ W/m}^2\text{K}$. Es lässt sich folgern, dass der Wärmeübergangskoeffizient im SWÜ beim Schmelzen bei konservativen Annahmen $\alpha_s = 450 - 500 \text{ W/m}^2\text{K}$ beträgt und potentiell noch höher sein kann. Diese Annahme sollte in weiteren Versuchen überprüft und verifiziert werden.

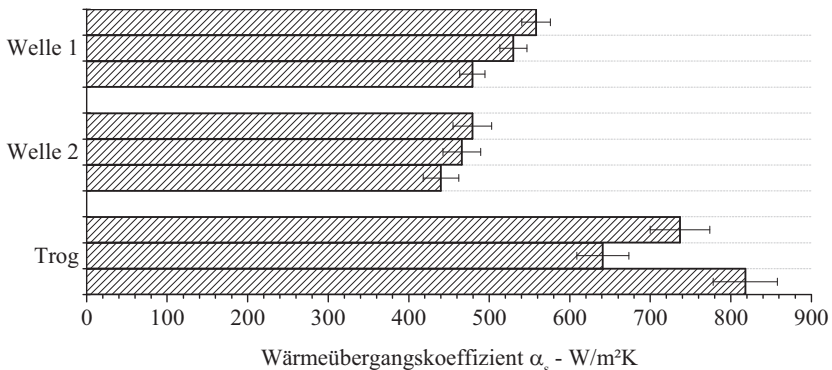


Abbildung 32: Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{W1,s}$, $\alpha_{W2,s}$ und $\alpha_{T,s}$ beim Schmelzen. Eingezeichnet als Fehlerbalken ist der mögliche Wert, den α_s aufgrund von Unsicherheiten jeweils annehmen kann.

Ergebnisse Speicher entladen: Abbildung 33 zeigt in Balken die rechnerisch ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten, bei denen die Benetzung berücksichtigt wurde. Die Benetzung des Trogs während der Kristallisierversuche betrug mit den Annahmen aus Kapitel 3.6.2 50 %. Welle 1 und Welle 2 waren zu 65 % benetzt. Prinzipiell fällt auf, dass der mittlere Wärmeübergangskoeffizient des Trogs mit $\alpha_{T,k}^* = 199 \text{ W/m}^2\text{K}$ wesentlich geringer ist als an den Wellen, dort beträgt er $\alpha_{W1,k}^* = 307 \text{ W/m}^2\text{K}$ und $\alpha_{W2,k}^* = 342 \text{ W/m}^2\text{K}$. Dies ist plausibel, da der Spalt zwischen Trog und Flügel mit $s_{T-F} = 0,008 \text{ m}$ doppelt so groß ist wie der Spalt zwischen Flügel und Flügel mit $s_{F-F} = 0,004 \text{ m}$ (s. Anhang C, Tabelle 43). Durch diesen Effekt ist die mittlere PCM-Schicht $s_{PCM,1}$ am Trog größer als an den Wellen. Als konservativer Wert fürs Kristallisieren an den Wellen soll $\alpha_{W,k}^* = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$ angenommen werden.

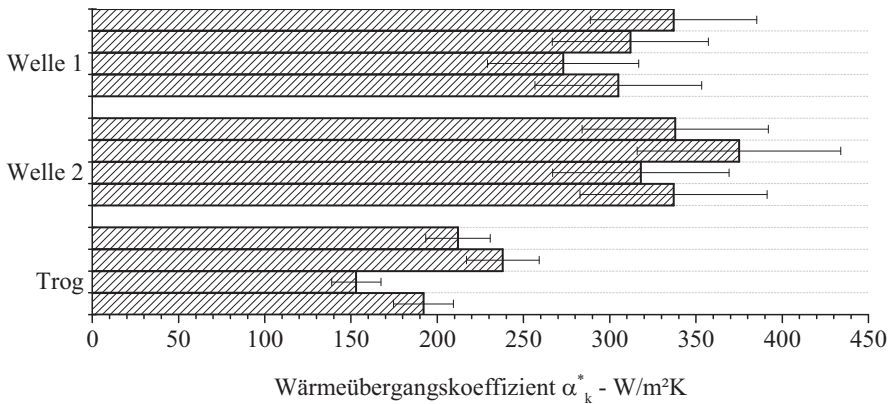


Abbildung 33: Aus vier Messungen berechnete Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{W1,k}^*$, $\alpha_{W2,k}^*$ und $\alpha_{T,k}^*$ beim Kristallisieren des PCM für Welle 1, Welle 2 und Trog. Eingezeichnet als Fehlerbalken ist der mögliche Wert, den α_s aufgrund von Unsicherheiten jeweils annehmen kann.

Fazit: Beim Schmelzen wurde der mittlere Wärmeübergangskoeffizient des PCM im getesteten SWÜ zu $\alpha_s = 450 - 500 \text{ W/m}^2\text{K}$ ermittelt. Beim Kristallisieren wurde am Trog $\alpha_{T,k}^* = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$ bestimmt. An den Wellen war die Dicke der PCM-Schicht geringer als am Trog und damit der Wärmeübergang besser. Der ermittelte Wert beträgt $\alpha_{W,k}^* = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$. Bei der Berechnung der angegebenen Werte wurde die reale Benetzung während der Versu-

che berücksichtigt. Die Wärmeübergangskoeffizienten beim Kristallisieren α_k^* beinhalten eine PCM-Schicht unbekannter Dicke. Durch Verringerung dieser Dicke sind höhere Werte für α_k^* möglich.

3.8 Berechnung der PCM-Schichtdicke beim Kristallisieren

Eine konstruktive Verkleinerung des Spalts zwischen den Flügeln und der Trogwand s_{T-F} und zwischen den Flügeln s_{F-F} verringert die mittlere Dicke der PCM-Schicht $s_{PCM,1}$ und verbessert den Wärmedurchgang beim Kristallisieren. Da $s_{PCM,1}$ in den Versuchen messtechnisch nicht bestimmt werden konnte, kann diese Verbesserung durch eine Verkleinerung des Spalts nicht auf Basis des Experiments quantifiziert werden. Zur Einschätzung des Optimierungspotentials ist eine theoretische Quantifizierung erforderlich. Im Folgenden wird ein analytisches Modell erklärt und angewandt, mit dem die mittlere Dicke der pro Umdrehung wachsenden PCM-Schicht berechnet werden kann. Abschließend wird beurteilt, ob das Modell geeignet ist um den Einfluss einer Reduktion der Spaltmaße zu beurteilen.

Das Modell bildet eine Energiebilanz an der Fest-Flüssig-Grenzfläche (s. Abbildung 34) während des Phasenübergangs [Leithner 2011]:

$$\dot{q}_f = \dot{q}_{fl} - \rho_f \cdot h_s \cdot \frac{ds}{dt} \quad \text{Gl. 3.26}$$

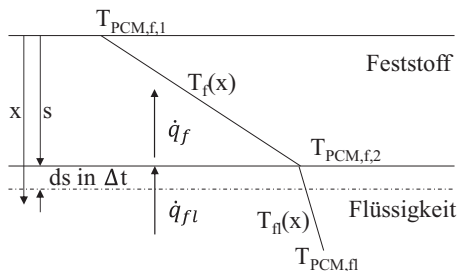


Abbildung 34: Phasengrenzfläche während einer Änderung des Aggregatzustandes mit linearisiertem Temperaturverlauf

Der letzte Term in Gl. 3.26 entspricht der während des Phasenwechsels freiwerdenden / aufgenommenen Energie. \dot{q}_{fl} ist der spezifische, durch Leitung übertragene Wärmestrom in der Flüssigkeit (analog \dot{q}_f für den Feststoff). Damit erweitert sich die Gleichung zu:

$$-\lambda_f \cdot \frac{\delta T_f}{\delta x} = -\lambda_{fl} \cdot \frac{\delta T_{fl}}{\delta x} - \rho_f \cdot h_s \cdot \frac{ds}{dt} \quad \text{Gl. 3.27}$$

Durch Linearisierung des Temperaturverlaufs in der PCM-Schicht und Vernachlässigung der Wärmeleitung im flüssigen PCM ergibt sich:

$$\lambda_f \cdot \frac{(T_{PCM,f,2} - T_{PCM,f,1})}{s} = \rho_f \cdot h_s \cdot \frac{ds}{dt} \quad \text{Gl. 3.28}$$

Die Temperaturen $T_{PCM,f,1}$ und $T_{PCM,f,2}$ werden in Abbildung 26 definiert. Durch Integration kann aus dieser Bilanz die Schichtdicke s berechnet werden:

$$s = \sqrt{\frac{2 \cdot \lambda_f \cdot (T_{PCM,f,2} - T_{PCM,f,1}) \cdot t_U}{\rho_f \cdot h_s}} \quad \text{Gl. 3.29}$$

Die so berechnete Schicht s entspricht der mittleren Dicke der Schicht, die zwischen dem Abschaben durch Kristallisation auf der Wärmeübertragerfläche aufwächst. Die Zeit t_U entspricht der Zeit einer Umdrehung der Welle, also die Zeitspanne die zwischen dem Abschaben liegt. Bei Anwendung auf die Versuche im SWÜ entspricht s der mittleren Dicke der temporären PCM-Schicht $s_{PCM,temp}$. Zur iterativen Berechnung von $s_{PCM,temp}$ werden mit einem Startwert für $s_{PCM,temp}$, den bekannten Parametern aus Tabelle 15 und den Messwerten für den Wärmestrom mit Gl. 3.12 - Gl. 3.14 die Wärmewiderstände R in den in Abbildung 26 dargestellten Schichten berechnet. Mit Gl. 3.21 bzw. Gl. 3.23 wird α_k berechnet und dann mit Gl. 3.11 $R_{PCM,konv}$. Da die Dicke der Schicht $s_{PCM,1}$ nicht bekannt ist, wird sie in erster Annahme gleich 0 gesetzt. Auf die Berechnung von $s_{PCM,temp}$ hat dies keinen Einfluss. Aus den Wärmewiderständen, dem übertragenen Wärmestrom und den Messwerten für die mittlere Thermalöltemperatur kann dann durch Umstellen der Gl. 3.9 das Temperaturprofil in der Wand, und

somit $T_{PCM,f,1}$ und $T_{PCM,f,2}$ berechnet werden. Daraus wird mit Gl. 3.29 die Schichtdicke $s_{PCM,temp}$ berechnet.

Die PCM-Schichtdicke $s_{PCM,temp}$ wurde mit den Messergebnissen der Kristallisationsversuche berechnet. Tabelle 18 zeigt $s_{PCM,temp}$ und die Wärmerübergangskoeffizienten α_k . Für drei der Versuche konnte kein Wert für α_k berechnet werden. In diesen Fällen war der berechnete Gesamtwärmewiderstand geringer als der kumulierte Werte der Wärmewiderstände $R_{\text{Öl,konv}}$, $R_{\text{Stahl,leit}}$ und des mit dem Modell bestimmten $s_{PCM,temp}$ berechneten $R_{PCM,temp,leit}$. Auch bei Berücksichtigung des Fehlerbereichs konnte kein plausibles α_k berechnet werden. Dies deutet darauf hin, dass die zur Berechnung verwendeten Stoffwerte des PCM nicht ausreichend genau sind. Wie schon in Kapitel 3.7.2.1 erwähnt, weichen die veröffentlichten Werte für die Wärmeleitfähigkeit stark voneinander ab mit $\lambda_f = 0,39 - 0,7 \text{ W/mK}$. Gleiches gilt für die Phasenwechselenthalpie ($\Delta h_{pw} = 100 - 120 \text{ kJ/kg}$ [Kenisarin 2009, Kramer und Wilson 1980, Xiao, Zhang und Li 2013]) und die Dichte ($\rho_f = 1920 - 2050 \text{ kg/m}^3$ [Bauer, Laing und Tamme 2010, Nguyen-Duy und Dancy 1980]). Darüber hinaus werden Stoffeigenschaften wie λ oder ρ meist mit einem Abstand zur Schmelztemperatur T_s gemessen, so dass man ihren Verlauf nur extrapolieren kann, was eine weitere Unsicherheit mit sich bringt.

Tabelle 18: Versuchswerte und Ergebnisse der Berechnung der temporären PCM-Schichtdicke $s_{PCM,temp}$ und des resultierenden Wärmeübergangskoeffizienten α_k (mit $\lambda_f = 0,45$ W/mK und 65% Benetzung bei Welle 1/Welle 2 und 50% Benetzung am Trog)

	Werte aus Versuchen		----- Berechnete Werte -----			
	Wärme- strom	Drehzahl Welle 1	Temperaturen PCM-Schicht		Mittlere Schichtdicke	Wärmeüber- gangskoeffizient
	$\dot{Q}_{\text{üb}}$ - kW	n_W - 1/min	$T_{PCM,f1}$ - °C	$T_{PCM,f2}$ - °C	$s_{PCM,temp}$ - mm	α_k - W/m ² K
Welle 1	2,20	0,4	-	-	3,06	-
	2,08	0,7	212,8	219,9	1,62	1846
	2,22	0,7	-	-	1,74	-
	2,36	1,4	213	217,6	0,93	715
Welle 2	2,42	0,8	-	-	1,68	-
	2,34	1,4	212,8	216,1	0,91	607
	2,54	1,4	213,3	218,6	0,99	1013
	2,38	2,8	213,1	215,5	0,47	411
Trog	1,05	0,4/0,8	212,2	217,7	1,65	453
	0,91	0,7/1,4	211,7	214	0,80	186
	1,26	0,7/1,4	212,4	216,9	1,11	435
	1,16	1,4/2,8	212,2	214,1	0,52	239

In Tabelle 18 ist klar eine Abhängigkeit der Schichtdicke $s_{PCM,temp}$ von der Drehzahl zu erkennen. Bei höheren Drehzahlen sinkt $s_{PCM,temp}$. Im Widerspruch hierzu zeigen die gemessenen Wärmeströme, die für die jeweils vier vorliegenden Messergebnisse für Welle 1, Welle 2 und den Trog ähnlich sind, keine Drehzahlabhängigkeit. Dies lässt sich durch nähere Betrachtung des Abschabeprozesses erklären. Dabei wird die Wärmeübertragerfläche vereinfacht als ebene Platte betrachtet (s. Abbildung 35). Auf der Platte wächst eine Schicht $s_{PCM,1}$ auf, bis sie die Höhe des halben Spaltabstandes erreicht hat (im linken Bild durch eine gestrichelte Linie dargestellt). Die PCM-Schicht $s_{PCM,temp}$ kristallisiert auf die Schicht $s_{PCM,1}$. $s_{PCM,temp}$ wird bei jeder Umdrehung abgeschabt. Abbildung 35, rechts zeigt die Situation, wenn ein Teil der Schicht $s_{PCM,1}$ mit abgeschabt wurde. Dies hat zur Folge, dass sich die mittlere Dicke von $s_{PCM,1}$ verringert, die mittlere Dicke von $s_{PCM,temp}$ bleibt gleich. Die Beobachtung der Kristallisierungsversuche legt den Schluss nahe, dass bei höheren Gesamtschichtdicken s_{PCM} (nach Gl. 3.22) häufiger Teile der beständigen Schicht $s_{PCM,1}$ mit abgetragen werden. Das Abplatzen der beständigen Schicht geschieht derart, dass sich ganze PCM-Schalen lösen und als Platte ab-

brechen (s. Abbildung 36, links). Die während der Versuche abgeplatzten PCM-Schalen haben an der Stelle, an der sie beim Abschaben aufeinander auftreffen, eine Dicke von ca. 5 - 6 mm (s. Abbildung 36, rechts). Um abzuplatzen müssen die Schalen also eine gute Stabilität haben, und es muss sich ausreichend Druck aufbauen, um die Schalen abzubrechen. Dies ist vermutlich erst durch eine ausreichende Dicke gegeben. Es lässt sich folgern, dass bei geringen Drehzahlen die mittlere Dicke von $s_{PCM,1}$ geringer ist als bei hohen Drehzahlen. Das bedeutet, dass die Dicke der gesamten Schicht s_{PCM} im untersuchten Drehzahlbereich nicht maßgeblich von der Drehzahl abhängt, und damit auch die Wärmeströme bei verschiedenen Drehzahlen ähnlich sind.

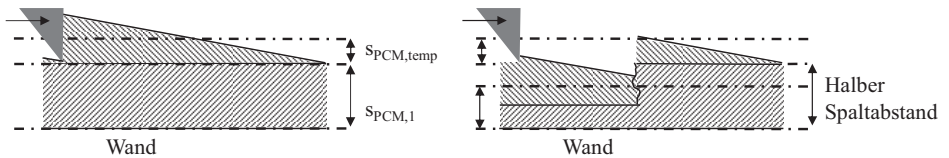


Abbildung 35: Modell der Schichtbildung während des Abschabens. Links: Die Schicht $s_{PCM,temp}$, die auf der beständigen Schicht $s_{PCM,1}$ aufwächst, wird abgeschabt. Rechts: Platzen Teile der Schicht $s_{PCM,1}$ ab, so verringert sich deren mittlere Dicke auf ein Maß, das geringer ist als der halbe Spaltabstand.



Abbildung 36: Links: Abplatzen einer PCM-Schale während des Kristallisierversuchs. Rechts: Abgeplatzte PCM-Schale.

Es ist anzunehmen, dass die Werte der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α_k der jeweiligen Komponenten (Welle 1, Welle 2 oder Trog) bei den Kristallisationsversuchen

ähnlich groß sind. Mit dieser Annahme wurde, ausgehend von den mit dem Modell berechneten Werten für $s_{PCM,temp}$ aus Tabelle 18, für zwei verschiedene Wärmeleitfähigkeiten ($\lambda_f = 0,63$ W/mK und $\lambda_f = 0,7$ W/mK) die Dicke der beständigen Schicht $s_{PCM,1}$ und α_k berechnet (s. Tabelle 19). Für einen der Versuche war eine Auswertung auch mit erhöhten Werten für λ_f nicht möglich. Man erkennt, dass die Versuche mit höherem Wärmestrom geringere Gesamtschichtdicken s_{PCM} aufweisen. Deutlich sichtbar ist dies beim Trog. Bei den Wellen ist dieser Effekt aufgrund der sehr geringen Unterschiede im Wärmestrom, die im Bereich der Messunsicherheit liegen, nicht ausgeprägt. Nur bei der geringsten Drehzahl $n_W = 0,4$ U/min ist eine Abhängigkeit der Gesamtschichtdicke s_{PCM} von n_W zu erkennen. Ab $n_W = 0,7$ U/min scheint s_{PCM} an den Wellen hauptsächlich vom halben Spaltabstand zwischen den Flügeln mit $s_{F-F}/2 = 2$ mm beeinflusst zu sein. Am Trog ist die ermittelte Gesamtdicke der Schicht (bei einem mittleren Wert von $s_{PCM} = 3,5$ mm) geringer als der angegebene halbe Spaltabstand mit $s_{T-F}/2 = 4$ mm. Es ist jedoch möglich, dass der Spaltabstand durch eine Durchbiegung der Wellen reduziert wurde.

Des Weiteren ist der Einfluss der Unsicherheiten der Stoffwerte (hier: λ_f) auf die berechneten Werten von α_k zu erkennen. Die berechneten α_k liegen zudem noch weit über den beim Schmelzen ermittelten Werten, was darauf hindeutet dass die Werte noch überschätzt werden. Für genauere Aussagen ist eine umfassende, korrekte Stoffwertcharakterisierung erforderlich. Hinzu kommen die Unsicherheiten bei den Annahmen zur Benetzung. Eine genaue Bestimmung der Größe von α_k ist basierend auf den durchgeführten Versuchen am SWÜ und den stark unsicherheitsbehafteten Stoffwerten nicht möglich.

Tabelle 19: Versuchswerte und Ergebnisse der Berechnung der beständigen PCM-Schichtdicke $s_{PCM,1}$, der temporären PCM-Schichtdicke $s_{PCM,temp}$ und den resultierenden Wärmeübergangskoeffizienten (Annahmen: $\lambda_f = 0,63$ und $0,7$ W/mK, 65% Benetzung bei Welle 1/Welle 2, 50% beim Trog)

Werte aus Versuchen		Berechnete Werte					
Wärme- strom	Drehzahl Welle 1	Mittlere beständige Schichtdicke	Mittlere temporäre Schichtdicke	Mittlere Gesamt- schichtdicke	Wärmeübergangskoeffizient		
$\dot{Q}_{üb}$ - kW	n_W - 1/min	$s_{PCM,1}$ - mm	$s_{PCM,temp}$ - mm	s_{PCM} - mm	α_k - W/m ² K		
					$\lambda_f: 0,63$ W/mK	$0,7$ W/mK	
Welle 1	2,20	0,4	0	3,06	3,06	-	-
	2,08	0,7	0,54	1,62	2,16	4437	1758
	2,22	0,7	0,45	1,74	2,19	4573	1766
	2,36	1,4	1,1	0,93	2,03	4449	1826
Welle 2	2,42	0,8	0,55	1,68	2,23	4594	1848
	2,34	1,4	1,35	0,91	2,26	4114	1705
	2,54	1,4	1,35	0,99	2,34	4471	1921
	2,38	2,8	1,58	0,47	2,05	4394	1806
Trog	1,05	0,4/0,8	1,9	1,65	3,55	4194	1246
	0,91	0,7/1,4	3,55	0,80	4,35	4102	1069
	1,26	0,7/1,4	1,75	1,11	2,86	4087	1428
	1,16	1,4/2,8	2,7	0,52	3,22	4679	1378

Fazit: Mit einem analytischen Modell wurde ermittelt, dass die pro Wellenumdrehung abgeschabte Schicht der mittleren Dicke $s_{PCM,temp}$ von der Drehzahl abhängt. Bei geringeren Drehzahlen ist die Schichtdicke größer. Gleichzeitig wurde gefolgert, dass die mittlere beständige Schichtdicke $s_{PCM,1}$ bei geringeren Drehzahlen geringer sein muss, da höhere Gesamtschichtdicken zu einem vermehrten Abplatzen von ganzen PCM-Platten von der Welle führen. Da diese Effekte sich weitgehend ausgleichen, ist der Einfluss der Drehzahl auf die Gesamtschichtdicke s_{PCM} sehr gering. s_{PCM} wird hauptsächlich durch den Spaltabstand bestimmt. Eine genaue Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Kristallisieren α_k ist nicht möglich, da die verfügbaren Stoffwerte des PCM stark unsicherheitsbehaftet sind, deren Einfluss auf die berechneten Werte jedoch sehr hoch ist.

3.9 Zusammenfassung und Ausblick

Die Eignung von Schneckenwärmeübertragern zum Schmelzen und Kristallisieren einer eutektischen Mischung aus NaNO_3 und KNO_3 wurde experimentell nachgewiesen. Daraus lässt sich deren Eignung auch zum Einsatz mit anderen anorganischen PCM, die ähnliche Eigenschaften haben, aber für andere Temperaturbereiche geeignet sind, schließen. Das entwickelte System aus SWÜ, Förderschnecken und zwei Speichertanks ist als Latentwärmespeicher geeignet. Die Einsatzgrenzen der Verwendung des PCM nahe dem Schmelzpunkt in Förderschnecken und Tanks sollten vor einem großtechnischen Einsatz noch detaillierter untersucht werden.

Die Wärmeübertragerfläche wurde während der Experimente nicht vollständig ausgenutzt. Eine Erhöhung der Benetzung erscheint als die sinnvollste Möglichkeit, die Wärmeleistung des SWÜ zu erhöhen. Es wurde ermittelt, dass die Benetzung während des Beladens circa 73% betrug, während des Entladens nur circa 60%. Beim Beladen kann die Benetzung durch eine gleichmäßige Verteilung des PCM auf alle Wellen und über die gesamte Länge des SWÜ sowie durch einen höheren Füllstand während des Versuchs verbessert werden. Eine Optimierung des Schmelzeinlasses durch eine bessere Verteilung, z.B. durch Versprühen des flüssigen PCM, kann die Benetzung während des Entladens verbessern.

Die experimentell ermittelten Wärmedurchgangskoeffizienten betragen beim Schmelzen $k_{\text{SWÜ},s} = 308 \text{ W/m}^2\text{K}$, beim Kristallisieren $k_{\text{SWÜ},k} = 211 \text{ W/m}^2\text{K}$. Beim Schmelzen ist k_s am Trog am Höchsten. Daraus lässt sich folgern, dass vor allem die Benetzung der Wellen, z.B. durch Erhöhung des Füllstandes während des Versuchs, verbessert werden sollte. Beim Kristallisieren ist k_k am Trog am Geringsten, weil dort die PCM-Schicht, die sich während des Kristallisierens aufbaut, dicker ist als an den Wellen. Eine wichtige Maßnahme zur Verbesserung des Wärmedurchgangs beim Kristallisieren ist die Reduktion der Spaltabstände zwischen den Flügeln sowie dem Trog und den Flügeln. Es ist wahrscheinlich, dass auch eine Erhöhung der Wellendrehzahl den Wärmeübergang verbessert. Dies konnte im am Prototyp untersuchbaren Drehzahlbereich jedoch nicht nachgewiesen werden. Ein Vergleich mit einem Latent-

wärmespeicher aus Rippenrohren zeigte, dass im SWÜ annähernd gleiche Wärmedurchgangskoeffizienten beim Schmelzen, und höhere beim Kristallisieren erreicht werden. Die im SWÜ übertragene Wärmeleistung ist außerdem sowohl beim Be- als auch beim Entladen konstant. Dies ist ein erheblicher Vorteil gegenüber dem Rippenrohrspeicher, bei dem die Wärmeleistung beim Entladen mit der Zeit abnimmt.

Der PCM-seitige Wärmeübergangskoeffizient wurde beim Schmelzen zu $\alpha_s = 450 - 500 \text{ W/m}^2\text{K}$ bestimmt. Beim Kristallisieren war er aufgrund der dickeren PCM-Schicht mit $\alpha_{T,k}^* = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$ am Trog geringer als an den Wellen mit $\alpha_{W,k}^* = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$. Der Wärmeübergangskoeffizient α_k^* beinhaltet sowohl den Wärmewiderstand durch die PCM-Schicht als auch den konvektiven Wärmewiderstand, weil die mittlere Dicke der PCM-Schicht s_{PCM} experimentell nicht bestimmt werden konnte. Nur wenn s_{PCM} bekannt ist, kann der Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden, der vom Wärmewiderstand durch Leitung durch die PCM-Schicht bereinigt ist.

Um s_{PCM} zu bestimmen, wurden Berechnungen mit einem auf einer Wärmebilanz beruhenden Modell durchgeführt und eine Modellvorstellung des Abplatzens der PCM-Schicht entwickelt. Diese theoretischen Betrachtungen deuten darauf hin, dass die Gesamtschichtdicke, vor allem bei hohen Drehzahlen, weitgehend nur vom Spaltabstand beeinflusst ist. Da die Stoffwerte des verwendeten PCM stark unsicherheitsbehaftet sind, ist es nicht möglich, den vom Wärmewiderstand durch Leitung bereinigten Wärmeübergangskoeffizienten α_k zu bestimmen.

Ausblick: Aufbauend auf dem in diesem Kapitel erreichten Wissenstand sollte die Entwicklung von SWÜ in Latentwärmespeichern weitergeführt werden. Die vorgeschlagenen Maßnahmen zur Erhöhung der Benetzung sollten in einem SWÜ-Prototypen umgesetzt, getestet und bewertet werden. Es ist empfehlenswert, weitere Untersuchungen in einem mehrwelligen SWÜ durchzuführen, um zu untersuchen, welchen Einfluss dies auf die Verteilung des PCM im SWÜ hat. Eine konstruktive Reduktion der Dicke des Spalts auf ein Mindestmaß sollte in diesem Prototyp ebenfalls durchgeführt werden. Gleichzeitig sollte die Bestimmung des

Wärmeübergangs bei höheren, als den in dieser Arbeit untersuchten, Drehzahlen fortgeführt werden, um eine mögliche Korrelation und damit Optimierungspotential zu erkennen.

4 Theoretische Überlegungen und Berechnungen zum Schneckenwärmeübertrager

In diesem Kapitel wird beschrieben, wie basierend auf den in Kapitel 3 erzielten Ergebnissen die Geometrie und die Wärmedurchgangskoeffizienten von vergrößerten SWÜ mit Wasser/Dampf als Wärmeträgermedium bestimmt werden. Es wird eine Methode vorgestellt, mit der die Charakterisierung der Wärmeübergangskoeffizienten aus Kapitel 3 weitergeführt werden kann, um den Wärmeübergangskoeffizienten beim Kristallisieren α_k zu berechnen. Darüber hinaus wird ein Konzept zur Nutzung des Schneckenwärmeübertragers bei hohem Druck erläutert.

4.1 Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten für einen vergrößerten Schneckenwärmeübertrager

In diesem Kapitel wird eine Geometrieoptimierung bei vergrößerten SWÜ durchgeführt. Ausgehend von vom Hersteller bereits gebauten, großen SWÜ mit mehreren Wellen und zu berücksichtigenden Fertigungsrestriktionen wurde unter dem Gesichtspunkt minimaler spezifischer Kosten K_{eW} die SWÜ-Geometrie schrittweise optimiert. Das Ziel war die Minimierung des Quotienten aus Material- und Fertigungskosten und Wärmeübertragungsleistung bei vorgegebenen Wärmedurchgangswerten und Temperaturdifferenzen. Die erzielbare Leistung und die jeweiligen resultierenden Fertigungs- und Materialkosten wurden für verschiedene SWÜ-Geometrien berechnet. Als Ergebnis konnten Geometrien für vergrößerte SWÜ definiert werden (s. Anhang C, dort sind auch weitere Details zur Vorgehensweise zu finden). Da eine solche Optimierung auf Parametern wie dem Wärmedurchgangskoeffizienten, den aktuellen Marktpreisen für Komponenten und theoretische Annahmen beruht, können die vorgeschlagenen Geometrien nicht als das endgültige Optimum angesehen werden. Vielmehr muss im weiteren Entwicklungsprozess von SWÜ mit steigendem Kenntnisstand diese Optimierung mit verbesserten und aktuelleren Parametern beständig überprüft und gegebenenfalls angepasst werden. Es empfiehlt sich, in weiteren Arbeiten die Überlegungen zu einer optimalen Geometrie z.B. in FEM-Simulationen und weiteren Berechnungen, auch unter Einbezug möglicher neuer Fertigungsverfahren, kritisch zu prüfen. Dies übersteigt den Rahmen dieser

Arbeit. Aus diesem Grund werden die beschriebenen Geometrien (s. Anhang C, Tabelle 44 und Tabelle 45) für die weiteren Betrachtungen verwendet, als die zu diesem Zeitpunkt optimalste Geometrien.

Mit den in Kapitel 3.7.2.3 berechneten Wärmeübergangskoeffizienten für das PCM wurden für einen SWÜ mit Dampf als Wärmeträgermedium die zu erwartenden Wärmedurchgangskoeffizienten k bestimmt. Da der Wärmedurchgang k an den Wellen und am Trog verschieden ist, muss zur Bestimmung des mittleren k die Geometrie festgelegt werden. Die Berechnung erfolgt für den in Anhang C, Tabelle 45 beschriebenen vierwelligen SWÜ. Die verwendeten Annahmen zeigt Tabelle 20. Beim Beladen des Speichers ergibt sich ein Wärmedurchgangskoeffizient von $k_s = 348 \text{ W/m}^2\text{K}$, beim Entladen ist $k_k = 243 \text{ W/m}^2\text{K}$. Beide Fälle gehen von 100% Benetzung aus.

Tabelle 20: Annahmen für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten eines SWÜ mit Wasser / Dampf als Wärmeträgermedium [Cerbe und Wilhelms 2005]

Wandstärke Flügel	t_F	12 mm
Wandstärke Welle	t_W	14 mm
Wandstärke Trogrohre	t_T	4 mm
Wärmeleitfähigkeit Stahl	λ	45 W/mK
Wärmeübergangskoeffizient PCM Schmelzen	α_s	450 W/m ² K
Wärmeübergangskoeffizient PCM Kristallisieren, Wellen	$\alpha_{W,k}$	300 W/m ² K
Wärmeübergangskoeffizient PCM Kristallisieren, Trog	$\alpha_{T,k}$	200 W/m ² K
Wärmeübergangskoeffizient Kondensation Wasser	$\alpha_{W,a,K}$	6000 W/m ² K
Wärmeübergangskoeffizient Verdampfung Wasser	$\alpha_{W,a,VD}$	4000 W/m ² K

Der Wärmedurchgang beim Kristallisieren kann durch eine Reduktion des Spaltes zwischen den Flügeln sowie den Flügeln und dem Trog erhöht werden. Außerdem ist es möglich, dass eine Erhöhung der Drehzahl durch eine Erhöhung der Turbulenz im PCM eine weitere Verbesserung des Wärmeübergangs bei beiden Betriebszuständen herbeiführt. Dies könnte sowohl k_s als auch k_k weiter erhöhen.

4.2 Vereinfachtes Modell des SWÜ mit Kratzwärmeübertrager zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Kristallisieren

In Kapitel 3.7.2.3 wurde dargelegt, dass basierend auf den Versuchen am SWÜ eine genaue Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Kristallisieren α_k nicht möglich ist, unter anderem weil die Dicke der entstehenden PCM-Schicht sowie die Benetzung der Wärmeübertragerfläche experimentell nicht genau bestimmbar sind. Um dennoch eine Ermittlung von α_k zu ermöglichen, erscheint es sinnvoll, ein geeignetes Modell mit verringerter Komplexität zu schaffen, welches die Charakteristik des Kristallisierens im SWÜ nachbildet. Dieses soll die Messung der Dicke der sich bei der Kristallisation bildenden PCM-Schicht s_{PCM} und eine genaue Bestimmung der genutzten Wärmeübertragerfläche erlauben. Diese experimentelle Methode zur Bestimmung von α_k wird im Folgenden beschrieben, getestet und bewertet.

Hierfür eignen sich Kratzwärmeübertrager (KWÜ). Diese bestehen aus einem kühlbaren zylindrischen Behälter, in dessen Innenraum sich das zu erwärmende / kühlende Medium befindet. Das Medium wird mit einem Rührer mit wandgängigen Elementen durchmischt, wobei der Rührer an der Wand haftendes Material abschabt. In einem KWÜ soll PCM kristallisiert werden. Der Rührer soll einen geringen, definierten Spaltabstand zur Wand besitzen, damit eine dünne PCM-Schicht bekannter Dicke aufwächst. Das PCM, das auf diese Schicht kristallisiert, wird vom Rührer permanent abgeschabt. In diesem Aufbau soll der Wärmeübergang beim Kristallisieren bestimmt werden. Über Messungen muss der Wärmestrom und die logarithmische Temperaturdifferenz ermittelt werden. Außerdem müssen alle Wärmewiderstände, außer dem konvektiven Wärmewiderstand auf der PCM-Seite $R_{PCM,conv}$ bekannt sein. $R_{PCM,leit}$ sowie $R_{Stahl,leit}$ können berechnet werden, da aus Behälter- und Rührergeometrie die Schichtdicken, sowie die Wärmeübertragerfläche mit dem gemessenen Füllstand während des Versuchs berechnet werden können. Zur Bestimmung des konvektiven Wärmewiderstands auf der Öl-Seite wird in Vorversuchen Wasser im Behälter verdampft. Der Wärmeübergangskoeffizient beim Verdampfen ist eine Größenordnung größer als der ölseitige und kann mit dem Schaubild in Anhang E, Abbildung 68 abgeschätzt werden. Dadurch wird der Wärmedurchgangskoeffizient kaum noch vom Wärmeübergangskoeffizient auf der Dampfseite be-

einflusst. Dies erlaubt dann die Ermittlung des ölseitigen Wärmeübergangskoeffizienten durch die Messung des Wärmestroms und Berechnung nach Gl. 3.20 (angepasst an die zylindrische Geometrie). So kann α_{01} und damit $R_{0L,conv}$ in Abhängigkeit der Reynoldszahl bestimmt werden.

Für erste Versuche wurde ein Teststand mit einem KWÜ aufgebaut (s. Abbildung 37). Die Komponenten des Teststandes zeigt Tabelle 21.

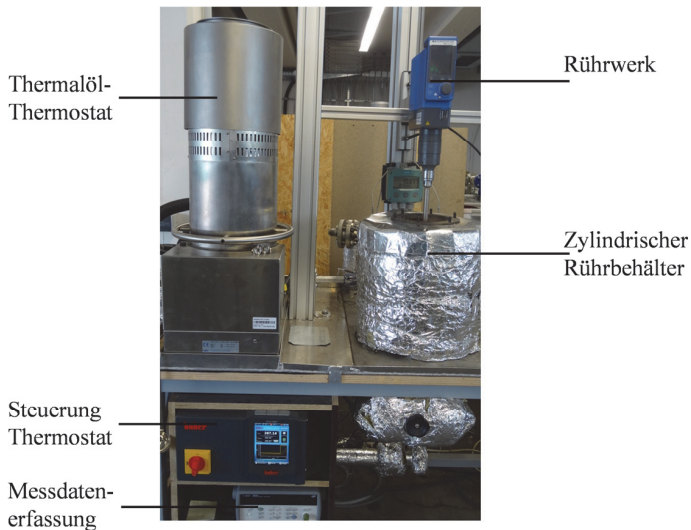


Abbildung 37: Teststand mit Kratzwärmeübertrager zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α_k des PCM während der Kristallisation.

Tabelle 21: Komponenten des Kratzwärmeübertragerteststandes

Komponenten		Einsatzbereich
Thermostat	unistat cc401w HT mit Regler Pilot ONE (Huber)	$T = 50 - 400^{\circ}\text{C}$ Kein Überdruck
Rührwerk	Eurostar 200 Control P4 (IKA)	$n = 4 - 110 \text{ U/min}$ $M_{\text{max}} = 660 \text{ Ncm}$
Medien		
Thermalöl	Therminol 66 (Fragol)	Siedetemp. $T = 359^{\circ}\text{C}$ (1 bar)
PCM	$\text{NaNO}_3 / \text{KNO}_3$ (46/54% ^{gew}) (SQM)	$T_S = 221^{\circ}\text{C}$
Messtechnik		
Durchflussmessung	Ringkolbenzähler Sitrans F R (Siemens)	$\dot{V}_{\text{max}} = 10 \text{ l/min}$ $T_{\text{max}} = 300^{\circ}\text{C}$
Temperatur	PT100	
Messdatenerfassung	Datenlogger 34970A (Agilent)	

Einen Querschnitt des zylindrischen Rührbehälters mit den eingebauten Messstellen zeigt Abbildung 38, links. Das Thermalöl fließt durch einen Ringspalt. Dort strömt es mäanderförmig zum Rücklauf. In der Wand wird an drei Stellen (T_{W1} , T_{W2} und T_{W3}) die Temperatur gemessen (s. Abbildung 38, rechts).

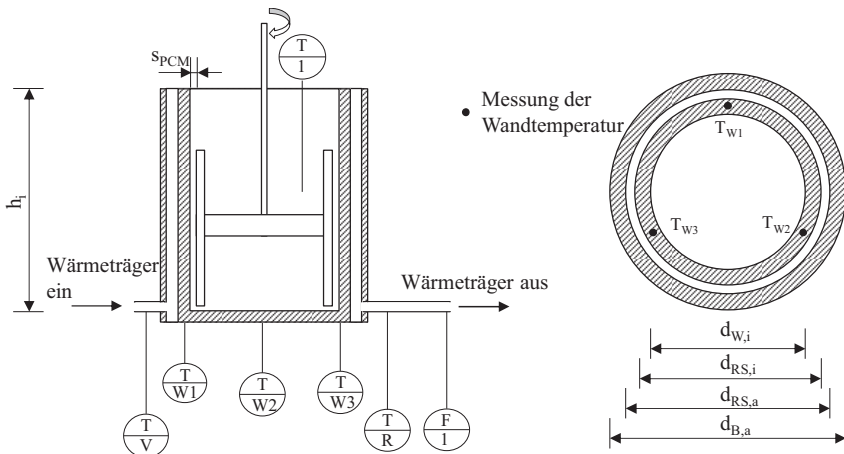


Abbildung 38: Links: Senkrechter Querschnitt des zylindrischen Rührbehälters mit Messstellen ($T = \text{Temperatur}$, $F = \text{Durchfluss}$) und Geometriedefinition. Rechts: Querschnitt durch den Rührbehälter mit Geometriedefinition

Im Inneren des Behälters wird das flüssige PCM kristallisiert. Das kristallisierende PCM wird mit dem Rührer von der PCM-Schicht abgeschabt, die auf der Innenwand aufwächst, bis sie den Außendurchmesser des Rührers erreicht. Die relevanten Maße zeigt Tabelle 22.

Tabelle 22: Relevante Geometriedaten des zylindrischen, doppelwandigen Rührbehälters

Wandinnendurchmesser	$d_{w,i}$	0,14 m
Ringspalt Innendurchmesser	$d_{RS,i}$	0,16 m
Ringspalt Außendurchmesser	$d_{RS,a}$	0,17 m
Behälter Außendurchmesser	$d_{B,a}$	0,19 m
Behälter Innenhöhe	h_i	0,236 m

Mit dem Versuchsaufbau war es in der beschriebenen Gestaltung noch nicht möglich, eindeutig interpretierbare Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten α_k zu bestimmen. Alle Versuche mussten vorzeitig abgebrochen werden (nach 15 – 20 min), da der Rührer während der Kristallisation blockierte. Die aus den Versuchen resultierenden Erkenntnisse werden dennoch hier als Grundlage vorgestellt, um die beschriebene experimentelle Methode in zukünftigen Arbeiten weiter validieren und nutzen zu können.

Erkenntnisse zur Optimierung der experimentellen Methode: Der übertragene Wärmestrom war sehr gering mit $\dot{Q}_{\text{üb}} = 40 - 60 \text{ W}$. Dies stellt sehr hohe Anforderungen an die Messtechnik. Für die Versuchsanlage war eine Relativkalibrierung der Temperatursensoren in Vorlauf und Rücklauf in der Rohrleitung am Teststand erforderlich, um plausible Messergebnisse zu erzeugen. Dabei wurden die Sensoren direkt hintereinander in ihrer Einbaulage in die durchströmte Rohrleitung verbaut und derart kalibriert, dass sie dieselben Werte anzeigen. Es erscheint ebenfalls vorteilhaft, eine genauere Durchflussmessung (z.B. mit Coriolis – Durchflussmesser) zu installieren. Zusätzlich scheint es sinnvoll, durch Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche (durch vergrößerten Behälter) den Wärmestrom zu erhöhen.

Aufgrund der sehr kurzen Versuchsintervalle konnte kein stationärer Zustand erreicht werden. Für die Auswertung der Messdaten war die Berücksichtigung der Auswirkung der kapazitiven Elemente (Behälterwände) auf den gemessenen Wärmestrom erforderlich.

Das Blockieren des Rührers kann durch zwei Maßnahmen verhindert werden: i) Eine Erhöhung des Drehmoments des Rührwerks. Dieses war mit $M_{\max} = 660 \text{ Ncm}$ nicht ausreichend hoch; und ii) eine Verbesserung der Lagerung des Rührers. Die hier verwendete Methode mit nur einem Gleitlager im Deckel des Behälters ergab keine ausreichende Steifigkeit. Zusätzlich sollte der Rührer auch am Behälterboden gelagert werden.

Die Gestaltung des Rührers sollte eine hohe Eintauchtiefe des Sensors zur Temperaturmessung des PCM erlauben. Die PCM-Temperatur hat einen hohen Einfluss auf die Berechnung von α_k . Der Sensor sollte mindestens mit einer Tiefe von $2 \cdot D$ eingetaucht werden, um zu verhindern, dass sich am Sensor eine Schicht aus festem PCM bildet, welche die Messung beeinflusst. Bei den durchgeführten Versuchen mit dem in Anhang E, Abbildung 69 dargestellten Rührer war die erzielbare Eintauchtiefe auf ca. $1 \cdot D$ beschränkt, was eine zusätzliche Unsicherheit bei der Auswertung erzeugt.

Erste Ergebnisse: Der ölseitige Wärmeübergangskoeffizient wurde bei $Re = 432$ (dies entspricht der Reynoldszahl, die bei den Kristallisationsversuchen herrschte) in Versuchen, bei denen Wasser verdampft wurde, zu $\alpha_{\delta 1} = 300 \pm 60 \text{ W/m}^2\text{K}$ bestimmt. Der Wärmeübergangskoeffizient α_k wurde mit den in Tabelle 23 angegebenen Werten für fünf Kristallisationsversuche berechnet. Nur die Auswertung mit $\alpha_{\delta 1} = 360 \text{ W/m}^2\text{K}$, also dem Wert der am oberen Ende des Fehlerbandes lag, ermöglichte eine sinnvolle Auswertung. Bei geringeren Werten war der zusammengesetzte Wärmewiderstand der Öl-Seite, in der Wand und der PCM-Schicht bereits höher als der bei der Kristallisation gemessene Wärmewiderstand. In Kapitel 3.8 wurde bereits diskutiert, dass hohe Unsicherheiten der Stoffwerte des PCM vorliegen. Dort wurde für $\lambda_{\text{PCM},f} = 0,7 \text{ W/mK}$ angenommen. Dieser Wert wurde für diese Auswertung übernommen, da mit dem gleichen PCM gearbeitet wurde.

Tabelle 23: Stoffwerte und Versuchsparameter für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_k

Wärmeübergangskoeffizient Thermalöl	$\alpha_{\text{Öl}}$	360	W/m ² K
Wärmeleitfähigkeit Stahl	λ_{Stahl}	50	W/mK
Wärmeleitfähigkeit PCM	λ_{PCM}	0,7	W/mK
Volumenstrom Thermalöl	$\dot{V}_{\text{Öl}}$	$1 \pm 0,2$	l/min
Außendurchmesser Rührer	$d_{\text{Rü}}$	0,1375	m
Drehzahl Rührer	n	4	U/min
Vorlauftemperatur Thermalöl	T_V	$218,8 \pm 0,07$	°C
Rücklauftemperatur Thermalöl	T_R	$218,2 \pm 0,07$	°C

In Abbildung 39, links sind die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten α_k grafisch dargestellt. Die Auswertung mit den angegebenen Parametern zeigt keinen stationären Endzustand, α_k steigt stetig im Zeitverlauf. In längeren Versuchen muss noch ermittelt werden, ob ein näherungsweise konstanter Endwert erreicht wird. Werden bei der Auswertung geringfügig andere Parameter gewählt ($\lambda_{\text{PCM},f} = 0,75$ W/mK, $T_{\text{PCM}} + 0,2^\circ\text{C}$, um den möglichen Wärmeableitfehler bei der Messung der PCM-Temperatur zu berücksichtigen), wird jedoch deutlich, dass die Auswertung (vor allem gegen Ende der Versuche) sehr sensitiv auf die Berechnungsannahmen und die Messunsicherheiten ist. Dies ist in Abbildung 39, rechts dargestellt. Man erkennt, dass sich die Steigung der Kurven stark reduziert.

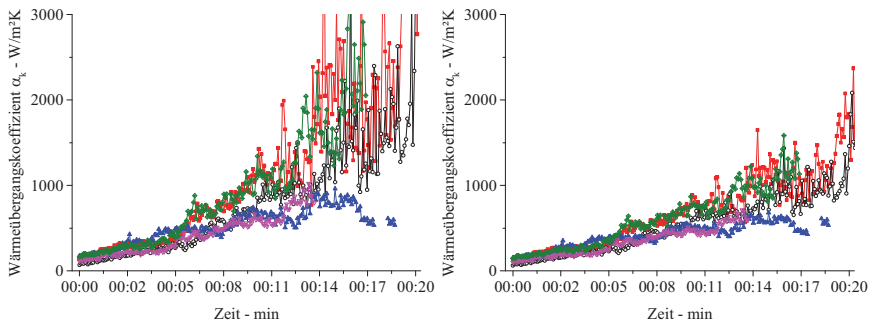


Abbildung 39: Ergebnisse der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Kristallisieren α_k basierend auf fünf Versuchen. Links: Annahme aus Tabelle 23. Rechts: Davon abweichende Annahmen:

$\lambda_{\text{PCM},f} = 0,75$ W/mK, PCM-Temperatur $T_{\text{PCM}} + 0,2^\circ\text{C}$.

Betrachtet man in Abbildung 40 die nach Gl. 3.25 berechneten Wärmeübergangskoeffizienten α_k^* , bei denen der Wärmewiderstand durch die PCM-Schicht mit inbegriffen ist, kann man erkennen, dass α_k^* vermutlich auf $\alpha_k^* > 400 \text{ W/m}^2\text{K}$ hin strebt. Die mittlere PCM-Schichtdicke betrug während der Versuche am KWÜ $s_{\text{PCM}} = 1,25 \text{ mm}$. Die bei den Versuchen am SWÜ ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten betragen $\alpha_k^* = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$. Da diese nach Tabelle 19 an den Wellen eine Schichtdicke von $s_{\text{PCM}} = 2 - 2,4 \text{ mm}$ hatten, sind die am KWÜ-Teststand erzielten höheren Ergebnisse plausibel.

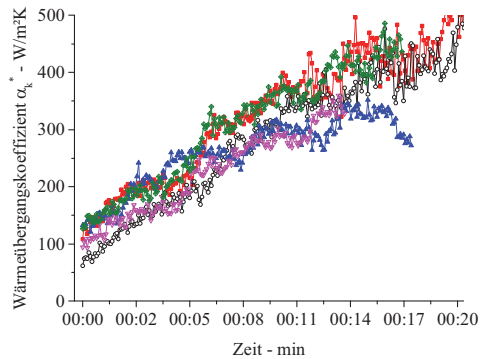


Abbildung 40: Ergebnisse der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Kristallisieren α_k^* , der den Wärmewiderstand durch die PCM-Schicht sowie den konvektiven Wärmewiderstand enthält.

Fazit: Es wurde eine experimentelle Untersuchungsmethode erarbeitet, um den Wärmeübergangskoeffizient beim Kristallisieren am SWÜ in einem vereinfachten Versuchsaufbau mit einem Kratzwärmeübertrager zu ermitteln. Ein Teststand wurde aufgebaut, um diese Methode zu testen. Aus ersten Versuchsdurchführungen wurden Verbesserungsmaßnahmen für die experimentelle Durchführung abgeleitet, sowie ein erster Nachweis der Plausibilität der Methode erbracht. Auch in diesen Untersuchungen zeigte sich, dass für eine genaue Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten unbedingt eine genaue Charakterisierung der Stoffwerte (vor allem $\lambda_{\text{PCM},f}$) durchgeführt werden muss.

4.3 Konzept für Hochdruck - Schneckenwärmeübertrager

Der Latentwärmespeicher mit Wasser/Dampf soll bei verschiedenen Betriebsdrücken eingesetzt werden. In solarthermischen Kraftwerken soll z.B. ein Druck bis $p = 100$ bar erreicht werden. In diesem Kapitel wird die Druckbeständigkeit vergrößerter SWÜ – Module vorläufig beurteilt.

Mit dem FEM-Programm COMSOL Multiphysics wurde berechnet, wie hoch die auftretenden Spannungen in einem vergrößerten SWÜ-Modul (vereinfachte Geometrie nach Anhang C, Tabelle 46) bei einem Innendruck von $p = 30$ bar und $p = 100$ bar sind. Die maximal zulässige Spannung wird festgelegt durch die Zeitstandfestigkeit des bei den Laborversuchen verwendeten Stahls 1.4301 bei $T = 300^\circ\text{C}$ (s. [Muhs, et al. 2007]), abgeschwächt mit einem Sicherheitsbeiwert $S_D=1,5$ gegen Dauerbruch. Die Rechnungen zeigen, dass bei $p = 30$ bar die auftretende Maximalspannung geringer als die zulässige Spannung ist. Um dies bei $p = 100$ bar zu gewährleisten, werden dagegen inakzeptabel hohe Flügelwandstärken ($t_F = 74$ mm) benötigt. Da bei dieser Wandstärke der Materialverbrauch sehr hoch ist und die Schweißbeugung abnimmt, kann der SWÜ mit Wasser / Dampf nicht bei dem in direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerke erforderlichen Druck von $p = 100$ bar eingesetzt werden. [Boye 2013]

Da die Druckbeständigkeit stark von der SWÜ-Geometrie abhängt, wird empfohlen die hier beschriebenen Untersuchungen erneut durchzuführen, wenn durch weitere Erkenntnisse und aktuelle Daten die Vergrößerung der SWÜ-Geometrien wie in Kapitel 4.1 beschrieben geprüft und überarbeitet wurde. So sollte immer nach aktuellem Kenntnisstand überprüft werden, bis zu welchem Druck der Einsatz des SWÜ mit Wasser/Dampf sinnvoll ist.

Um den Speicher auch bei hohem Druck einsetzen zu können, wurde ein modifiziertes SWÜ-Konzept entwickelt. Die höchsten Spannungen bei Belastung durch Innendruck treten in den Flügeln auf. Um die Spannung dort auch bei niedrigen Wandstärken auf ein zulässiges Maß zu reduzieren, soll im Flügel und im Ringspalt ein organisches, niedrig siedendes Wärmeträ-

germedium (z.B. Dowtherm A [Dowtherm Chemicals 2014]) als Zwischenmedium eingesetzt werden (s. Abbildung 41). Bei der Speicherentladung kristallisiert das PCM auf der Außenseite von Flügel und Welle. Das organische Medium verdampft bei niederem Druck (ca. $p = 2,6 \text{ bar}$) an den von PCM berührten Innenflächen von Flügel und Welle, und kondensiert an einer kälteren, internen Wärmeübertragerfläche (z.B. ein Rohrbündel), die längs der Wellenachse platziert wird. Im internen Wärmeübertrager wird Wasser bei hohem Druck verdampft; aufgrund der runden Querschnitte sind die dort auftretenden Spannungen und die erforderlichen Wandstärken gering.

Die Umsetzung dieses Konzepts erfordert eine hinreichend gute Benetzung im Inneren des Flügels und des Ringspalts mit dem organischen Medium. Es soll versucht werden, das Medium über Kapillarstrukturen auf der Wärmeübertragerfläche zu verteilen. Hierfür ist die Charakterisierung solcher Kapillarstrukturen notwendig, sowie ein Konzept zu deren Anbindung an die Wärmeübertragerfläche. Dies wird in separaten Versuchsaufbauten, jedoch nicht mehr im Rahmen dieser Arbeit, weiter untersucht.

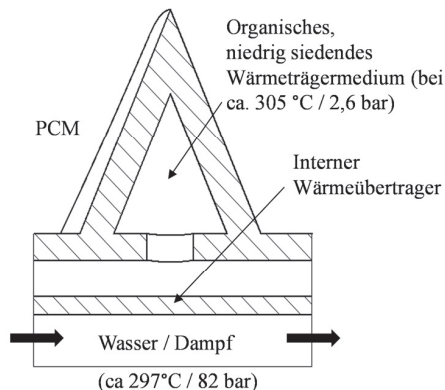


Abbildung 41: Hochdruckkonzept für den SWÜ bei der Speicherentladung: Ein niedrigsiedendes organische Wärmeträgermedium im Flügel und im Ringspalt ermöglicht es bei geringen Wandstärke, Wasserdampf bei hohem Druck im SWÜ zu erzeugen.

4.4 Zusammenfassung und Ausblick

Der auf Basis der Versuchswerte theoretisch ermittelte Wärmedurchgangskoeffizient für einen vergrößerten SWÜ mit Wasser / Dampf als Wärmeträgermedium beträgt beim Beladen $k_s = 348 \text{ W/m}^2\text{K}$ und beim Entladen $k_k = 243 \text{ W/m}^2\text{K}$. Eine Verringerung des Spaltabstandes erhöht den Wärmedurchgang k , da die entstehende PCM-Schicht, die den Wärmewiderstand erhöht, verringert wird. Um zu bestimmen, welchen Einfluss dies haben kann, wurde eine experimentelle Methode entwickelt, um den Wärmeübergangskoeffizienten α_k anhand eines vereinfachten Modells des SWÜ mit einem Kratzwärmeübertrager zu bestimmen. Diese Methode wurde erläutert und in ersten Versuchen bewertet und verbessert. α_k kann jedoch aufgrund der stark unsicherheitsbehafteten Stoffwerte nicht bestimmt, und somit die Erhöhung von k durch eine Verringerung des Spaltabstandes nicht quantifiziert werden.

Ein vergrößerter SWÜ kann nicht bei dem in solarthermischen Kraftwerken erforderlichen hohen Druck ($p = 100 \text{ bar}$) mit Wasser / Dampf als alleinigem Wärmeträgermedium eingesetzt werden. Für hohe Drücke wurde ein Konzept vorgeschlagen, bei dem in den Flügeln und im Ringspalt ein bei niedrigem Druck siedendes Wärmeträgermedium verwendet wird, um dann damit in einem zweiten Wärmeübertrager in der Wellenmitte Wasser bei hohem Druck zu verdampfen bzw. zu kondensieren.

Ausblick: Ergeben sich im weiteren Entwicklungsverlauf von SWÜ neue Erkenntnisse zum Wärmeübergang, so ist eine erneute Optimierung der SWÜ - Geometrie in Hinsicht auf minimale Kosten $K_{e/W}$ erforderlich. Um den Wärmeübergang beim Kristallisieren zu bestimmen, sollten die Versuche am KWÜ, unter Berücksichtigung der erzielten Erkenntnisse, weitergeführt werden. Diese äußerst umfangreiche Aufgabe konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr weitergeführt werden. Darüber hinaus besteht ein wichtiger Entwicklungsschritt in der Untersuchung und Umsetzung des vorgeschlagenen Konzepts des SWÜ für hohe Drücke. Nach diesen Schritten sollten der Aufbau und die experimentelle Untersuchung eines vergrößerten SWÜ bei hohem Druck erfolgen, um die Machbarkeit auch in größeren Skalen zu demonstrieren.

5 Analyse von solarthermischen Systemen mit dem untersuchten Latentwärmespeicher in Simulationen

In diesem Kapitel wird in Systemsimulationen der Einsatz des Latentwärmespeichers in zwei solarthermischen Systemen (direktverdampfende Kraftwerke, Anlagen zur solaren Kraft-Wärme-Kopplung) untersucht. Die Modellierung der Komponenten wird beschrieben und validiert. Die Speicherauslegung, die weiteren Randbedingungen und Annahmen für die Simulationen werden beschrieben, sowie sinnvolle Bewertungskriterien definiert. Ziel der Jahresertragsanalysen ist die Bewertung des Einsatzes des Latentwärmespeichers in den Systemen, sowie die Optimierung der Speicherauslegung im Systemkontext. Davon ausgehend werden Empfehlungen für die Auslegung eines solchen Speichers abgeleitet.

5.1 Simulationsumgebung ColSim

Die Modellierung und Systemsimulation wird in der am Fraunhofer ISE entwickelten Simulationsumgebung ColSim [Wittwer 1999] durchgeführt. Ursprüngliches Ziel der Entwicklung war der Test von Reglern für Solarkollektoren und die Entwicklung einer Simulationsumgebung, die die Jahresanalyse von dynamischen Systemen mit kleinen Zeitschritten in vergleichsweise kurzen Rechenzeiten ermöglicht. ColSim ist in Ansi C programmiert, hat den Public Domain Status und nutzt die frei verfügbaren Tools xfig als grafische Oberfläche und Gnuplotter zur Visualisierung.

Die Software ist, angelehnt an die Simulationsumgebung TRNSYS, in Ihrem Aufbau modular. In jedem Zeitschritt wird die Massen- und Energiebilanz in hydraulischen Kreisen berechnet. Als Lösungsverfahren wird ein explizites modifiziertes Einschritt - Eulerverfahren verwendet. In einem hydraulischen Kreis, beginnend und endend bei der Pumpe und in der Reihenfolge der hydraulischen Anordnung, werden aufeinander folgend pro Rechenzeitschritt die Berechnungen für die einzelnen Komponenten durchgeführt. Um bei dem verwendeten Eulerverfahren eine ausreichende Stabilität zu gewährleisten, müssen die Rechenschritte ausreichend klein sein. Eine detaillierte Beschreibung der Simulationsumgebung ist in [Fröhlich 2014, Wittwer 1999] zu finden.

5.2 Quasistationäre Modelle für die Simulation

5.2.1 Schneckenwärmeübertrager

Modellbeschreibung: Durch den Schneckenwärmeübertrager (SWÜ) strömen zwei Medien (s. Abbildung 42), die dort die Phase wechseln: das Wärmeträgermedium (WT) und das Phasenwechselmaterial (PCM). Die Regelung des **PCM-Massenstroms** $\dot{m}_{PCM,t}$ erfolgt anhand des Zustandes des PCM im SWÜ. Analog zum Phasenübergang flüssig/dampfförmig wird ein Flüssiganteil x_{PCM} definiert: für $x_{PCM} = 0$ ist das PCM fest; für $x_{PCM} = 1$ ist das PCM flüssig. Im **Beladefall** soll die Austrittsbedingung $x_{PCM} = 1$ für die aus dem SWÜ heraustransportierte Masse möglichst eingehalten werden. Anhand der im Zeitschritt Δt im Knoten vorhandenen Masse an flüssigen PCM $m_{PCM,ges} \cdot x_{PCM}$ wird der Massenstrom $\dot{m}_{PCM,t+1}$ für den nächsten Zeitschritt $t+1$ berechnet. Für:

$$m_{PCM,ges} \cdot x_{PCM} \geq \dot{m}_{PCM,t} \cdot \Delta t \text{ gilt } \dot{m}_{PCM,t+1} = \frac{m_{PCM,ges} \cdot x_{PCM}}{\Delta t} \quad \text{Gl. 5.1}$$

Die den SWÜ verlassende Masse hat dann, wenn möglich, am Austritt des SWÜ den Zustand $x_{PCM} = 1$. Aufgrund des in Kapitel 5.1 beschriebenen Lösungsverfahrens tritt ein Zeitschritt Verzug bei der Regelung auf, somit kann es in Ausnahmefällen zu Zeitschritten kommen, in denen der Massenstrom am Austritt den Zustand $x_{PCM} < 1$ hat. Wenn weniger PCM des Zustands $x_{PCM} = 1$ als aus dem SWÜ heraustransportierte Masse vorhanden ist, so ist der Massenstrom im nächsten Zeitschritt $\dot{m}_{PCM,t+1} = 0$:

$$m_{PCM,ges} \cdot x_{PCM} < \dot{m}_{PCM,t} \cdot \Delta t \text{ dann gilt } \dot{m}_{PCM,t+1} = 0 \quad \text{Gl. 5.2}$$

Im Modus „**Entladen**“ wird zuerst der maximal mögliche PCM-Massenstrom $\dot{m}_{PCM,Ent,max}$ nach Gl. 2.2 in Abhängigkeit der vorgegebenen Drehzahl berechnet. Für die aus dem SWÜ heraustransportierte Masse $\dot{m}_{PCM,t} \cdot \Delta t$ gilt die Austrittsbedingung $x_{PCM} = 0$; wenn möglich soll sie komplett kristallisiert sein. Analog zum Beladefall berechnet sich der Massenstrom für $t+1$ anhand der vorhandenen Menge an festem PCM. Für:

$$m_{PCM,ges} \cdot (1 - x_{PCM}) \geq \dot{m}_{PCM,t} \cdot \Delta t \text{ und} \quad \text{Gl. 5.3}$$

$$\dot{m}_{PCM,t+1} < \dot{m}_{PCM,Ent,max} \text{ gilt}$$

$$\dot{m}_{PCM,t+1} = \frac{m_{PCM,ges} \cdot (1 - x_{PCM})}{\Delta t}$$

Die Masse $\dot{m}_{PCM,t} \cdot \Delta t$, die den SWÜ verlässt, hat wenn möglich den Zustand $x_{PCM} = 0$. Für:

$$m_{PCM,ges} \cdot (1 - x_{PCM}) \geq \dot{m}_{PCM,t} \cdot \Delta t \text{ und}$$

$$\dot{m}_{PCM,t+1} > \dot{m}_{PCM,Ent,max} \text{ gilt} \quad \text{Gl. 5.4}$$

$$\dot{m}_{PCM,t+1} = \dot{m}_{PCM,Ent,max}$$

Ansonsten gilt:

$$m_{PCM,ges} \cdot (1 - x_{PCM}) < \dot{m}_{PCM,t} \cdot \Delta t \text{ gilt } \dot{m}_{PCM,t+1} = 0 \quad \text{Gl. 5.5}$$

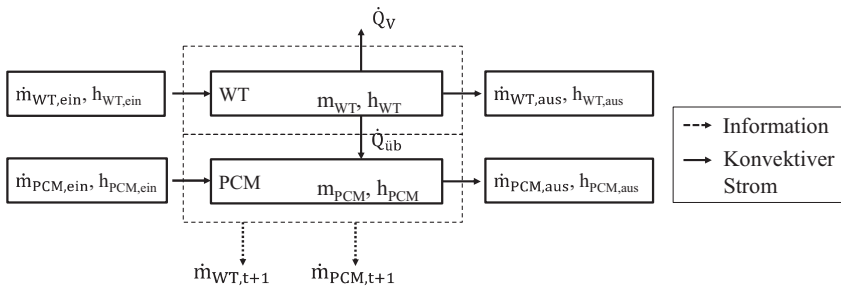


Abbildung 42: Schematische Abbildung des Modells des Schneckenwärmeübertragers: Pro Zeitschritt wird ein Flüssigkeitsknoten (in ColSim „plug“) mit dem Knoten des Modells vermischt, der Zustand des Systems und des Austrittsplug berechnet. Danach tritt der Flüssigkeitsknoten wieder aus. Eine genaue Beschreibung dieser für ColSim typischen Berechnungsmethodik ist [Fröhlich 2014] zu entnehmen.

Im Betriebsmodus „**Laden**“ wird der **WT-Massenstrom** vorgegeben (dieser wird im Solarfeld berechnet). Es gilt die Bedingung, dass der Zustand am Austritt möglichst $x_{WT} = 0$, also flüssig ist (Für Wasser gilt: $x = 0$: flüssig, $x = 1$: dampfförmig). Im Betriebsmodus „**Entladen**“ wird anhand der im aktuellen Zeitschritt t vorhandenen Masse an verdampftem WT der Massenstrom für $t+1$ $\dot{m}_{WT,t+1}$ bestimmt. Der maximal mögliche Massenstrom beim Entladen $\dot{m}_{WT,Ent,max}$ (dieser entspricht dem Teillastmassenstrom durch die Turbine) darf nicht überschritten werden. Für:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{WT,t+1} &< \dot{m}_{WT,Ent,max} \text{ gilt:} \\ \dot{m}_{WT,t+1} &= \frac{m_{WT,ges} \cdot (1 - x_{WT})}{\Delta t} \end{aligned} \quad \text{Gl. 5.6}$$

$$\begin{aligned} \text{Für } \dot{m}_{WT,t+1} &> \dot{m}_{WT,Ent,max} \text{ gilt:} \\ \dot{m}_{WT,t+1} &= \dot{m}_{WT,Ent,max} \end{aligned} \quad \text{Gl. 5.7}$$

Wenn möglich ist $x_{WT} = 1$.

Im SWÜ-Modell müssen die Bilanzgleichungen erfüllt sein. In allgemeiner Form können diese wie folgt formuliert werden [Epple, et al. 2009]:

$$\frac{\delta \rho \Phi}{\delta \tau} = - \frac{\delta \rho w_i \Phi}{\delta x_i} + \frac{\delta}{\delta x_i} \Gamma_{\Phi} \frac{\delta \Phi}{\delta x_i} + S_{\Phi} \quad \text{Gl. 5.8}$$

In ColSim ist eine Änderung der Knotenmasse nicht zulässig; es wird eine konstante Dichte angenommen. Diese Annahme ist eine Näherung, die in bestimmten Fällen (z.B. beim Phasenwechsel) die Realität nicht genau beschreibt. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Rechnungen wird mit dieser Annahme aber eine hinreichende Genauigkeit erzeugt, da nicht das dynamische Verhalten betrachtet werden soll. Somit erscheint es zulässig die durch die Ein- und Ausspeicherung von Masse entstehenden Effekte zu vernachlässigen. Die Rechnungen erfolgen mit gemittelten Wetterdaten. Es ergibt sich eine stationäre Massenbilanz:

$$\frac{\delta m_{WT}}{\delta \tau} = \dot{m}_{WT,ein} - \dot{m}_{WT,aus} = 0 \quad \text{Gl. 5.9}$$

$$\frac{\delta m_{PCM}}{\delta \tau} = \dot{m}_{PCM,ein} - \dot{m}_{PCM,aus} = 0 \quad \text{Gl. 5.10}$$

Die Energiebilanz für das SWÜ-Modell (Gl. 5.8) kann vereinfacht werden, da keine Quellen- bzw. Senkenterme wirken und Wärmeleitungsvorgänge vernachlässigt werden. Nach der Vereinfachung gilt für den SWÜ:

$$\frac{\delta m_{WT} h_{WT}}{\delta \tau} = \dot{Q}_{WT,ein} - \dot{Q}_{WT,aus} - \dot{Q}_V - \dot{Q}_{\text{üb}} \quad \text{Gl. 5.11}$$

$$\frac{\delta m_{PCM} h_{PCM}}{\delta \tau} = \dot{Q}_{PCM,ein} - \dot{Q}_{PCM,aus} + \dot{Q}_{\text{üb}} \quad \text{Gl. 5.12}$$

Die konvektiven Ströme \dot{Q}_{ein} und \dot{Q}_{aus} werden aus den jeweiligen Massenströmen und Enthalpien des PCM und WT am Ein- und Auslass berechnet. Der Wärmeverluststrom \dot{Q}_V an die Umgebung wird nach Gl. 5.13 berechnet:

$$\dot{Q}_V = k_V \cdot A_{SW\ddot{u},a} \cdot (T_{WT} - T_U) \quad \text{Gl. 5.13}$$

Der im SWÜ übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{üb}}$ wird berechnet mit:

$$\dot{Q}_{\text{üb}} = k_{SW\ddot{u}} \cdot A_{SW\ddot{u}} \cdot (T_{WT} - T_{PCM}) \quad \text{Gl. 5.14}$$

Anhand der Geometrievorgaben wird die verfügbare Wärmeübertragerfläche $A_{SW\ddot{u}}$ berechnet. Um die Geometrie des SWÜ eindeutig zu beschreiben, wird ein Datensatz definiert, der als Startparameter an das Modell übergeben wird (s. Anhang C). Der Wärmedurchgangskoeffizient $k_{SW\ddot{u}}$ wird als Parameter vorgegeben.

Die Berechnungen werden in zwei aufeinander folgenden Schritten durchgeführt: zuerst werden im ersten Aufruf, basierend auf den im letzten Zeitschritt ermittelten Werten, die Massenströme für die nächsten Zeitschritte und der Austrittszustand der Fluide bestimmt. Im zweiten Aufruf werden der übertragene Wärmestrom und der Systemzustand berechnet.

Vergleich des Modells mit experimentellen Daten: Am Versuchsstand erzeugte Messdaten werden genutzt, um nachzuweisen, dass das beschriebene SWÜ-Modell zuverlässige Ergebnisse liefert, die mit der Realität übereinstimmen. Die Versuchsstartbedingungen wurden dem Modell aufgeprägt, welches sowohl für das Beladen als auch für das Entladen plausible Ergebnisse liefert (s. Tabelle 24 und Tabelle 25).

Tabelle 24: Ergebnisse der Validierung des Schneckenwärmeübertrager - Modells mit Messdaten für den Betriebsmodus "Beladen"

Startbedingungen Versuch			Startbedingungen Simulation		
			$k_{SWÜ,s}$	220,3	W/m ² K
$T_{PCM,ein}$	194,8	°C	$T_{PCM,ein}$	194,8	°C
$T_{WT,ein}$	230,3	°C	$T_{WT,ein}$	230,3	°C
\dot{m}_{WT}	2,2	kg/s	\dot{m}_{WT}	2,2	kg/s
			k_V	10,9	W/m ² K
T_U	32,3	°C	T_U	32,3	°C
			Knotenanzahl	10	
Versuchsergebnisse			Simulationsergebnisse		
$\dot{m}_{PCM,aus}$	0,06	kg/s	\dot{m}_{PCM}	0,06	kg/s
$T_{WT,aus}$	227,7	°C	$T_{WT,aus}$	277,7	°C
ΔT_{PCM-WT}	8,0	K	\dot{Q}_V	5,6	kW
$\dot{Q}_{üb}$	8,1	kW	$\dot{Q}_{üb}$	8,0	kW
$k_{SWÜ}$	220,3	W/m ² K			
k_V	10,9	W/m ² K	Differenz	1,35	%

Tabelle 25: Ergebnisse der Validierung des Schneckenwärmeübertrager - Modells mit Messdaten für den Betriebsmodus "Entladen"

Startbedingungen Versuch			Startbedingungen Simulation		
			$k_{SWÜ,k}$	92,3	W/m ² K
$T_{PCM,ein}$	233,5	°C	$T_{PCM,ein}$	233,5	°C
$T_{WT,ein}$	214,2	°C	$T_{WT,ein}$	214,2	°C
\dot{m}_{WT}	0,6	kg/s	\dot{m}_{WT}	0,6	kg/s
			k_V	10,8	W/m ² K
T_U	28,9	°C	T_U	28,9	°C
			Knotenanzahl	10	
Versuchsergebnisse			Simulationsergebnisse		
$\dot{m}_{PCM,aus}$	0,03	kg/s	\dot{m}_{PCM}	0,03	kg/s
$T_{WT,aus}$	212,8	°C	$T_{WT,aus}$	212,8	°C
ΔT_{PCM-WT}	7,5	K	\dot{Q}_V	5,6	kW
$\dot{Q}_{üb}$	3,3	kW	$\dot{Q}_{üb}$	3,3	kW
$k_{SWÜ}$	92,3	W/m ² K			
k_V	10,8	W/m ² K	Differenz	-0,04	%

5.2.2 Konventioneller Kraftwerksteil

Im konventionellen Kraftwerksteil findet in einem Clausius-Rankine-Kreisprozess die Umwandlung der im Dampf enthaltenen Energie in Elektrizität statt. In einer siebenstufigen Turbine wird der Dampf entspannt und in einem luftgekühlten Kondensator kondensiert. Die Hochdruckturbine (HD) hat zwei Entnahmestellen, an welche zwei Hochdruckspeisewasservorwärmer (HD-SPV) angeschlossen sind. Die Mittel- (MD) und Niederdruckturbine (ND) hat vier Entnahmestellen, die mit dem Entgaser und drei Niederdruckvorwärmern verbunden sind (s. Abbildung 43).

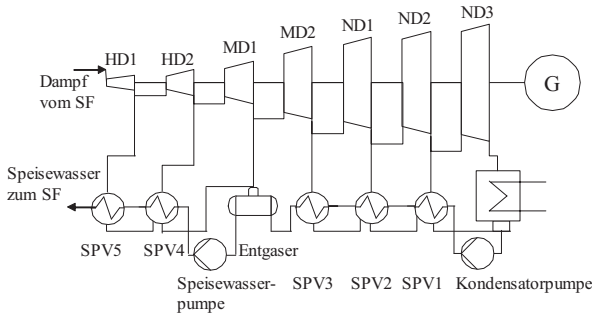


Abbildung 43: Schematischer Aufbau des siebenstufigen Kraftwerksmodells

Die Berechnung der nominellen Ein- und Austrittszustände aus den Turbinenstufen beruht auf der Annahme, dass die Reduktion der Enthalpie in jeder Stufe gleich groß ist („constant efficiency method“ nach [Black und Veatch 1996]). Der isentrope Wirkungsgrad wird mit:

$$\eta_{is} = \frac{h_{aus} - h_{ein}}{h_{aus,is} - h_{ein}} \quad \text{Gl. 5.15}$$

berechnet. Mit der isentropen Enthalpiedifferenz

$\Delta h_{is} = h_{ein}(T_{ein}, p_{ein}, s_{ein}) - h_{aus}(T_{aus}, p_{aus}, s_{ein})$ wird die Turbinenleistung P_{el} berechnet:

$$P_{el} = \dot{m}_{Tu} \cdot \Delta h_{is} \cdot \eta_{is} \quad \text{Gl. 5.16}$$

Zur Berechnung der Brutto - Klemmenleistung werden noch der mechanische und der Generatorwirkungsgrad berücksichtigt:

$$P_{el,brutto} = \dot{m}_{Tu} \cdot \Delta h_{is} \cdot \eta_{is} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_G \quad \text{Gl. 5.17}$$

Zur Berechnung der Netto-Klemmenleistung $P_{el,netto}$ werden die Hilfsenergieverbräuche $P_{el,Eigen}$ (der Pumpen (Gl. 5.34), Ventilatoren (Gl. 5.22), Motoren (s. Kapitel 5.3.1.2, Speichersystem)) des Kraftwerks abgezogen:

$$P_{el,netto} = P_{el,brutto} - P_{el,Eigen} \quad \text{Gl. 5.18}$$

Das Verhalten der Turbine im Teillastfall wird mit dem Kegelgesetz von Stodola [Stodola 1926] beschrieben. Dies beschreibt den Zusammenhang der Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt der Turbinenstufe und dem Massenstrom $\dot{m}_{TL,Tu}$ durch die Stufe.

$$\frac{p_{ein}^2 - p_{aus}^2}{p_{ein,nom}^2 - p_{aus,nom}^2} = \left(\frac{\dot{m}_{TL,Tu}}{\dot{m}_{nom,Tu}} \right)^2 \quad \text{Gl. 5.19}$$

Der Teillastwirkungsgrad η_{TL} berechnet sich mit einem Korrekturfaktors nach [Bartlett 1958]:

$$\eta_{TL} = (1 - R_{VF}) \cdot \eta_{is} \quad \text{Gl. 5.20}$$

Der Verringerungsfaktor R_{VF} berechnet sich wie folgt:

$$R_{VF} = 0,191 - 0,409 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{TL,Tu}}{\dot{m}_{nom,Tu}} \right) + 0,218 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{TL,Tu}}{\dot{m}_{nom,Tu}} \right)^2 \quad \text{Gl. 5.21}$$

Der elektrische Verbrauch des Kondensators $P_{el,K}$ berechnet sich mit:

$$P_{el,K} = \frac{\Delta p_K \dot{V}}{\eta_{K,mech} \cdot \eta_{K,is}} \quad \text{Gl. 5.22}$$

5.2.3 Direktverdampfendes Solarfeld

Modellbeschreibung: Im Solarfeld wird berechnet, wieviel Energie in den linearen Fresnel-Kollektoren im Absorber aufgenommen und auf das Arbeitsfluid übertragen werden kann (s. Abbildung 44).

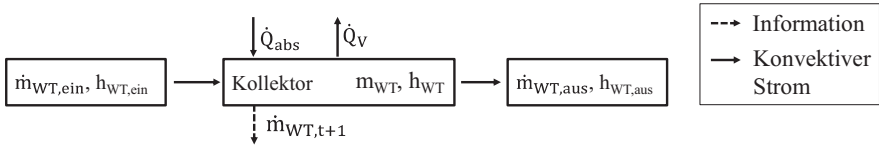


Abbildung 44: Darstellung des Modells des direktverdampfenden Solarfeldes

Mit Uhrzeit, Datum und dem Standort werden wie in [Duffie und Beckman 2006] beschrieben in jedem Zeitschritt der solare Zenithwinkel θ_z und der solare Azimutwinkel γ_s ermittelt. Anhand der Kollektororientierung (beschrieben durch γ , meist Nord-Süd-Ausrichtung: $\gamma = 0$) und der Sonnenwinkel θ_z und γ_s werden der longitudinale Einfallswinkel θ_l und der transversale Einfallswinkel θ_t auf den Kollektor berechnet. Dessen optischer Wirkungsgrad η_{opt} wird dann mit:

$$\eta_{opt} = \eta_0 \cdot IAM \quad \text{Gl. 5.23}$$

mit η_0 = Wirkungsgrad des Kollektors bei senkrechter Einstrahlung und IAM = Winkelkorrekturfaktor für nicht senkrechte Einstrahlungen berechnet. Der IAM berücksichtigt Verluste durch Verschattung, Abdeckung, Kosinusverluste, Receiverabdeckung und Strukturabdeckung [Mertins 2008]. Anhand θ_l , θ_t und Herstellerdaten für den IAM wird für jeden Zeitschritt η_{opt} berechnet. Die am Absorber aufgenommene Leistung \dot{Q}_{abs} einer Kollektorreihe errechnet sich aus:

$$\dot{Q}_{abs} = \eta_{opt} \cdot A_{KR} \cdot I_d - \dot{Q}_{V,End} \quad \text{Gl. 5.24}$$

Mit A_{KR} = nutzbare Spiegelfläche der Kollektorenreihe, I_d = spezifische Direktstrahlungsleistung der Sonne und $\dot{Q}_{V,End}$ = Reihenendverluste. Um die nach dem Solarfeld nutzbare Leis-

zung \dot{Q}_N zu bestimmen müssen die thermischen Verluste \dot{Q}_V im Solarfeld berücksichtigt werden:

$$\dot{Q}_N = \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_V \quad \text{Gl. 5.25}$$

Die Verluste \dot{Q}_V setzen sich zusammen aus thermischen Verlusten am Absorber und den thermischen Zuleitungsverlusten [Mertins 2008]. Im Solarfeld wird der Wärmeträger verdampft und ggfs. überhitzt. Im Modell wird jede Kollektorreihe in zwei Abschnitte geteilt. Im Verdampfungssteil wird anhand der nutzbaren Leistung im Verdampfer $\dot{Q}_{N,VD}$ und der Enthalpiedifferenz zwischen Eintritt $h_{ein,VD}(T, p)$ und dem gewünschten Austrittszustand $h_{aus,VD}(T, p, x)$ der mögliche Massenstrom \dot{m}_{WT} bestimmt:

$$\dot{m}_{WT} = \frac{\dot{Q}_{N,VD}}{h_{aus,VD} - h_{ein,VD}} \quad \text{Gl. 5.26}$$

Die Austrittstemperatur des Überhitzers wird über eine Einspritzkühlung [Zarza, et al. 2002] geregelt. Anhand des gewünschten Austrittszustandes aus dem Überhitzer $h_{aus,\dot{U}H}(T_{aus,\dot{U}H}, p)$ wird der im nächsten Zeitschritt erforderliche Einspritzmassenstrom $\dot{m}_{WT,ES}$ berechnet:

$$\dot{m}_{WT,ES} = \frac{\dot{Q}_{N,\dot{U}H} - \dot{m}_{WT} \cdot (h_{aus,\dot{U}H} - h_{aus,VD})}{h_{aus,\dot{U}H} - h_{ein,VD}} \quad \text{Gl. 5.27}$$

Der Gesamtmassenstrom $\dot{m}_{WT,t+1}$ für den nächsten Zeitschritt berechnet sich dann mit:

$$\dot{m}_{WT,t+1} = (\dot{m}_{WT} + \dot{m}_{WT,ES}) \cdot N_{KR} \quad \text{Gl. 5.28}$$

Ist der erzielbare Gesamtmassenstrom höher als der erforderliche Massenstrom, werden die Spiegel teilweise defokussiert. So verringern sich \dot{Q}_N und $\dot{m}_{WT,t+1}$.

Vergleich des Modells mit Referenzwerten: Um die Plausibilität des Modells nachzuweisen, wurden Referenzdaten eines Herstellers herangezogen [Novatec Solar 2014]. In diesem Referenzfall wird Wasser in einem Kollektor einphasig erhitzt, jedoch nicht verdampft. Da es

sich bei dem beschriebenen Modell um ein Enthalpiemodell handelt, das keine Strömungsphänomene und Wärmeübergänge berücksichtigt, ist dieser Datensatz ausreichend für die Validierung. In Tabelle 26 wird die absorbierte Leistung des realen Kollektors und die mit dem Modell berechnete gegenübergestellt. Die Abweichungen sind gering, somit ist die Verwendung des Modells zulässig.

Tabelle 26: Vergleich der absorbierten Leistung nach Herstellerangaben [Novatec Solar 2014] und mit dem aus dem Solarfeld - Modell berechneter Wert

Referenzbedingungen		Leistung	
$T_{WT, \text{ein}}$	100 °C	Datenblatt: \dot{Q}_N	246,2 kW
$T_{WT, \text{aus}}$	270 °C	Modell: \dot{Q}_N	244,5 kW
T_U	40 °C		
DNI	900 W/m ²		
Azimuthwinkel	0 °		
Zenithwinkel	30 °	Differenz:	0,69 %

5.2.4 Speichertank

Der Speichertank ist ein perfekt durchmischter Behälter (s. Abbildung 45). Das Gesamtspeichervolumen V und der momentane Füllstand ϕ werden vorgegeben. Für die Änderung des Energieinhaltes gilt die Energiebilanz:

$$\frac{\delta m h}{\delta \tau} = \dot{Q}_{\text{ein}} - \dot{Q}_{\text{aus}} - \dot{Q}_V + \dot{Q}_{\text{el}} \quad \text{Gl. 5.29}$$

Zur Berechnung der Wärmeverluste \dot{Q}_V über die Außenfläche A_a wird die in [Herrmann, Kelly und Price 2004] bestimmte empirischen Formel für Salzschnmelzetanks verwendet:

$$\dot{Q}_V = (0,00017 \cdot (T_{ST} - 273,15) + 0,012) \cdot A_a \quad \text{Gl. 5.30}$$

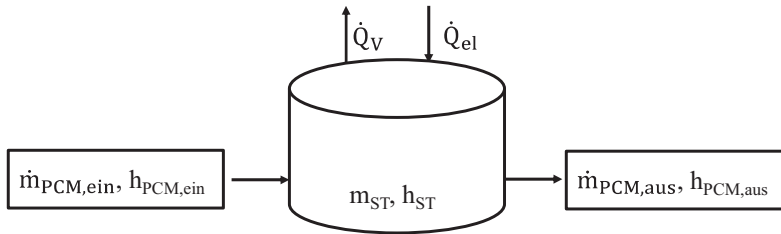


Abbildung 45: Modell des Speichertanks: Ein-Knoten-Modell mit Wärmeverluststrom an die Umgebung und Wärmezufuhr durch eine elektrische Begleitheizung

5.2.5 Pumpe

In der Pumpe gilt die Massenbilanz:

$$\frac{\delta m}{\delta \tau} = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus} = 0 \quad \text{Gl. 5.31}$$

und die Energiebilanz:

$$\frac{\delta m h}{\delta \tau} = \dot{m} \cdot h_{ein} - \dot{m} \cdot h_{aus} + P_{P,el} = 0 \quad \text{Gl. 5.32}$$

In der Pumpe findet eine polytrope Umwandlung statt. Für die isentrope Zustandsänderung gilt:

$$s_{ein} - s_{aus} = 0 \quad \text{Gl. 5.33}$$

Mit dem isentropen Wirkungsgrad $\eta_{P,is}$ nach Gl. 5.15 kann der polytrope Austrittszustand berechnet werden. Der elektrische Verbrauch $P_{P,el}$ der Pumpe wird wie folgt berechnet:

$$P_{P,el} = \frac{\Delta p \dot{V}}{\eta_{P,is}} \quad \text{Gl. 5.34}$$

5.3 Simulation von direktverdampfenden Kraftwerken mit einer Kombination aus latentem und sensiblem Speicher

Im Folgenden werden der Systemaufbau und die Betriebsweisen von direktverdampfenden Kraftwerken mit einem Drei-Tank Speicher (3-T-S) oder einem fossil unterstützten Zwei-Tank Speicher (2-T-S) beschrieben. Beide haben einen latenten und einen sensiblen Speicheranteil. Für beide Systeme werden vergleichbare Anfangs – und Randbedingungen sowie Kostenannahmen festgelegt. Das Simulationsmodell wird genutzt, um für beide Systemkonfigurationen Jahresertragsrechnungen durchzuführen, aus deren Ergebnissen dann die Stromgestehungskosten berechnet werden. Durch eine Optimierung von Systemparametern werden die jeweils minimalen Stromgestehungskosten ermittelt. So können die Konfigurationen verglichen werden, sowie deren Auslegung und Betriebsstrategie verbessert werden.

5.3.1 Kraftwerk mit Drei - Tank Speicherkonzept

5.3.1.1 Systemaufbau und Betriebsmodi

Der Systemaufbau des Kraftwerks ist in Abbildung 46 dargestellt (s. auch [Zipf, et al. 2015, Zipf, Neuhäuser und Platzer 2014]). In konzentrierenden Kollektoren wird, wenn die Einstrahlung hoch genug ist, Wasser verdampft und überhitzt. Der Dampf wird in einer Turbine entspannt. So wird ein Generator angetrieben und Strom produziert. Im anschließenden Kondensator wird der entspannte Dampf kondensiert. Das Kondensat wird durch die Speisewasserpumpe wieder den Kollektoren zugeführt. Ist der Dampfmassenstrom $\dot{m}_{WT,ges}$ höher als der nominelle Massenstrom der Turbine $\dot{m}_{nom,Tu}$, dann wird der Speicher beladen. Der Dampfüberschuss wird genutzt um festes PCM im SWÜ zu schmelzen und dieses anschließend teilweise in einem sensiblen Wärmeerübertrager (WÜ) zu überhitzen. Das flüssige PCM wird in Speichertanks gelagert. Der Dampf wird im WÜ abgekühlt, im SWÜ kondensiert und über eine Pumpe wieder mit dem Massenstrom aus der Turbine vermischt. Die Nutzung des PCM sowohl als latentes als auch sensibles Speichermedium erhöht die spezifische Speicherkapazität verglichen zu einer rein sensiblen Nutzung (vgl. Kapitel 2.2.1). Die Aufteilung des flüssigen PCM auf zwei Tanks erfolgt, damit der Wärmekapazitätsstrom des Speichermaterials $\dot{C}_{PCM,UH}$ beim Überhitzen an den Wärmekapazitätsstrom des Dampfes \dot{C}_{WT} angepasst

werden kann: $\dot{C}_{PCM,ÜH} = \dot{C}_{WT}$. Somit ist die Austrittstemperatur $T_{WT,aus}$ beim Entladen nur durch die Temperaturdifferenz ΔT im Wärmeübertrager begrenzt (s. Abbildung 47). Diese Auslegung hat zur Folge, dass bei der Speicherentladung der Dampfanteil beim Verlassen des SWÜ $x_{WT} < 1$ ist. In einem nachgeschalteten Wärmeübertrager wird dann mit flüssigem PCM vollständig verdampft und bis auf die Austrittstemperatur überhitzt. Dies ist sinnvoll, da die spezifischen Kosten eines SWÜ höher sind als die eines konventionellen Verdampfers, der SWÜ aber nur bei der Phasenumwandlung des PCM Vorteile bietet.

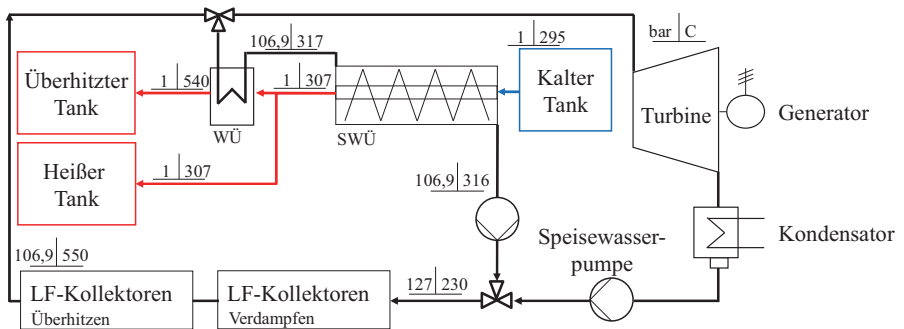


Abbildung 46: Systemlayout des 50 MW direktverdampfenden Kraftwerks mit latentem (SWÜ) und sensiblem (WÜ) Wärmeübertrager und drei Speichertanks im Tagbetrieb (Speicher beladen)

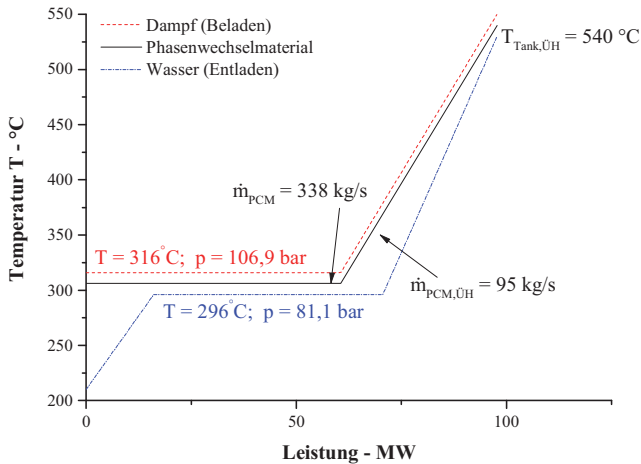


Abbildung 47: Der Einsatz von drei Speichertanks ermöglicht die Anpassung der Wärmekapazitätsströme beim Überhitzen. So können hohe Speicher- und Dampfaustrittstemperaturen beim Entladen erreicht werden.

Zur Steuerung des Kraftwerks werden Betriebsmodi definiert. Diese sind abhängig vom Zenithwinkel θ_Z , von der nutzbaren Leistung des Solarfelds \dot{Q}_N und vom Speicherfüllstand des kalten Tanks φ_k ($\varphi_k = 0 \dots 1$). Während des Tages ($\theta_Z \leq 90^\circ$) gibt es sechs Betriebsmodi.

- i) Ruhemodus: im Solarfeld ist die Nutzleistung $\dot{Q}_N = 0$ und der Speicher ist leer (Der Füllstand des kalten Speichertanks ist $\varphi_k = 1$). Alle Pumpen sind ausgeschaltet.
- ii) Kraftwerksbetrieb: Im Solarfeld ist $\dot{Q}_N > 0$, nach Gl. 5.28 wird im Solarfeld der Massenstrom der Pumpe $\dot{m}_{WT,ges}$ berechnet. Die Turbine läuft in Teil- ($\dot{m}_{WT,ges} < \dot{m}_{nom,Tu}$) oder Volllast ($\dot{m}_{WT,ges} = \dot{m}_{nom,Tu}$).
- iii) Kraftwerksbetrieb und Speicherbeladung: Der im Solarfeld berechnete Massenstrom ist höher als der nominelle Massenstrom der Turbine: $\dot{m}_{WT,ges} > \dot{m}_{nom,Tu}$. Mit dem überschüssigen Dampfmassenstrom $\dot{m}_{WT,Sp} = \dot{m}_{WT,ges} - \dot{m}_{nom,Tu}$ wird der Speicher beladen. Der Füllstand des kalten Speichertanks ist $0 < \varphi_k \leq 1$.

iv) Kraftwerksbetrieb mit Defokussierung: $\dot{m}_{WT,ges} > \dot{m}_{nom,Tu}$ und der Speicher ist voll; der Füllstand des kalten Tanks ist $\varphi_k = 0$. Ein Teil der Spiegel wird defokussiert, so dass $\dot{m}_{WT,ges} = \dot{m}_{nom,Tu}$.

v) Kraftwerksbetrieb mit Speicherentladung: Der Massenstrom im Solarfeld reicht nicht aus, um die Turbine in Teillast zu betreiben. Der Speicher ist (teilweise) gefüllt: $0 \leq \varphi_k < 1$. Der Speicher wird entladen mit $\dot{m}_{WT,Sp} = \dot{m}_{TL,Tu} - \dot{m}_{WT,ges}$. Der Teillastmassenstrom $\dot{m}_{TL,Tu}$ berechnet sich nach Gl. 5.19 über den Entladedruck.

vi) Kraftwerksbetrieb ausschließlich mit Speicherentladung: Für $\dot{m}_{WT,ges} = 0$ und $0 \leq \varphi_k < 1$ wird der Speicher entladen mit $\dot{m}_{WT,Sp} = \dot{m}_{TL,Tu}$.

In der Nacht gibt es zwei mögliche Betriebsmodi:

i) Kraftwerksbetrieb ausschließlich mit Speicherentladung: Ist $0 \leq \varphi_k < 1$ dann wird die Turbine aus dem Speicher betrieben mit $\dot{m}_{WT,Sp} = \dot{m}_{TL,Tu}$.

ii) Ruhemodus: Ist der kalten Speichertank voll ($\varphi_k = 1$), befinden sich alle Komponenten im Ruhemodus.

5.3.1.2 Simulationsrandbedingungen

Konventioneller Kraftwerksteil: Die Netto-Turbinenleistung beträgt $P_{el,netto} = 50$ MW. Weitere Parameter zur Beschreibung des Volllastbetriebs sind in Tabelle 27 aufgelistet. Auf eine Zwischenüberhitzung wird in dieser Auslegung verzichtet. Diese kann den Wirkungsgrad des Kraftwerks zwar steigern, erhöht jedoch gleichzeitig die Systemkomplexität.

Tabelle 27: Parameter und Kennzahlen des konventionellen Kraftwerksteils im Nennbetrieb [Montes, Abanades und Martinez-Val 2009]

Turbine:			
Stufenanzahl	N	7	-
Isentroper Wirkungsgrad HD	η_{is}	0,85	-
Isentroper Wirkungsgrad ND	η_{is}	0,88	-
Mechanischer Wirkungsgrad	η_{mech}	0,995	-
Generatorwirkungsgrad	η_G	0,99	-
Nominelle Eintrittstemperatur	T_{ein}	550	°C
Nomineller Eintrittsdruck	p_{ein}	106,9	bar
Nomineller Massenstrom	$\dot{m}_{nom,Tu}$	50,29	kg/s
Vorwärmzeit bei Kaltstart	t	0,5	h
Kondensator:			
Nomineller Kondensatordruck	p_K	0,08	bar
Pumpen:			
Isentroper Wirkungsgrad	$\eta_{P,is}$	0,75	-

Solarfeld: Als Wärmeträger wird Wasser/Dampf verwendet. Das Solarfeld besteht aus parallel angeordneten Linear Fresnel - Kollektorreihen in Nord-Südausrichtung. In [Selig 2011] wird dieser Aufbau dargestellt. Der sowohl für die Verdampfung als auch die Überhitzung verwendete Kollektor ist vom Typ „Supernova“ der Firma Novatec Solar. Die Geometrie- und Wärmeverlustparameter sowie die Winkelkorrekturfaktoren wurden [Novatec Solar 2014] entnommen. Die Wetterdaten sind 15-minütige Messdaten aus dem Jahr 1991. Alle weiteren Auslegungs- und Betriebsparameter sind in Tabelle 28 gesammelt. Die Anzahl der parallelen Kollektorreihen wird optimiert.

Tabelle 28: Auslegungs- und Betriebsparameter des Solarfeldes im Nennbetrieb

Austrittstemperatur	$T_{ÜH,aus}$	550	°C
Verdampfungsdruck	p_{VD}	106,9	bar
Druckverlust	Δp_{SF}	20	bar
Länge Kollektorstrang Verdampfer	l_{VD}	582	m
Länge Kollektorstrang Überhitzer	$l_{ÜH}$	313,6	m
Standort	Dagett, Kalifornien (34°N, 116°W)		
Jährliche Einstrahlung	$I_{d,a}$	2709	kWh/m ² a
Wetterdatenintervall	t	15	min

Speichersystem: Das thermische Speichersystem besteht aus dem SWÜ (latent), dem Wärmeübertrager sensibler Wärme (WÜ) sowie drei Speichertanks. Alle Auslegungsparameter werden in Tabelle 16 gelistet. Als Speichermaterial wird Natriumnitrat (NaNO_3) (Schmelztemperatur $T_s = 306^\circ\text{C}$, weitere Stoffeigenschaften s. Anhang A) verwendet. Der SWÜ besteht aus $N_{\text{SWÜ}}$ Modulen. Die Geometrie eines Moduls der Hochdruckvariante des SWÜ ist in Anhang C beschrieben. Der in der Simulation verwendete Wärmedurchgangskoeffizient $k_{\text{SWÜ}}$ ist ein abgeschätzter Wert, da die Machbarkeit des Konzepts aus Kapitel 4.3 noch experimentell zu beweisen ist, und somit auch die Höhe von $k_{\text{SWÜ}}$ für das Hochdruckkonzept stark unsicherheitsbehaftet ist. Es wird derselbe Wert $k_{\text{SWÜ}}$ für das Laden und das Entladen verwendet. Die Auslegung der Wärmeübertragerleistung $\dot{Q}_{\text{SWÜ+WÜ}}$ erfolgt angepasst an die nachts benötigte Entladeleistung \dot{Q}_{Ent} . Diese Leistung wurde mit dem nach Gl. 5.19 berechneten Teillastmassenstrom \dot{m} und den Ein- und Austrittsenthalpien der Turbine bestimmt. Die Beladeleistung und die Entladeleistung sind identisch: $\dot{Q}_{\text{Be}} = \dot{Q}_{\text{Ent}} = 97,1 \text{ MW}$. Die Berechnung des Massenstroms \dot{m}_{PCM} durch den SWÜ wurde in Kapitel 5.2.1 beschrieben. Der elektrische Verbrauch für den Antrieb der SWÜ wird mit 2 % der übertragenen thermischen Energie angenähert. Der sensible Wärmeübertrager ist ein Salz-Dampf-Wärmeübertrager, $k_{\text{WÜ}}$ wurde [Bradshaw, et al. 2002] entnommen. Der Massenstrom $\dot{m}_{\text{PCM,ÜH}}$ im WÜ ergibt sich aus der Bedingung angepasster Wärmekapazitätsströme $\dot{C}_{\text{PCM,ÜH}} = \dot{C}_{\text{WT}}$:

$$\dot{m}_{\text{PCM,ÜH}} = \frac{\dot{m}_{\text{WT}} \cdot c_{p,\text{WT}}}{c_{p,\text{PCM}}} \quad \text{Gl. 5.35}$$

Die Speicherkapazität C_{Sp} berechnet sich mit:

$$C_{\text{Sp}} = ((m_{\text{PCM}} - m_{\text{ÜH}}) \cdot (c_{p,\text{PCM}} \cdot (T_{\text{Tank,h}} - T_{\text{Tank,k}}) + \Delta h_{\text{PW}}) + m_{\text{ÜH}} \cdot (c_{p,\text{PCM}} \cdot (T_{\text{Tank,ÜH}} - T_{\text{Tank,k}}) + \Delta h_{\text{PW}})) \quad \text{Gl. 5.36}$$

Dabei ist die Wärmekapazität $c_{p,\text{PCM}} = 1655 \text{ J/kgK}$ und die Phasenwechselenthalpie $\Delta h_{\text{PW}} = 178 \text{ kJ/kg}$ (s. Anhang A).

Die Speichertanks haben eine festgelegte Höhe, anhand der Speicherkapazität werden die jeweilige Speichermasse und damit die weiteren Tankdimensionen berechnet.

Tabelle 29: Auslegungs- und Betriebsparameter des 3-T-S im Nennbetrieb

Latenter Wärmeübertrager:			
Anzahl Module SWÜ	$N_{SWÜ}$	88	-
Wärmeübertragerfläche pro Modul SWÜ	$A_{SWÜ}$	502	m ²
Temperaturdifferenz PCM - WT	ΔT	10	K
Wärmedurchgangskoeffizient im SWÜ	$k_{SWÜ}$	140	W/m ² K
Wärmeverlustkoeffizient	k_v	0,5	W/m ² K
Dampfdruck Tag/Nacht	$p_{SWÜ}$	106,9/81,1	bar
Sensibler Wärmeübertrager:			
Wärmeübertragerfläche	$A_{WÜ}$	3700	m ²
Minimale Temperaturdifferenz	ΔT	10	K
Wärmedurchgangskoeffizient im WÜ	$k_{WÜ}$	1000	W/m ² K
Wärmeverlustkoeffizient	k_v	0,5	W/m ² K
Speichertanks:			
Höhe der Tanks	h	12	m
Massenstrom zum heißen Tank	\dot{m}	95	kg/s
Massenstrom zum mittleren Tank	\dot{m}	244	kg/s
Temperatur überhitzter Tank	$T_{Tank,ÜH}$	540	°C
Temperatur heißer Tank	$T_{Tank,h}$	307	°C
Temperatur kalter Tank	$T_{Tank,k}$	304	°C

Simulationsparameter: Der Rechenzeitschritt für die Simulation betrug $t = 10$ s.

5.3.2 Kraftwerk mit Zwei - Tank Speicherkonzept

5.3.2.1 Systemaufbau und Betriebsmodi

In dieser Systemkonfiguration gibt es einen heißen und einen kalten Tank (siehe Abbildung 48). Dies führt zu einer wesentlich geringeren Dampfaustrittstemperatur aus dem Wärmeübertrager beim Entladen mit $T_{WT,aus} = 361$ °C (s. Abbildung 49) verglichen mit dem 3-T-S (s. Abbildung 47), da die Wärmekapazitätsströme des Dampfes und des PCM im sensiblen Teil nicht aneinander angepasst werden können. Um beim Entladen die Zielaustrittstemperatur des Dampfes zu erreichen, wird ein fossiler Zusatzbrenner in das System integriert, der den Dampf weiter überhitzt.

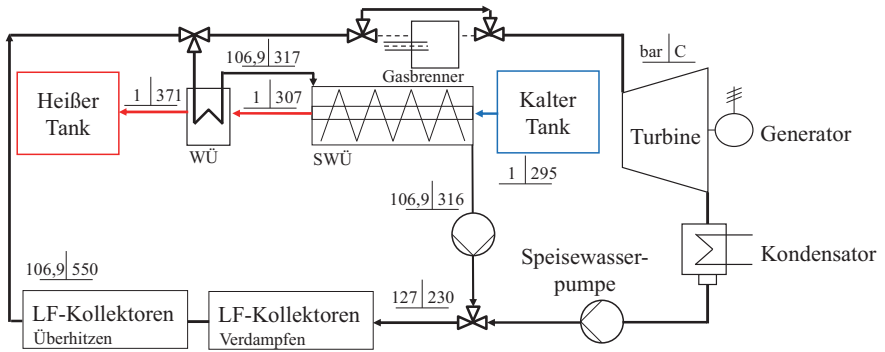


Abbildung 48: Systemlayout des 50 MW direktverdampfenden Kraftwerks mit latentem und sensiblem Wärmeüberträger, zwei Speichertanks und fossilem Zusatzbrenner beim Beladen des Speichers

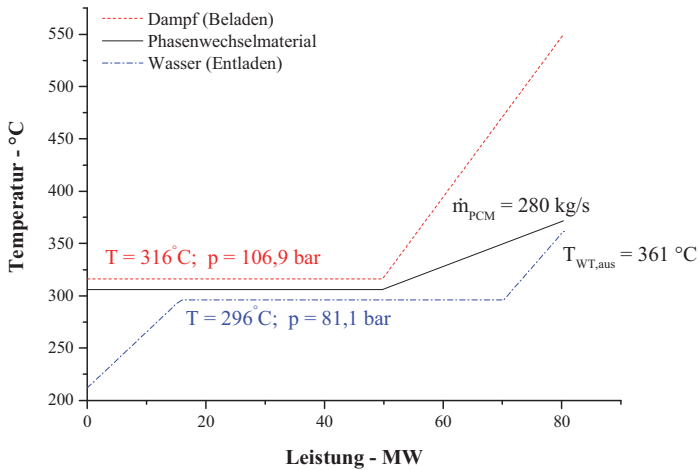


Abbildung 49: Temperaturverlauf in den Wärmeübertragern beim 2-T-S: Die Dampfaustrittstemperatur $T_{WT,aus}$ ist sehr gering

5.3.2.2 Simulationsrandbedingungen

Für das Solarfeld und den Kraftwerksteil des Systems mit 2-T-S treffen die in Kapitel 5.3.1 beschriebenen Annahmen zu. Für das Speichersystem gelten weitgehend die Werte aus Tabelle 29. Davon abweichend verringert sich aufgrund der fossilen Zusatzheizung mit $\dot{Q} = 19,5$ MW die benötigte Leistung in den Wärmeübertragern. Die benötigte Anzahl an

SWÜ sinkt auf $N_{SWÜ} = 74$ und die Fläche des sensiblen WÜ auf $A = 1300 \text{ m}^2$. Damit sinkt die Leistung auf $\dot{Q}_{SWÜ+WÜ} = 80,3 \text{ MW}$. Die Beladeleistung und Entladeleistung sind identisch: $\dot{Q}_{Be} = \dot{Q}_{Ent} = \dot{Q}_{SWÜ+WÜ}$. Die Speicherkapazität C_{Sp} des 2-T-S berechnet sich mit:

$$C_{Sp} = m_{PCM} \cdot (c_{p,PCM} \cdot (T_{Tank,ÜH} - T_{Tank,k}) + \Delta h_{PW}) \quad \text{Gl. 5.37}$$

5.3.3 Plausibilität des Systemsimulationsmodells

Zur Überprüfung der korrekten Funktionalität des Controllers, der die Betriebsmodi des Kraftwerks steuert, wurde der 24h - Verlauf verschiedener Systemparameter des Systems mit 3-T-S grafisch dargestellt. In Abbildung 50 sind exemplarisch der Tagesverlauf der Direktstrahlung I_d , der Leistung der Turbine $P_{el,brutto}$, der Speicherfüllstände φ und -temperaturen dargestellt. Zu Beginn des Tages ist der Speicher leer, die Temperatur des heißen Speichers sinkt aufgrund der Wärmeverluste ab. I_d ist ab 5:00 ausreichend hoch um die Turbine in Volllast zu betreiben und den Speicher zu beladen. Um 11:30 sinkt $P_{el,brutto}$ aufgrund eines Wolkendurchzugs kurz unter $P_{el,nom}$. Der Füllstand des heißen Tanks φ_h steigt in diesem Moment kurzzeitig nicht, da nur die Turbine betrieben wird. Anschließend wird der Speicher weiter beladen, bis er kurz nach 16:00 gefüllt ist. Nun wird ein Teil der Spiegel defokussiert. Ab 17:00 ist die Einstrahlung nicht mehr ausreichend hoch, um die Turbine in Volllast zu betreiben. Der Speicher wird parallel entladen. Kurz vor 18:00 wird im Solarfeld kein Dampf mehr produziert, die Einstrahlung ist zu gering. Die Turbine wird ab 18:00 nur noch aus dem Speicher betrieben.

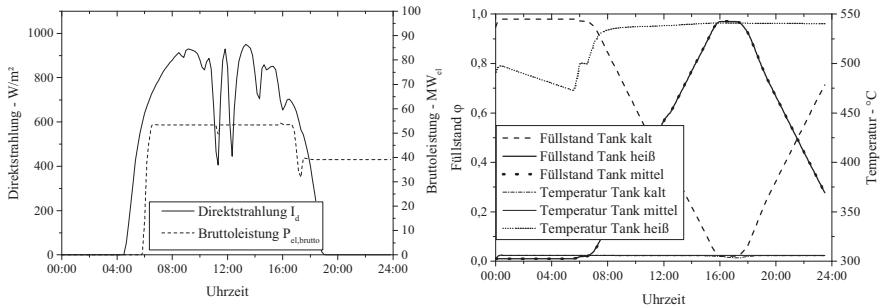


Abbildung 50: Tagesverlauf des Systems mit 3-T-S am 01. Juni: Links: Direktstrahlung und elektrische Leistung des Kraftwerks; Rechts: Speichertemperaturen und –füllstände

5.3.4 Ökonomische Bewertungsmethoden und Kostenannahmen

Ökonomische Kennzahlen dienen zur Bewertung von Investitionsentscheidungen. Man unterscheidet zwischen statischen und dynamischen Bewertungsmethoden. Die statischen Methoden (z.B. Kosten- oder Gewinnvergleichsrechnung) vereinfachen teilweise stark und können z.B. zur Vorauswahl bei einem Technologievergleich eingesetzt werden. Sie berücksichtigen nicht den zeitlichen Verlauf der Investition und können aufgrund dieser Vereinfachung, vor allem bei langen Laufzeiten oder starken Schwankungen, zu Fehleinschätzungen führen. Die dynamischen Methoden (z.B. Kapitalwertmethode, Annuitätenmethode) berücksichtigen den zeitlichen Verlauf von Ein- und Auszahlungsströmen und erzielen deshalb ein zuverlässigeres Ergebnis. [Schaumann und Schmitz 2010]

Zur ökonomischen Bewertung der Kraftwerke wird die Annuitätenmethode verwendet. Es werden die Investitionskosten K_0 und weitere anfallende Kosten unter Berücksichtigung der Verzinsung i und der Lebensdauer n auf alle Perioden gleichwertig aufgeteilt. Dazu berechnet man den Annuitätsfaktor anf:

$$anf = \frac{\left(1 + \frac{i}{100}\right)^n \cdot \frac{i}{100}}{\left(1 + \frac{i}{100}\right)^n - 1} \quad \text{Gl. 5.38}$$

Anschließend berechnet man die Annuität AN aus den Investitionskosten K_0 , aus den jährlichen Kosten für Wartung und Betrieb $K_{O\&M}$ und aus jährlichen den Kosten für fossile Energie K_{fossil} wie folgt:

$$AN = anf \cdot K_0 + K_{O\&M} + K_{fossil} \quad \text{Gl. 5.39}$$

Die Investitionskosten K_0 berechnen sich aus den direkten Kosten K_{direkt} :

$$K_{direkt} = k_{SF} \cdot A_{SF} + k_{KK} \cdot P_{el,netto} + K_{Sp,fix} + K_{Sp,var} \quad \text{Gl. 5.40}$$

Die fixen Speicherkosten $K_{Sp,fix}$ beinhalten die von der thermischen Leistung abhängigen Kosten (für Wärmeübertrager, Pumpen, Fördertechnik). Sie werden mit einer linearen Kostenfunktion berechnet, deren Parameter f und g in Tabelle 30 angegeben werden:

$$K_{Sp,fix} = f \cdot \dot{Q}_{SW\ddot{u}} + g \quad \text{Gl. 5.41}$$

Die variablen Speicherkosten $K_{Sp,var}$ sind von der Speicherkapazität abhängige Kosten (Speichermaterial, Kosten für die Tanks). Für deren Berechnung s. Tabelle 30. Mit K_{direkt} werden dann die Investitionskosten K_0 berechnet:

$$K_0 = K_{direkt} + \frac{k_{EPC}}{100} \cdot K_{direkt} \quad \text{Gl. 5.42}$$

Die Betriebs- und Wartungskosten $K_{O\&M}$ berechnen sich mit:

$$K_{O\&M} = k_{O\&M,SF,fix} \cdot P_{el,netto} + k_{O\&M,SF,var} \cdot Q_{el,netto} + K_{O\&M,Sp} \cdot N_{SW\ddot{u}} \quad \text{Gl. 5.43}$$

Und die fossilen Kosten K_{fossil} :

$$K_{fossil} = k_{fossil} \cdot Q_{fossil} \quad \text{Gl. 5.44}$$

Um die Stromgestehungskosten (LCOE = levelised cost of electricity) zu berechnen setzt man den jährlichen Energieertrag $Q_{el,netto}$ ins Verhältnis zur Annuität:

$$LCOE = \frac{AN}{Q_{el,netto}} \quad \text{Gl. 5.45}$$

Basierend auf Herstellerangaben, Literaturrecherchen und eigenen Berechnungen wurden zur Berechnung der Annuität AN die Kostenannahmen in Tabelle 30 aufgestellt.

Tabelle 30: Betriebswirtschaftliche Kennzahlen und Kostenannahmen für die Bewertung der 50 MW Kraftwerke mit kombiniertem sensiblen / latenten Speicher [System Advisor Model 2015, Casubolo 2013, Fiedler 2013, Kelly und Kearney 2003, Mertins 2013, Turchi 2010, Turton, Bailie und Whiting 2013]

Investitionskosten		2-Tank-Speicher	3-Tank-Speicher	
<i>Direkte Kosten</i>				
Solarfeld	k_{SF}	150		€/m ²
Konv. Kraftwerksteil	k_{KK}	700		€/kW
Speicher fix (nach Gl. 5.41)	$K_{Sp,fix}$	$f = 452\,191$ $g = 2 \cdot 10E7$	$f = 481\,821$ $g = 2 \cdot 10E7$	
Speicher variabel	$K_{Sp,var}$	$14\,248 \cdot C_{Sp}$	$-0,058$	€
<i>Indirekte Kosten</i>				
Steuern und EPC	k_{EPC}	17		% der direkten Kosten
<i>Betriebs- und Wartungskosten</i>				
Solarfeld fix	$k_{O\&M,SF,fix}$	55		€/(kW _{nom} ·a)
Solarfeld variabel	$k_{O\&M,SF,var}$	22		€/MWh _{prod}
Speicher fix	$k_{O\&M,Sp}$	5000		€/(SWÜ·a)
Brennstoff	k_{fossil}	80	-	€/MWh
<i>Betriebswirtschaftliche Kennzahlen</i>				
Kalkulationszinssatz	i	6		%
Lebensdauer	n	25		Jahre

5.3.5 Weitere Kennzahlen zur Bewertung der Ergebnisse

Zur Bewertung und zum Vergleich der Ergebnisse werden weitere Kennzahlen gebildet. Zur Entdimensionierung der **Solarfeld**größe wird die Feldfläche $A_{SF,ref}$ berechnet, um bei einer standortabhängigen, mittleren Einstrahlung bei Sonnenhöchststand die Turbine in Volllast zu betreiben. $A_{SF,ref}$ wird ins Verhältnis gesetzt zur realen Solarfeldfläche A_{SF} . Diese Kenngröße heißt solares Vielfaches (Solar Multiple = SM):

$$SM = \frac{A_{SF}}{A_{SF,ref}} \quad \text{Gl. 5.46}$$

Das SM wird in dieser Arbeit für eine mittlere Einstrahlung von $I_d = 0,8 \text{ kW/m}^2$ am Standort Daggett, den thermischen Bedarf $\dot{Q} = 130,8 \text{ MW}$ und den optischen Wirkungsgrad $\eta_{opt} = 0,67$ definiert, dann ist $A_{SF,ref} = 244 \text{ 083 m}^2$.

Für den **konventionellen Kraftwerksteil** wird der Jahresnutzungsgrad ε_{KK} definiert als der Quotient aus jährlichem Energieertrag $Q_{el,brutto}$ und dem bei konstantem Betrieb möglichen Ertrag $Q_{el,brutto,max}$ basierend auf Betrieb bei der nominellen Leistung:

$$\varepsilon_{KK} = \frac{Q_{el,brutto}}{Q_{el,brutto,max}} = \frac{Q_{el,brutto}}{P_{el,brutto} \cdot 8760 \cdot 3600s} \quad \text{Gl. 5.47}$$

Der übers Jahr gemittelte Wirkungsgrad des Kraftwerks η_{KK} setzt den Kraftwerksnettoertrag $Q_{el,netto}$ ins Verhältnis zur zugeführten Wärmemenge Q_{zu} . Diese setzt sich aus der solar bereitgestellten Energie Q_N und der fossil erzeugten Energie Q_{fossil} , abzüglich der Wärmeverluste im Speicher $Q_{V,Sp}$, zusammen:

$$\eta_{KK} = \frac{Q_{el,netto}}{Q_{zu}} = \frac{Q_{el,netto}}{Q_N + Q_{fossil} - Q_{V,Sp}} \quad \text{Gl. 5.48}$$

Der energetische Wirkungsgrad des **Speichers** η_{SP} wird durch den Quotienten aus zugeführter Energie Q_{zu} abzüglich der thermischen Verluste $Q_{V,Sp}$ und der zugeführten Energie gebildet:

$$\eta_{SP} = \frac{Q_{zu} - Q_{V,Sp}}{Q_{zu}} \quad \text{Gl. 5.49}$$

Zur Bewertung des Gesamtsystems setzt man die jährliche Netto-Elektrizitätsmenge $Q_{el,netto}$ in Bezug zur jährlichen Einstrahlung:

$$\eta_{Sys} = \frac{Q_{el,netto}}{I_{d,a} \cdot A_{SF}} \quad \text{Gl. 5.50}$$

5.3.6 Ergebnisvergleich und Diskussion

In Tabelle 31 ist eine Übersicht der wichtigsten Parametern und Ziele der durchgeführten Simulationen dargestellt. Dies soll als Übersicht für die Diskussion der Ergebnisse in diesem Kapitel dienen.

Tabelle 31: Übersicht über die durchgeführten Simulationen zur Bewertung und Optimierung der Speichersysteme Zwei-Tank- Speicher (2-T-S) und Drei-Tank-Speicher (3-T-S) in einem 50 MW direktverdampfendem Kraftwerk

Kapitel Nr.	Speicher- system	Belade- druck p _{Be} - bar	Entlade- druck p _{Ent} - bar	Temperatur- differenz WÜ ΔT _{WT-PCM} - K	Beladeleistung	Optimierte Parameter	Bemerkungen / Ziele
					im Wärme- übertrager latent/sensibel		
					Q̇ _{Be} - MW		
5.3.6.2	2-T-S	106,9	81,1	10	49,8 / 30,6	A _{SF} , C _{Sp}	Systembewertung
5.3.6.2	3-T-S	106,9	81,1	10	60,6 / 37	A _{SF} , C _{Sp}	Systembewertung
5.3.6.3	3-T-S	106,9	81,1	10	60,6 / 37	A _{SF} , C _{Sp}	Optimierung Betriebsstrategie
5.3.6.4	3-T-S	106,9	81,1	10	optimiert	A _{SF} , C _{Sp} , Q̇ _{Be}	Optimierung SWÜ-Leistung
5.3.6.5	3-T-S	114,3	75,5	15	51,5 / 33,1	A _{SF} , C _{Sp}	Druckabsenkung bei Entladung

5.3.6.1 Vergleichende Betrachtung des Kraftwerks mit Zwei – Tank - und mit Drei – Tank - Speichersystem

Abbildung 51 zeigt die berechneten Stromgestehungskosten für das System mit 2-T-S und 3-T-S bei einer Variation des Solar Multiple (SM) und der Speicherkapazität C_{Sp}. Aufgrund der unterschiedlich hohen Leistung im Wärmeübertrager des 2-T-S und des 3-T-S bedeuten gleiche Speicherkapazitäten C_{Sp} unterschiedliche Entladezeiten. Um eine anschauliche Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu ermöglichen, wird aus C_{Sp} und der nominellen Leistung im Wärmeübertrager Q̇_{Ent} die mögliche Speicherentladezeit unter Nennbedingungen t_{Ent} berechnet. In der Literatur wird meist nur die Speicherkapazität angegeben, welche jedoch keine hinreichende Beschreibung liefert. t_{Ent} berechnen sich mit:

$$t_{Ent} = \frac{C_{Sp}}{\dot{Q}_{Ent}} \quad \text{Gl. 5.51}$$

Analog wird auch die bei nomineller Leistung Q̇_{Be} mögliche Speicherladezeit berechnet:

$$t_{Be} = \frac{C_{Sp}}{\dot{Q}_{Be}} \quad \text{Gl. 5.52}$$

Mit t_{Be} und t_{Ent} kann die pro Tag maximale Speicherbetriebsdauer t_{BD} berechnet werden:

$$t_{BD} = t_{Be} + t_{Ent} \quad \text{Gl. 5.53}$$

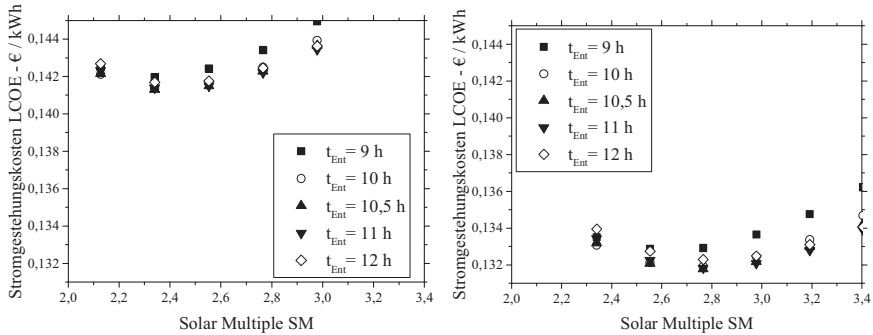


Abbildung 51: Stromgestehungskosten (LCOE) eines 50 MW DV Kraftwerks mit Zwei - Tank - Speicher und fossilem Gasbrenner (links) und Drei - Tank - Speicher ohne Gasbrenner (rechts) bei Variation des Solar Multiple SM und der Speicherkapazität C_{Sp} , ausgedrückt in maximalen Entladedauern t_{Ent}

Das ökonomische Minimum des 2-T-S liegt bei einem Solar Multiple von $SM = 2,3$ und bei der Speicherentladedauer $t_{Ent} = 10,5$ h, das des 3-T-S bei $SM = 2,8$ und $t_{Ent} = 10,5$ h. Das System mit 2-T-S benötigt wegen des Gasbrenners weniger solare Energie als das mit 3-T-S, folglich liegt auch das Optimum bei kleinerem SM. Die Optima beider Systeme liegen bei $t_{Ent} = 10,5$ h. Daraus lässt sich folgern, dass bei einer bestimmten vorgegebenen Wärmeübertragerleistung $\dot{Q}_{SW\ddot{u}+W\ddot{u}}$ die optimale Speicherkapazität C_{Sp} standortabhängig ist. Damit ist die optimale Speicherkapazität C_{Sp} abhängig von der mittleren Einstrahlungsdauer an sonnenreichen Tagen am gewählten Standort. Für den hier diskutierten Fall sind dies ca. 10,5 h. Größere Speicher können nicht wirtschaftlich sein, da der Speicher mit der hier gewählten Auslegung mit $\dot{Q}_{SW\ddot{u}+W\ddot{u}} = \dot{Q}_{Be} = \dot{Q}_{Ent}$ (Belade- und Entladeleistung sind gleich hoch) nur an Tagen mit überdurchschnittlich hoher Einstrahlung und vielen Sonnenstunden beladen werden kann. Wird die Beladeleistung \dot{Q}_{Be} (z.B. durch Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche)

erhöht, können sich höhere Speicherkapazitäten als sinnvoll erweisen. Ob die damit verbundene Kostensteigerung für den SWÜ und den WÜ durch die sinkenden spezifischen Kosten für Speichermaterial und Tanks und die steigende Komponenten - Nutzungsdauer kompensiert wird, wird in Kapitel 5.3.6.3 untersucht und diskutiert. In Abbildung 52 sind die Einflussgrößen auf die optimale Speicherkapazität C_{Sp} grafisch dargestellt.

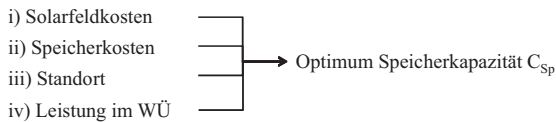


Abbildung 52: Einflussgrößen auf die optimale Speicherkapazität C_{Sp}

Tabelle 32: Ergebnisse der Systemsimulation: Aufsummierte Jahreswerte, Solarfeldfläche und Stromgestehungskosten der ökonomisch optimierten 50 MW direktverdampfenden Kraftwerke mit Zwei-Tank-Speicher (2-T-S) und Drei-Tank-Speicher (3-T-S)

	Bruttoenergie- ertrag der Turbine	Nettoenergie- ertrag der Turbine	Benötigte fossile Energie	Nutzbare Energie vom Solarfeld	Solarfeld- fläche	Stromge- stehungs- kosten
	$Q_{el,brutto} - MWh_{el}$	$Q_{el,netto} - MWh_{el}$	$Q_{fossil} - MWh_{th}$	$Q_N - MWh_{th}$	$A_{SF} - m^2$	LCOE - €/kWh _{el}
2-T-S	208844	189233	35185	494394	571254	0,1413
3-T-S	219628	197601	-	549594	675243	0,1318
Differenz	4,9%	4,2%		10,0%	15,40%	-7,2%

Wärme- und Stromertrag des Systems mit 2-T-S sind geringer als beim System mit 3-T-S (s. Tabelle 32). Ursache hierfür ist die um 17,3 % geringere Speicherkapazität des 2-T-S, die den solar zu deckenden thermischen Bedarf senkt. So wird das benötigte Solarfeld kleiner, und der Gesamtertrag an nutzbarer solarer Energie sinkt. Die LCOE des Kraftwerks mit 3-T-S sind 7,2% geringer als die des 2-T-S. Der Hauptgrund hierfür ist, dass die Mehrkosten für die im 2-T-S benötigte fossile Energie höher sind als die Einsparung durch geringere Investitionskosten K_0 (12,7% geringe K_0 als 3-T-S) (s. Abbildung 53). Jede Kilowattstunde Strom, die nachts produziert wird, hat durch die benötigte fossile Energie einen Mehrpreis von 0,042 €/kWh_{el}. Erst ab einem Gaspreis < 36 €/MWh (dies entspricht einer Senkung um 55% gegenüber der initialen Annahme) wären die LCOE beider Systeme gleich.

Annuität Investitionskosten: 16 153 656 €
 Betriebskosten (ohne Gas): 7 256 510 €
 Betriebskosten (nur Gas): 3 311 530 €
 Jährliche Gesamtkosten: 26 721 696 €
 Nettoenergieertrag: 189 233 MWh
 LCOE: 0,1413 €/kWh

Annuität Investitionskosten: 18 502 319 €
 Betriebskosten: 7 528 363 €
 Jährliche Gesamtkosten: 26 030 682 €
 Nettoenergieertrag: 197 601 MWh
 LCOE: 0,1318 €/kWh

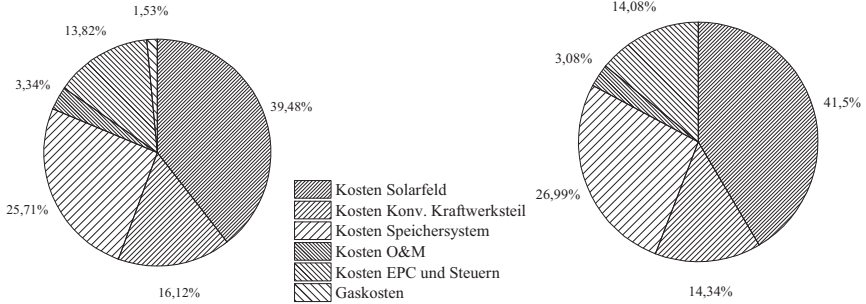


Abbildung 53: Struktur der jährlichen Kosten der ökonomisch optimierten Systeme mit 2-T-S (links) und 3-T-S (rechts): Aufgrund der fossilen Energiekosten sind die jährlichen Kosten des 2-T-S höher als beim 3-T-S

Tabelle 33: Kennzahlen zum Vergleich der Systeme mit Zwei-Tank-Speicher und Drei-Tank-Speicher

	Kraftwerks- nutzungs- grad	Kraftwerks- wirkungs- grad	Speicher- wirkungs- grad	System- wirkungs- grad
	ϵ_{KK}	η_{KK}	η_{Sp}	η_{Sys}
2-T-S	0,477	0,362	0,950	0,120
3-T-S	0,501	0,366	0,951	0,108
Differenz	4,9%	0,9%	0,1%	-10,7%

Das größere Solarfeld im System mit 3-T-S bedingt eine höhere Anzahl an Betriebsstunden, und damit einen höheren Kraftwerksnutzungsgrad ϵ_{KK} (s. Tabelle 33). Das größere Solarfeld im System mit 3-T-S kann Teillastzustände der Turbine länger verhindern. Deshalb ist auch der Kraftwerkswirkungsgrad η_{KK} höher. Die Speicherwirkungsgrade η_{Sp} sind ähnlich hoch. Auffällig ist der wesentlich höhere Systemwirkungsgrad des Systems mit 2-T-S. Dieser Effekt ist auf die kleinere Solarfeldfläche des 2-T-Speichersystems und die Verwendung des fossilen Brennstoffs zurückzuführen. Die Betrachtung der Ergebnisse zeigt, dass ein hoher η_{Sys} keine Garantie für die wirtschaftlich sinnvollste Auslegung ist.

Die LCOE des Systems mit 2-T-S betragen 0,1413 €/kWh, die des 3-T-S 0,1318 €/kWh. Insgesamt zeigt der Ergebnisvergleich, dass man mit der Kombination aus Latentwärmespeicher und sensiblem Speicher wirtschaftlich konkurrenzfähige Stromgestehungskosten erzielen kann. Als Vergleich dienen veröffentlichte Werte: 0,13 – 0,2 €/kWh für Parabolrinnenkraftwerke mit Speicher [Hernandez-Moro und Martinez-Duart 2013, Kost, et al. 2013, Montes, et al. 2009] und 0,135 – 0,16 €/kWh für Fresnelkraftwerke ohne Speicher [Kost, et al. 2013, Morin 2010]. Die sowohl ökonomisch als auch ökologisch optimale Lösung ist ein System ohne fossile Zusatzfeuerung.

Sensitivität der Kostenannahmen: In Abbildung 54 wird dargestellt, welchen Einfluss eine Reduktion verschiedener Eingangsgrößen um 25 % auf die berechneten LCOE hat. So lässt sich erkennen, welchen Einfluss eine Abweichung der Kostenannahme (z.B. durch Schwankungen oder Unsicherheiten) auf das Ergebnis hat. Gleichzeitig lassen sich mit dieser Methodik auch Potentiale durch Kostenreduktion abschätzen. Hier soll vor allem die Sensitivität in Bezug auf die Speicherkosten untersucht werden.

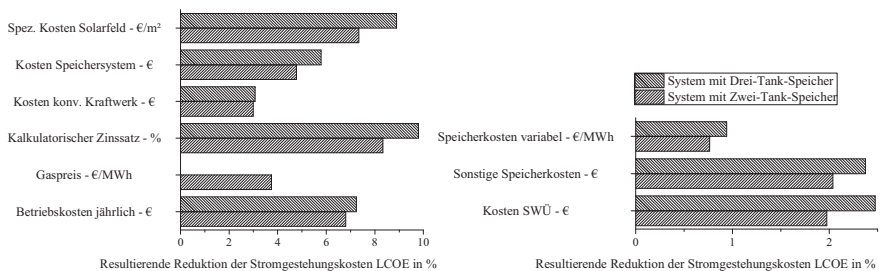


Abbildung 54: Sensitivität der Stromgestehungskosten auf eine Reduktion der jeweiligen Werte um 25 %

Mit einer Reduktion der Speicherkosten um 25% kann man die LCOE um 4,7 % (2-T-S) bzw. 5,8% (3-T-S) senken. In Abbildung 54, rechts ist erkennbar, dass sich eine Reduktion der Kosten des SWÜs und der sonstigen Speicherkosten (also Kosten von WÜ, Förderschnecken, Salzpumpen, Personal) mit 2% stark auswirkt. In beiden Fällen ist eine Reduktion der Kosten um ca. 25 % realistisch. Durch den Einsatz automatisierter Fertigungsmethoden wäre eine

Kostensenkung von Komponenten wie SWÜ, Förderschnecken, etc. um ca. 5 - 10 % denkbar. Aufgrund von Skaleneffekten (z.B. nach der „Six-Tenth-Regel“ [Turton, Bailie und Whiting 2013]) können die Kosten bei großen Systemen ebenfalls um ca. 20% sinken. Des Weiteren ist zu erwarten, dass die Entwicklungskosten bei höheren Produktionsraten um 5 - 10% gesenkt werden können. Es wird deutlich, dass in Bezug auf den Speicher noch erhebliches Potential besteht, um die Stromgestehungskosten zu senken.

5.3.6.2 Einfluss einer Verbesserung der Betriebsstrategie

Im Folgenden wird anhand des Systems mit 3-T-S dargelegt, dass eine Reduktion der LCOE durch eine Änderung der Betriebsstrategie möglich ist. Die Betriebsstrategie in Kapitel 5.3.6.1 basiert auf der Annahme, dass der Speicher nur nachts entladen wird. Da das dynamische Verhalten (die benötigte Zeit zum An- /Abfahren) des SWÜ noch nicht untersucht (und somit auch modelliert) ist, ist dies eine konservative Annahme. Hier wird nun, mit der These dass eine schnelle Regelbarkeit der SWÜ möglich ist, untersucht, ob sich der Jahresertrag und damit die LCOE verändern wenn der Speicher auch an wolkenreichen Tagen entladen wird. Eine Wiederholung der Simulation mit dieser neuen Betriebsstrategie zeigt, dass eine Reduktion der Stromgestehungskosten in Höhe von 0,7 % möglich ist. Der Energieertrag kann, ohne Vergrößerung der Solarfeldfläche oder des Speichers, also bei gleichbleibenden Investitionskosten, erhöht werden (s. Tabelle 34). Gleichzeitig steigen durch die verbesserte Regelungsstrategie der Kraftwerkswirkungsgrad η_{KK} und der Systemwirkungsgrad η_{Sys} .

Tabelle 34: Aufsummierte Jahresenergieerträge, Stromgestehungskosten und Kennzahlen bei einer Änderung der Betriebsstrategie im System mit 3-T-S

	Bruttoenergie- ertrag der Turbine $Q_{el,brutto} - MWh_{el}$	Nettoenergie- ertrag der Turbine $Q_{el,netto} - MWh_{el}$	Nutzbare Energie vom Solarfeld $Q_N - MWh_{th}$	Stromge- stehungskosten LCOE - €/kWh _{el}	System- wirkungs- grad η_{Sys}	Kraftwerks- wirkungs- grad η_{KK}
Alte Betriebsstrategie	219628	197935	549594	0,1318	0,1082	0,3594
Neue Betriebsstrategie	220819	199178	550720	0,1309	0,1089	0,3603
Differenz	0,5%	0,6%	0,2%	-0,7%	0,7%	0,2%

5.3.6.3 Einfluss der Optimierung der Wärmeübertragerleistung

Aus den Ergebnissen in Kapitel 5.3.6.1 lässt sich folgern, dass die LCOE reduziert werden können, wenn das System mit höherer Beladeleistung \dot{Q}_{Be} im sensiblen und latenten Wärmeübertrager ausgelegt wird. Mit der Auslegung $\dot{Q}_{Be} > \dot{Q}_{Ent}$ kann bei gleicher Einstrahlungsdauer und gleicher Einstrahlungsleistung ein größerer Speicher beladen werden, als der für den Standort Daggett, Kalifornien in Kapitel 5.3.6.1 ermittelte Speicher mit der optimalen Entladezeit $t_{Ent}=10,5$ h.

Eine Erhöhung der Beladeleistung beeinflusst die Funktion der Speicherkosten (s. Abbildung 55, ab $t_{Ent} = 10,5$ h). Die dargestellte Funktion enthält alle dem Speichersystem zugeordnete Kosten (fixe und variable Kosten, s. Tabelle 30). Bei einer Erhöhung der Speicherkapazität ohne Erhöhung von \dot{Q}_{Be} sinken die spezifischen Kosten stetig, mit Erhöhung von \dot{Q}_{Be} (nötig ab $t_{Ent} = 10,5$ h) steigen sie leicht an.

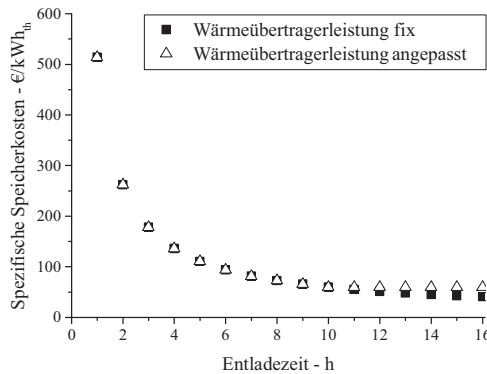


Abbildung 55: Funktion der spezifischen Kosten des gesamten Speichersystems (SWÜ, WÜ, Tanks, Speicher-material, Peripherie) in €/kWh_{in} in Abhängigkeit der Entladezeit t_{Ent} für den Standort Daggett. Bei der Auslegung $\dot{Q}_{Be} = \dot{Q}_{Ent}$ gilt die stetig fallende Kostenfunktion (quadratisches Symbol). Wird die Beladeleistung erhöht (hier ab $t_{Ent} = 10,5$ h), steigt die Kurve wieder geringfügig (dreieckiges Symbol).

Ob der Mehrertrag bei einem größeren Speicher die Erhöhung der Investitionskosten kostenmäßig kompensiert bzw. sogar überkompensiert, soll untersucht werden. Die Simulationen werden wiederholt, dabei wird \dot{Q}_{Be} schrittweise erhöht, indem die Wärmeübertragerfläche

vergrößert wird. Die Entladeleistung bleibt in allen Fällen $\dot{Q}_{Ent} = 97,1$ MW. Die Parameter Solar Multiple und die Speicherkapazität werden variiert und für jede Erhöhung von \dot{Q}_{Be} die minimalen LCOE bestimmt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 35 zusammengefasst. Es wird ein Kostenminimum in Abhängigkeit von \dot{Q}_{Be} sichtbar, dieses liegt beim System mit $\dot{Q}_{Be} = 113$ MW (entspricht latent 70 MW und sensibel 43 MW). Man erkennt klar, dass ein System mit Speicher minimale LCOE hat, wenn die Beladeleistung höher ist als die Entladeleistung. Für diesen Standort ist $t_{Be} = 9,9$ h die optimale Beladezeit.

Tabelle 35: Aufsummierte Jahresenergiewerte, LCOE und Parameter der jeweiligen Optima bei einer schrittweise erhöhten Beladeleistung \dot{Q}_{Be} im Wärmeübertrager

Beladeleistung im Wärmeübertrager latent / sensibel \dot{Q}_{Be} - MW	Bruttoenergie- ertrag der Turbine $Q_{el,brutto}$ - MWh _{el}	Nettoenergie- ertrag der Turbine $Q_{el,netto}$ - MWh _{el}	Nutzbare Energie vom Solarfeld Q_N - MWh _{th}	Stromge- stehungskosten LCOE - €/kWh _{el}	Solarfeld- fläche ASF - m ²	Beladezeit des Speichers t_{Be} - h	Entladezeit des Speichers t_{Ent} - h
60 / 37	219403	197599	547321	0,1310	664732	10,5	10,5
70 / 43	228413	204855	569933	0,1307	675118	9,9	11,5
80 / 49	239103	214018	596798	0,1309	706277	9,4	12,5
90 / 55	246544	220408	615510	0,1315	727050	8,7	13,0
100 / 61	251067	224272	627367	0,1335	737437	8,4	14,0

Generell kann durch eine Erhöhung der Betriebsdauer der Kraftwerkskomponenten die Wirtschaftlichkeit des Systems erhöht werden. Dies kann entweder durch eine Vergrößerung der Solarfeldfläche, der Speicherkapazität, der Beladeleistung oder deren Kombination erzielt werden. Mit dem Simulationsmodell wurde ermittelt, welche spezifischen Kosten ein Mehrertrag (und somit eine erhöhte Betriebsdauer), der durch diese Maßnahmen erzielt wurde, erzeugt. Die Ergebnisse in Tabelle 36 zeigen, dass es am sinnvollsten ist, den Speicher (also die Speicherkapazität und die Beladeleistung) zu vergrößern. Der Zubau von Solarfeldfläche zur Steigerung des Bruttostromertrags erzeugt höhere spezifische Kosten für den Mehrertrag.

Tabelle 36: Resultierende Kosten für eine Steigerung des Nettoertrags durch Erhöhung der Solarfeldgröße, Speicherkapazität und Beladeleistung im SWÜ und WÜ

Variation	Prozentuale Nettoertragssteigerung %	Steigerung von:			Zusätzliche Kosten für:			Resultierende Kosten für Mehrertrag €/MWh _{netto}
		Anzahl Kollektorreihen	Speicherkapazität MWh	Leistung latent / sensibel MW	A _{SF} Mio. €	C _{Sp} Mio. €	Q̇ _{Be} Mio. €	
A _{SF}	3,6	6	0	0	9,35	0	0	1306
Q̇ _{Be}	2,1	0	0	10 / 6	0	0	4,26	1040
C _{Sp}	0,03	0	98	0	0	1,07	0,00	17603
C _{Sp} , Q̇ _{Be}	3,0	0	98	10 / 6	0	1,07	4,26	907

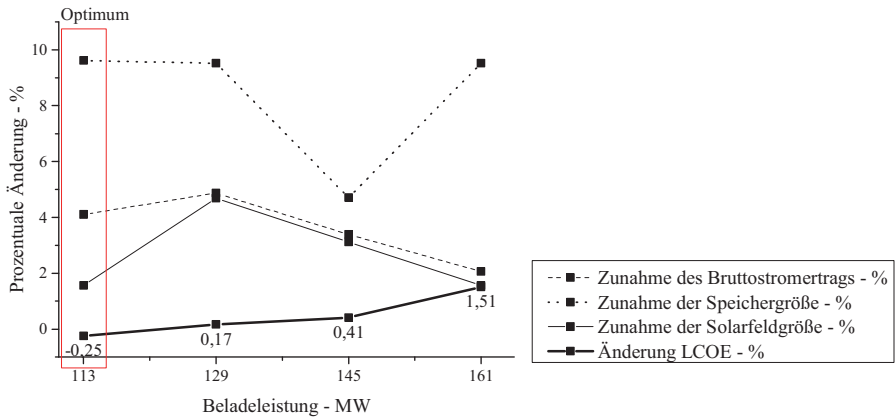


Abbildung 56: Prozentuale Änderung des Bruttoertrags $Q_{el,brutto}$, der Speicherkapazität C_{Sp} , der Solarfeldgröße A_{SF} und der Stromgestehungskosten bei einer Erhöhung der Beladeleistung \dot{Q}_{Be} . Die Änderung bezieht sich auf den jeweiligen Wert bei kleinerer Leistung (z.B. bei $\dot{Q}_{Be} = 129$ MW sind die Referenzwerte die Ergebnisse des Systems mit $\dot{Q}_{Be} = 113$ MW).

Dies zeigt sich in den Simulationsergebnissen: in Abbildung 56 werden die prozentualen Änderungen von $Q_{el,brutto}$, C_{Sp} , A_{SF} und LCOE für die schrittweise Erhöhung der Beladeleistung grafisch dargestellt. Als Referenz für die prozentuale Änderung dient der Wert des Systems mit jeweils geringerer Beladeleistung. Mit steigender Beladeleistung \dot{Q}_{Be} verschiebt sich das jeweilige Optimum zu einem größeren Solarfeld und einem größeren Speicher. Im optimalen System mit $\dot{Q}_{Be} = 113$ MW (70 MW latent und 43 MW sensibel) ist eine Erhöhung des

Bruttostromertrags $Q_{el,brutto}$ um 4,1% möglich bei einer Zunahme der Solarfeldfläche um nur 1,6% und der Speicherkapazität um 9,6%. Für die weitere Steigerung von \dot{Q}_{Be} wird für eine Zunahme von $Q_{el,brutto}$ ein vergleichsweise höherer Zubau von A_{SF} nötig.

Die Berechnung der Speicherbetriebsdauer bei vollem Speicher nach Gl. 5.53 mit $t_{Be} = 9,9$ h und $t_{Ent} = 11,5$ h ergibt für das Optimum $t_{BD} = 21,4$ h. Größere Speicher sind nicht wirtschaftlich, da sie selten geladen und entladen werden können. In den vorliegenden Simulationen bestand eine Restriktion im Simulationsmodell, die die Speicherentladung erst 3 h nach Sonnenaufgang erlaubte. Diese Restriktion kann sich auf die optimale Speicherbetriebsdauer auswirken. Möglicherweise kann ohne diese Restriktion das Optimum bei noch höheren Kapazitäten, und damit Speicherbetriebsdauern, liegen.

Fazit: Prinzipiell muss man die Wärmeübertragerleistung immer in die Optimierung mit einbeziehen, um ein Kostenminimum zu bestimmen. In bisherigen Studien zur Berechnung der LCOE wurden lediglich die Parameter Solar Multiple SM und die Speicherkapazität C_{Sp} variiert. Wird die Optimierung der Wärmeleistung mit durchgeführt, kann die Nutzungsdauer und damit die Wirtschaftlichkeit direktverdampfender Systeme gesteigert werden.

5.3.6.4 Untersuchung einer Erhöhung der Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager

Durch eine Erhöhung der Wärmestromdichte $\dot{q}_{WÜ}$ im Wärmeübertrager, insbesondere im SWÜ, können die LCOE gesenkt werden. Hier wird untersucht, wie sich eine Erhöhung von $\dot{q}_{WÜ}$ durch eine Steigerung der Temperaturdifferenz ΔT_{WT-PCM} in den Wärmeübertragern auswirkt. Dabei wirken zwei gegensätzliche Effekte: die spezifischen Kosten $K_{WÜ}$ der Wärmeübertrager sinken. Dies hat bei den hohen Investitionskosten des SWÜ einen hohen Einfluss auf die LCOE. Gleichzeitig sinkt die Effizienz der Turbine in Teillast bei der Entladung, da der Entladedruck geringer ist (s. Tabelle 31), und damit der Entlademassenstrom. In einer Simulation wird untersucht, welcher dieser Effekte überwiegt und ob eine Reduktion der LCOE möglich ist. Die resultierenden Ergebnisse zeigt Tabelle 37. Der Gesamtenergieertrag

im Optimum ist geringer verglichen zum Fall mit $\Delta T_{WT-PCM} = 10$ K, da die Leistung der Turbine in der Nacht aufgrund des niedrigeren Druckniveaus geringer ist. Es fällt auf, dass der Kraftwerkswirkungsgrad in diesem Betriebszustand nur geringfügig sinkt, was auf einen flachen Abfall der Effizienz in diesem Bereich zurückzuführen ist (vgl. Gl. 5.20). Die erforderliche Solarfeldfläche A_{SF} ist kleiner, da der Energiebedarf der Turbine in der Nacht geringer ist. Für diese Betriebsparameter überwiegt die Kosteneinsparung; die LCOE für $\Delta T_{WT-PCM} = 15$ K sind 3,2 % geringer als bei $\Delta T_{WT-PCM} = 10$ K. Eine Optimierung der Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager hinsichtlich minimaler LCOE ist bei der Speicherauslegung von Latentwärmespeichern mit Dampf also unbedingt durchzuführen.

Tabelle 37: Aufsummierte Jahresenergieerträge, LCOE und Kennzahlen des ökonomisch optimierten 50 MW Kraftwerks mit Drei-Tank-Speicher und erhöhter Temperaturdifferenz $\Delta T_{WT-PCM} = 15$ K

Temperatur- differenz im WÜ ΔT_{WT-PCM} - K	Nettoenergie- ertrag der Turbine $Q_{el,netto}$ - MWh _{el}	Nutzbare Energie vom Solarfeld Q_N - MWh _{th}	Solarfeld- fläche A_{SF} - m ²	Stromge- stehungskosten LCOE - €/kWh _{el}	System- wirkungs- grad η_{sys}	Kraftwerks- wirkungs- grad η_{KK}
10	198845	550720	675118	0,1311	0,108	0,367
15	184486	511869	623186	0,1270	0,109	0,366
Differenz	-7,8%	-7,6%	-8,3%	-3,2%	1,1%	-0,2%

5.3.7 Zusammenfassung der Speicherbewertung in 50 MW direktverdampfenden Kraftwerken

Der Einsatz von Latentwärmespeichern mit Schneckenwärmeübertragern ist, in Kombination mit einem sensiblen Speicher, wirtschaftlich möglich. Bei einem direkten Vergleich eines rein solar betriebenen solarthermischen Kraftwerks mit einem Drei-Tank-Speicher und eines fossil unterstützten Systems mit Zwei-Tank-Speicher hat Ersteres um 7% geringere Stromgestehungskosten. Erst bei einer Reduktion der Gaskosten um 55% werden mit beiden Speichersystemen gleiche LCOE erzielt. Unter den gewählten Randbedingungen ist das rein solare System wirtschaftlich sinnvoller.

Es wurden Vorschriften abgeleitet, die für eine wirtschaftliche Auslegung und den wirtschaftlichen Betrieb von kombinierten latenten und sensiblen Speichern allgemein angewandt werden können. Die Ergebnisse zeigen, dass es wirtschaftlich ist, die Speicharentladung schon während des Tages zu erlauben (im Vergleich zu einem System, in dem der Speicher nur abends entladen wird). Der Jahresertrag konnte mit dieser Maßnahme um 0,5 % gesteigert werden, ohne die Investitionskosten zu erhöhen. Dies senkte die LCOE um 0,7 %. An Speicher stellt dies generell die Anforderung, dass ein schnelles Umschalten zwischen Laden und Entladen möglich ist.

Eine Optimierung der Beladeleistung von WÜ und SWÜ zeigte, dass die LCOE gesenkt werden können, wenn die Beladeleistung höher ist als die Entladeleistung. Durch diese Auslegung wird die optimale Speicherkapazität höher, und die LCOE sinken, im hier berechneten Fall um 0,25 %. Die optimale Speicherkapazität ist abhängig von den Speicherkosten, der mittleren Einstrahlungsdauer am Standort und der Leistung im Wärmeübertrager. Kapazitäten, die zu Speicherbetriebsdauern über $t_{BD} = 24$ h führen, sind nicht wirtschaftlich, da die Kapazität nur selten voll genutzt werden kann. Eine kombinierte Optimierung der Beladeleistung, der Speicherkapazität und der Solarfeldfläche sollte also immer bei der Speicherauslegung durchgeführt werden.

Eine Auslegung des Speichers mit einer erhöhten Temperaturdifferenz in SWÜ und WÜ von $\Delta T_{WÜ-PCM} = 15$ K (vorher $\Delta T_{WÜ-PCM} = 10$ K) zeigte großes wirtschaftliches Potential: eine Reduktion der LCOE um 3,2 % konnte erreicht werden. Für die Auslegung von Latentwärmespeichern ist die Temperaturdifferenz ein wichtiger Parameter, der direkt die entstehende Druckdifferenz und somit die Teillasteffizienz der Turbine bestimmt. Für die wirtschaftliche Auslegung von Systemen mit Latentwärmespeichern muss unbedingt in Systemsimulationen eine optimale Temperaturdifferenz bestimmt werden.

5.4 Simulation eines Systems zur solaren Kraft-Wärme-Kopplung mit Latentwärmespeicher

In einer Studie zur dezentralen Energieerzeugung im kleinen und mittleren Leistungsbereich wurde gezeigt, dass die Integration von Speichern in solarthermische Kraft-Wärme-Kopplungssysteme (KWK) zu einer Steigerung der Wirtschaftlichkeit führen kann [Platzer 2009]. In diesem Kapitel wird ein dezentraler Industriebetrieb mit Strombedarf im mittleren Leistungsbereich beschrieben, in dem in direktverdampfenden Kollektoren Sattdampf erzeugt wird. Dieser wird in einer Gegendruckturbine mit $P_{el,ind} = 500$ kW entspannt. Mit der Abwärme wird eine industrielle Wärmelast mit $P_{th,ind} = 5$ MW versorgt. Es wird in Systemsimulationen analysiert, ob sich der im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Latentwärmespeicher zum Einsatz in diesem solaren KWK-System eignet, und welche Speicherauslegung und Betriebsbedingungen am wirtschaftlichsten sind.

5.4.1 Systemaufbau und Betriebsmodi

Der Systemaufbau des solaren Kraft-Wärme-Kopplungssystems wird in Abbildung 57 dargestellt. In linearen Fresnel-Kollektoren wird Wasser bei $p = 30$ bar (dem Speicherbeladedruck) verdampft. Zur Stromerzeugung wird der Sattdampf auf das Druckniveau der Gegendruckturbine $p = 20$ bar gedrosselt und dort auf $p = 2$ bar entspannt. Nach der Turbine wird in einem Dampfabscheider Kondensat und Dampf getrennt. Der Dampf wird in ein industrielles Dampfnetz eingespeist, dort wird er kondensiert. Das Kondensat vom Dampfabscheider und dem Dampfnetz wird anschließend wieder in das Solarfeld zurück gepumpt. Steht mehr Dampf zur Verfügung als in der Turbine genutzt werden kann, so wird der Latentwärmespeicher beladen. Der Dampf wird bei $p = 30$ bar im SWÜ kondensiert, dabei wird festes PCM im SWÜ geschmolzen und in einem heißen Tank flüssig gelagert. Nachts werden die Turbine und die Prozesswärmelast aus dem Speicher betrieben. Liegt keine solare Einstrahlung vor und ist der Speicher leer wird die Prozesswärme, d.h. der Sattdampf, mit einem fossil befeuerten Dampferzeuger erzeugt. Die Turbine wird in diesem Fall nicht betrieben. Der Systemaufbau beruht auf der Annahme, dass in einen bestehenden Industrieprozess Kollektoren, eine Turbine und ein Speicher integriert werden. Der im Prozess bereits vorhandene Dampferzeu-

ger kann aufgrund seiner Auslegung auf den niederen Druck des Dampfnetzes nicht zum Betrieb der Turbine eingesetzt werden.

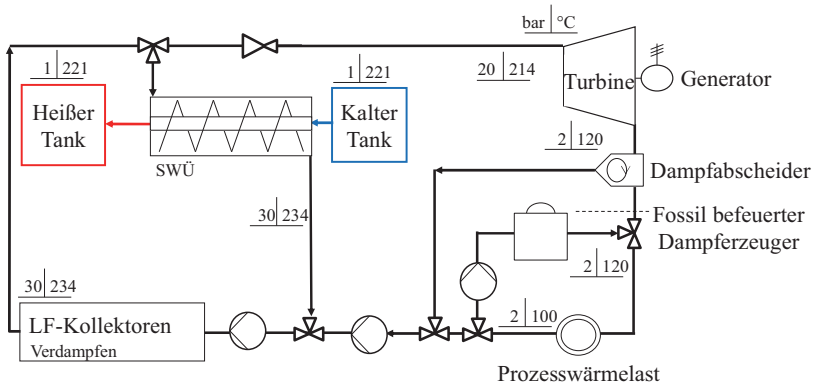


Abbildung 57: Systemlayout der solaren Kraft-Wärme-Kopplung mit Latentwärmespeicher aus Schneckenwärmeübertrager und zwei Tanks im Tagbetrieb beim Beladen des Speichers

Die Steuerung der Simulation unterscheidet zwischen Tag- ($\theta_Z \leq 90^\circ$) und Nachtbetrieb ($\theta_Z > 90^\circ$). Weitere Steuerparameter sind der Füllstand des kalten Speichertanks φ_k ($0 \leq \varphi_k \leq 1$) und die nutzbare solare Leistung \dot{Q}_N . Am **Tag** gibt es sieben Betriebszustände:

- i) Ruhemodus: im Solarfeld ist die Nutzleistung $\dot{Q}_N = 0$ und der heiße Speichertank ist leer, d.h. der kalte Tank ist voll: $\varphi_k = 1$. Die Turbine steht, der Wärmebedarf wird durch Betrieb des Dampferzeugers gedeckt.
- ii) Ist der vom Solarfeld bereitgestellte Dampfmassenstrom $\dot{m}_{WT,ges}$ zu gering um die Turbine zu betreiben: $0 < \dot{m}_{WT,ges} < \dot{m}_{min,Tu}$ und der heiße Speicher leer: $\varphi_k = 1$, dann wird mit $\dot{m}_{WT,ges}$ der Speicher beladen. Die Turbine steht, der Wärmebedarf wird fossil gedeckt.
- iii) Ist $0 < \dot{m}_{WT,ges} < \dot{m}_{min,Tu}$ und der Speicher (teilweise) voll: $0 \leq \varphi_k < 1$, wird mit $\dot{m}_{WT,ges}$ und $\dot{m}_{WT,sp} = \dot{m}_{nom,Tu} - \dot{m}_{WT,ges}$ die Turbine betrieben und die Prozesslast gedeckt ($\dot{m}_{nom,Tu}$ ist der nominelle Massenstrom der Turbine).

iv) Ist $\dot{m}_{\text{nom,Tu}} > \dot{m}_{\text{WT,ges}} \geq \dot{m}_{\text{min,Tu}}$ und $\varphi_k = 1$ wird die Turbine in Teillast betrieben. Der Wärmebedarf wird durch die Abwärme der Turbine und den fossilen Zusatzbrenner gedeckt.

v) Turbinenbetrieb, Deckung des Wärmebedarfs und Speicherbeladung bei $\dot{m}_{\text{WT,ges}} > \dot{m}_{\text{nom}}$: Mit $\dot{m}_{\text{WT,Sp}} = \dot{m}_{\text{WT,ges}} - \dot{m}_{\text{nom}}$ wird der Speicher beladen. Der Speicherfüllstand des kalten Tanks ist $0 < \varphi_k \leq 1$.

vi) $\dot{m}_{\text{WT,ges}} > \dot{m}_{\text{nom}}$ und der heiße Speicher ist voll mit $\varphi_k = 0$. Ein Teil der Spiegel wird defokussiert, bis $\dot{m}_{\text{WT,ges}} = \dot{m}_{\text{nom}}$. Die Turbine wird solar betrieben und der Wärmebedarf solar gedeckt.

vii) Keine Dampferzeugung im Solarfeld: $\dot{m}_{\text{WT,ges}} = 0$, der heiße Speicher ist beladen mit $0 < \varphi_k \leq 1$: Die Turbine und der Wärmebedarf werden aus dem Speicher betrieben.

Nachts gibt es folgende Betriebszustände:

i) Ist der heiße Tank zumindest teilweise voll ($0 \leq \varphi_k < 1$) dann werden die Turbine und der Wärmebedarf aus dem Speicher versorgt.

ii) Ist $\varphi_k = 1$, steht die Turbine. Der Wärmebedarf wird fossil gedeckt.

5.4.2 Simulationsrandbedingungen und Optimierungsparameter

Industrieller Prozesswärmebedarf: Der industrielle Wärmebedarf wird als ganzjährig konstant mit $P_{\text{th,ind}} = 5$ MW angenommen. So kann die solar bereitgestellte Wärme jederzeit abgenommen werden. Dies stellt die wirtschaftlichste Auslegung eines solaren KWK-Systems dar. Die Wärme wird bei $T = 120$ °C und $p = 2$ bar in ein Dampfnetz eingespeist. Die hier gewählten Parameter sind generisch für einen Temperaturbereich, in dem in der Industrie ein hoher Wärmebedarf besteht [Kalogirou 2003].

Industrieller Elektrizitätsbedarf: Der Elektrizitätsbedarf des Industriebetriebs $P_{el,ind} = 500 \text{ kW}$ wird ganzjährig konstant angenommen.

Einstufige Sattedampfturbine: Die Turbinendaten (s. Tabelle 38) basieren auf Herstellerspezifikationen einer Turbine der Klasse SST – 060 der Firma Siemens - KKK. Vorteilhaft für deren Lebensdauer und die Wirtschaftlichkeit ist ein möglichst konstanter Betrieb in Volllast. Um dies zu ermöglichen, liegt der Turbineneintrittsdruck bei $p = 20 \text{ bar}$, angepasst an den Entladedruck des Speichers. Im Tagbetrieb muss aus diesem Grund der Dampf nach dem Solarfeld auf $p = 20 \text{ bar}$ gedrosselt werden. Abweichend von der Berechnung des Teillastwirkungsgrads η_{TL} nach Gl. 5.20 berechnet sich η_{TL} der Sattedampfturbine aus empirischen Daten der Firma Siemens - KKK:

$$\eta_{TL} = -1,1 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{TL,Tu}}{\dot{m}_{nom,Tu}} \right)^2 + 2,36 \cdot \frac{\dot{m}_{TL,Tu}}{\dot{m}_{nom,Tu}} - 0,68 \quad \text{Gl. 5.54}$$

Tabelle 38: Parameter der Sattedampf - Gegendruckturbine im Nennbetrieb

Isentroper Wirkungsgrad	η_{is}	0,578	-
Mechanischer Wirkungsgrad	η_{mech}	0,94	-
Generatorwirkungsgrad	η_G	0,98	-
Nominelle Eintrittstemperatur	T_{ein}	212	°C
Nomineller Eintrittsdruck	p_{ein}	20	bar
Gegendruck	p	2	bar
Nomineller Massenstrom	$\dot{m}_{nom,Tu}$	2,33	kg/s

Solarfeld: Das Solarfeld besteht aus direktverdampfenden Linear-Fresnelkollektoren des Typs LF-11 der Firma Industrial Solar [Industrial Solar 2014] in Nord-Süd-Ausrichtung. Die optischen und thermischen Parameter des Kollektors sind im Datenblatt hinterlegt [Industrial Solar 2014]. Die Referenz-Solarfeldfläche für ein Solar Multiple von $SM = 1$ beträgt $A_{SF,ref} = 10.899 \text{ m}^2$ bei $I_d = 800 \text{ W/m}^2$. Druckverluste im Solarfeld werden vernachlässigt. Weitere für die Simulation relevante Parameter werden in Tabelle 39 zusammengefasst. Die Wetterdaten für den Standort Sevilla haben eine Auflösung von $t = 60 \text{ min}$ und wurden Meteororm [Meteororm 2015] entnommen.

Tabelle 39: Betriebsparameter des Solarfeldes im Nennbetrieb

Austrittstemperatur	T_{aus}	234	°C
Verdampfungsdruck	p_{VD}	30	bar
Länge Kollektorstrang Verdampfer	l_{VD}	130	m
Standort		Sevilla, Spanien (37°N, 6°W)	
Jährliche Einstrahlung	$I_{\text{d,a}}$	2355	kWh/m ² a
Wetterdatenintervall	t	1	h

Latentwärmespeicher: Der Speicher besteht aus $N_{\text{SWÜ}}$ Modulen von Schneckenwärmeübertragern, zwei Speichertanks (fest und flüssig) und dem PCM. Die Geometrie eines Moduls der Niederdruckvariante des SWÜ (bis 30 bar) wird in Anhang C beschrieben. Das PCM ist eine eutektische Mischung aus $\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$ mit dem Schmelzpunkt $T_{\text{S}} = 221$ °C. Anhang A zeigt die relevanten Stoffdaten des PCM, die weiteren Parameter des Speichers zeigt Tabelle 40.

Die Schmelz-/Kristallisationstemperatur des PCM ist eine Stoffeigenschaft. Somit kann die Temperaturdifferenz ΔT im SWÜ nur durch die Wahl der Temperatur des Wärmeträgers beim Be-/Entladen eingestellt werden. In der gewählten Systemkonfiguration (s. Abbildung 57) ergibt sich aus der Verdampfungstemperatur $T = 234$ °C die Temperaturdifferenz $\Delta T = T_{\text{VD}} - T_{\text{S}} = 13$ K. Um beim Entladen ebenfalls $\Delta T = 13$ K zu erreichen liegt die Verdampfungstemperatur bei $T = 208$ °C und $p = 18,3$ bar. Somit wird die Turbine nachts geringfügig in Teillast betrieben. Die Speicherkapazität C_{Sp} berechnet sich mit:

$$C_{\text{Sp}} = m_{\text{Sp}} \cdot \Delta h_{\text{pW}} \quad \text{Gl. 5.55}$$

Der Anteil an sensibler Energie wird vernachlässigt, da das PCM nur minimal überhitzt/unterkühlt wird. Druckverluste im SWÜ werden vernachlässigt.

Tabelle 40: Parameter des Latentwärmespeichers mit Schneckenwärmeübertragern

Speichertanks:			
Höhe der Tanks	h	10	m
Temperatur heißer Tank	$T_{\text{Tank,h}}$	221	°C
Temperatur kalter Tank	$T_{\text{Tank,k}}$	221	°C
Latenter Wärmeübertrager (SWÜ):			
Anzahl Module	$N_{\text{SWÜ}}$	5	-
Wärmeübertragerfläche	$A_{\text{SWÜ}}$	381,3	m ²
Wärmedurchgangskoeffizient	k	243	W/m ² K
Wärmeverlustkoeffizient	k_v	0,5	W/m ² K
Maximaldruck	p_{max}	30	bar

Die Ermittlung der Wärmedurchgangskoeffizienten eines vergrößerten SWÜ wurde in Kapitel 4.1 erläutert. Vereinfacht wird mit dem niedrigeren der Werte, $k_k = 243 \text{ W/m}^2\text{K}$ gerechnet.

Simulationsparameter: Der Rechenzeitschritt für die Simulation beträgt $t = 15 \text{ s}$.

Optimierung: Um eine optimale Systemauslegung zu bestimmen, werden Jahresertragsrechnungen durchgeführt. Für jede Systemkonfiguration werden die Parameter Solar Multiple SM und die Speicherkapazität C_{Sp} variiert.

5.4.3 Plausibilität des Systemsimulationsmodells

Analog zu Kapitel 5.3.3 wird das Systemsimulationsmodell auf Plausibilität überprüft. Ein exemplarischer Tagesverlauf (Abbildung 58) bestätigt korrektes Systemverhalten. Die Simulation startet mit einem um 50 % gefüllten Speicher. Bis 4:00 wird aus dem Speicher Strom erzeugt und die thermische Last gedeckt. Ab 4:00 ist der Speicher leer, dann deckt der Brenner den thermischen Bedarf des Industrieprozesses. Um 8:00 ist die Einstrahlung ausreichend hoch, um die Turbine zu betreiben, der Brenner wird abgeschaltet. Ab 8:00 wird der Speicher geladen, um ca. 14:00 ist er voll. Ab ca. 19:30 wird der Speicher entladen, da die Einstrahlung nicht mehr ausreichend hoch ist. Bis 24:00 wird die Turbine aus dem Speicher betrieben. Die Einhaltung der Gesamtenergiebilanz wurde ebenfalls bestätigt.

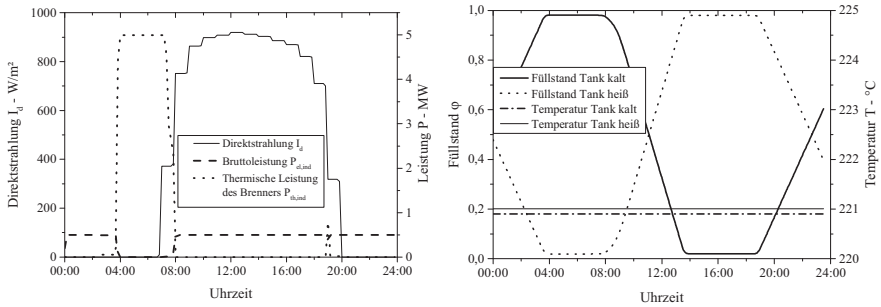


Abbildung 58: Exemplarischer Tagesverlauf des Simulationsmodells des solaren KWK-Systems am 1. Juli 2011. Links: Verlauf von Direktstrahlung und Leistung. Rechts: Speicherfüllstände und Speichertemperaturen.

5.4.4 Ökonomische Bewertungsmethoden und Kostenannahmen

Zur Bewertung der Ergebnisse wird die Kapitalwertmethode genutzt. Diese beruht auf der Annahme, dass eine Investition vorteilhaft ist, wenn Sie am Ende ihrer Laufzeit einen positiven Kapitalwert C_0 aufweist. Dies bedeutet, dass die Einnahmen e abzüglich der Ausgaben a die Investitionsausgaben K_0 ausgeglichen haben. Beim Vergleich verschiedener Optionen ist diejenige am Vorteilhaftesten, die den höchsten Kapitalwert C_0 besitzt. C_0 berechnet sich wie folgt:

$$C_0 = -K_0 + \sum_{k=1}^n (e - a) \cdot (1 + i)^{-k} \quad \text{Gl. 5.56}$$

Die Investitionskosten berechnen sich für das solare KWK-System mit Speicher mit:

$$K_0 = k_{SF} \cdot A_{SF} + k_{Tu} \cdot P_{el,nom} + K_{Tu,inst} + K_{SWÜ} \cdot N_{SWÜ} + k_{Sp,var} \cdot C_{Sp} \quad \text{Gl. 5.57}$$

Die Einnahmen e sind jährliche Kosteneinsparungen durch die solar bereitgestellte Energie und den Speicher, verglichen mit den Energiekosten eines Referenzsystems mit demselben Wärme- und Strombedarf. Im hier untersuchten Fall ist der Referenzfall ein Gewerbe im Inselbetrieb, das sich im Referenzfall a) rein fossil versorgt: Die benötigte Wärme wird in einem Ölbrenner erzeugt, der benötigte Strom in Dieselgeneratoren. Im Referenzfall b) ist der

Betrieb zusätzlich mit Solarthermie - Kollektoren und einer Turbine ausgestattet, hat aber keinen Speicher. Die Ausgaben a sind die jährlichen Kosten für Wartung und Betrieb.

Zusätzlich zum Kapitalwert C_0 wird die dynamische Amortisationszeit t_{dyn} berechnet, also die Zeit, nach der $C_0 = 0$. Mit t_{dyn} kann das Risiko einer Investition eingeschätzt werden.

Da eine eindeutige Zuordnung der Kosten auf die produzierte Wärme und den produzierten Strom bei solaren KWK-Anlagen nicht möglich ist, werden kombinierte Wärme- und Stromkosten berechnet. Der Wärme- und Strombedarf ist ganzjährig konstant. Es werden die anfallenden mittleren Kosten $K_{\text{el/th,h}}$ für eine Stunde Energieversorgung berechnet.

$$\begin{aligned}
 K_{\text{el/th,h}} = & \frac{(8760 \cdot 3600s \cdot P_{\text{th,ind}} - Q_{\text{th,s}}) \cdot k_{\text{öl,sch}} / \eta_{\text{th}}}{8760h} \\
 + & \frac{(8760 \cdot 3600s \cdot P_{\text{el,ind}} - Q_{\text{el,netto}}) \cdot k_{\text{öl,l}} / \eta_{\text{el}}}{8760h} \\
 + & \frac{K_0 \cdot \text{anf} + K_0 \cdot k_{\text{O\&M}} / 100}{8760h}
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 5.58}$$

In Tabelle 41 sind die Kostenannahmen zur Berechnung der Referenzkosten gezeigt. Für die Rechnung werden nur die Umwandlungswirkungsgrade betrachtet, ohne eventuelle Mehrkosten durch den Transport des Treibstoffes zu berücksichtigen.

Tabelle 41: Kostenannahmen zur Berechnung der Referenzkosten für die Deckung des Strom- und Wärmebedarfs mit fossilen Brennstoffen [European Comission: Oil Bulletin Price History]

Leichtes Heizöl	$k_{\text{öl,l}}$	96,9	€ / MWh
Wirkungsgrad Dieselegenerator	η_{el}	0,3	-
Referenz-Strompreis	$K_{\text{el,ref}}$	323	€ / MWh _{el}
Schweres Heizöl	$k_{\text{öl,sch}}$	78	€ / MWh
Wirkungsgrad Brenner	η_{th}	0,85	-
Referenz-Wärmepreis	$K_{\text{th,ref}}$	92	€ / MWh _{th}

Basierend auf Herstellerangaben, eigenen Berechnungen und aktuellen Daten wurden Kostenannahmen zur Berechnung des Kapitalwerts und der Amortisationszeit erstellt (siehe Tabelle 42). Die Kosten für Schneckenwärmeübertrager $K_{\text{SWÜ}}$ beinhalten sowohl die Kosten für die

SWÜ, als auch für Peripheriekomponenten wie Förderschnecken, Nitratsalzpumpen, Armaturen und Begleitheizungen. Die variablen Speicherkosten $k_{Sp,var}$ beinhalten die kapazitätsabhängigen Kosten (Tankkosten und PCM-Kosten).

Tabelle 42: Betriebswirtschaftliche Kennzahlen und Kostenannahmen zur ökonomischen Bewertung der solaren Kraft-Wärme-Kopplung

Kapitalkosten			
Solarfeld	k_{SF}	400	€/ m ²
Turbine	k_{Tu}	1000	€/ kW
Turbine Installation	$K_{Tu,inst}$	44400	€
Schneckenwärmeübertrager	$K_{SWÜ}$	283809	€/ Modul
Speicher variabel	$k_{Sp,var}$	37040	€/ MWh
Betriebs- und Wartungskosten			
Betrieb und Wartung	$k_{O\&M}$	3	% der Kapitalkosten
Betriebswirtschaftliche Kennzahlen			
Kalkulationszinssatz	i	6	%
Lebensdauer	n	25	Jahre

5.4.5 Ergebnisse und Diskussion

5.4.5.1 Solares KWK-System mit Speicherauslegung $\Delta T_{Be/Ent} = 13$ K

In Jahresertragsrechnungen wurde berechnet, welcher Anteil des Energiebedarfs solar gedeckt werden kann. Anhand dessen wurde die jährliche Einsparung, verglichen zu einem rein fossil betriebenen System, berechnet (hierzu wird die Summe in Gl. 5.56 berechnet). Abbildung 59 zeigt links die resultierenden Kapitalwerte C_0 (bei Variation des Solar Multiple SM und der Speicherkapazität C_{Sp} , umgerechnet in die maximale Entladezeit t_{Ent} nach Gl. 5.51). Der maximale Kapitalwert $C_0 = 10.097.000$ € tritt bei $t_{Ent} = 10,8$ h Entladestunden auf. Die Minima der dynamischen Amortisationszeit t_{dyn} liegen für kleine Speicherkapazitäten in einem ähnlichen Bereich: rechts in Abbildung 59 sieht man, dass diese für Entladezeiten bis $t_{Ent} = 10,8$ h zwischen $t_{dyn} = 10,8 - 11$ Jahren liegen. Für größere t_{Ent} steigt die Amortisationszeit t_{dyn} ausgeprägt an. In diesem System ist die Leistung im SWÜ beim Be- und Entladen identisch: $\dot{Q}_{SWÜ} = \dot{Q}_{Be} = \dot{Q}_{Ent}$. Das Optimum des Kapitalwerts liegt bei einer mittleren Speicherbetriebsdauer von $t_{BD} = t_{Be} + t_{Ent} = 21,6$ h. t_{Be} wird mit Gl. 5.52 berechnet. Eine

Speicherbetriebsdauer von $t_{BD} > 24$ h ist nicht wirtschaftlich, da eine höhere Speicherkapazität nur an wenigen Tagen genutzt werden kann.

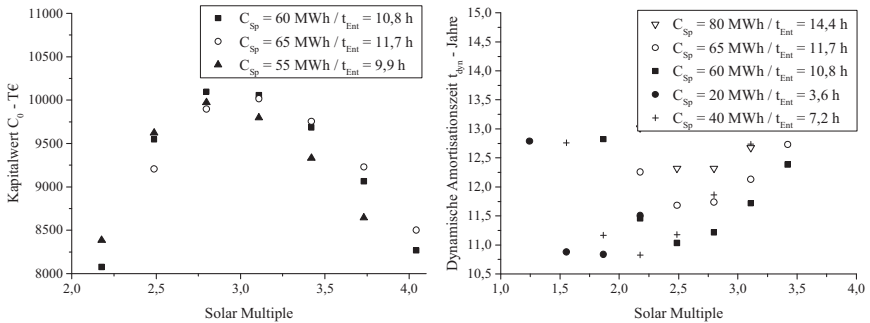


Abbildung 59: Links: Kapitalwert C_0 und rechts: dynamische Amortisationszeit t_{dyn} für das solare Kraft-Wärme-Kopplungssystem mit einer Temperaturdifferenz im SWÜ beim Be- und Entladen von $\Delta T_{Be/Ent} = 13$ K bei einer Variation des Solar Multiple SM und der Speicherkapazität C_{Sp} (ausgedrückt in t_{Enl})

Systembewertung: Der **Kapitalwert** C_0 für das solare KWK-System mit Speicher ist positiv. Grundlegend lohnt sich also die Investition in das Solarsystem mit Turbine und Speicher. Betrachtet man die **dynamischen Amortisationszeiten** t_{dyn} , so sieht man dass diese mit $t_{dyn} > 10,8$ Jahren eher hoch sind. t_{dyn} dient der Risikoabschätzung: bei langen Amortisationszeiten steigt das Risiko unvorhergesehener Ereignisse. Generell haben die Systeme mit kleinen Speichern geringere Investitionskosten K_0 , jedoch auch geringere jährliche Einsparungen (dies gilt jeweils für eine optimierte Solarfeldauslegung). Für die hier präsentierten Ergebnisse resultiert daraus eine Verschiebung der Optima, je nachdem ob das Bewertungskriterium der Kapitalwert C_0 oder die Amortisationszeit t_{dyn} ist. Die **stündlichen Energiekosten** $K_{el/th,h}$ für das solare KWK-System mit Speicher im Optimum bei einer Bewertung nach C_0 sind mit $K_{el/th,h} = 530$ €/h um 14,5 % geringer als bei einem rein fossil betriebenen System (Vergleich mit Referenz a) mit $K_{el/th,h} = 620$ €/h).

Speicherbewertung: Zur Bewertung des Speichers wurde zusätzlich ein solares KWK-System ohne Speicher modelliert und dessen Jahresertrag, Kapitalwert C_0 , die Amortisations-

zeit t_{dyn} und die stündlichen Energiekosten $K_{el/th,h}$ berechnet (Vergleich mit Referenz b)). In Abbildung 60 werden diese Werte für die Systeme mit und ohne Speicher gegenübergestellt. Das System mit Speicher hat höhere Kapitalwerte C_0 und geringere Energiekosten $K_{el/th,h}$. Werden C_0 und $K_{el/th,h}$ als Kriterium angewandt, dann ist der Einsatz des Speichers vorteilhaft.

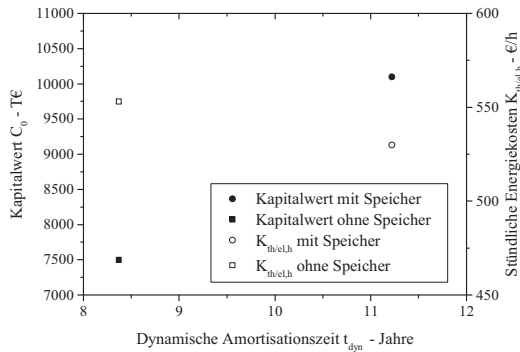


Abbildung 60: Die Kapitalwerte C_0 , die stündlichen Gesamtenergiekosten $K_{el/th,h}$ und die dynamische Amortisationszeit t_{dyn} eines speicherlosen Systems und eines Systems mit Speicher (jeweils die Konfiguration mit höchstem Kapitalwert) werden vergleichend gegenübergestellt.

Die Amortisationszeit t_{dyn} kann selbst nicht als absolutes Bewertungskriterium angewandt werden. Viele Unternehmen legen Wert auf eine Amortisationszeit $t_{dyn} < 5$ Jahren, diese Grenze ist jedoch nicht als allgemeingültig zu betrachten [Biebeler 2012]. Werden Systeme von Energie-Contractoren [Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. (BDEW)] umgesetzt, sind prinzipiell längere Amortisationszeiten denkbar. Grundsätzlich sind kurze Amortisationszeiten erwünscht. Die Möglichkeiten einer Reduktion von t_{dyn} werden im Folgenden diskutiert. In Abbildung 61 wird die Aufteilung der Investitionskosten gezeigt, in Abbildung 62 der Einfluss einer Reduktion verschiedener Rechenparameter (wirtschaftliche Annahmen und Kostenannahmen) um 25 %. Eine Reduktion des Kalkulationszins erhöht sehr deutlich den Kapitalwert C_0 , der Einfluss auf die Amortisationszeit t_{dyn} ist dagegen wesentlich geringer. Die prozentuale Änderung von C_0 und t_{dyn} bei einer Senkung der Investitionskosten liegt in einem ähnlichen Bereich. Besonders ausgeprägt ist der Einfluss einer Änderung des Ölpreises. Bei dessen Senkung erhöht sich t_{dyn} um 53,1 %. Die Amortisations-

zeit kann also durch eine Senkung der Investitionskosten moderat beeinflusst werden, einen hohen Einfluss hat der aktuelle Ölpreis für die Wärmeerzeugung.

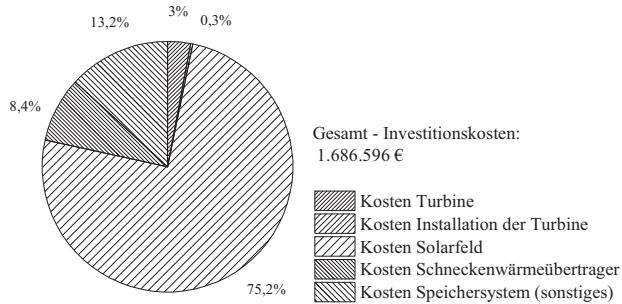


Abbildung 61: Gesamtsumme und Aufteilung der Investitionskosten K_0 des solaren KWK-Systems mit Speicher (gezeigt ist das System mit maximalem Kapitalwert aus Abbildung 59)

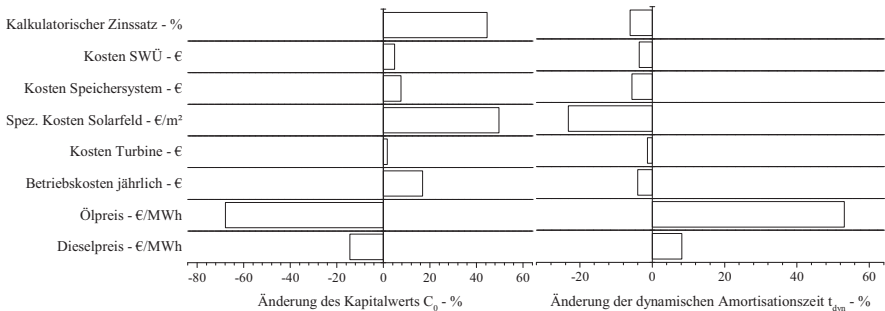


Abbildung 62: Sensitivität des Kapitalwerts und der dynamischen Amortisationszeit auf eine Reduktion der jeweiligen Werte um 25 % (bei der Variation der Parameter wurde jeweils unter Variation von SM und C_{Sp} das neue Optimum bestimmt).

Aufgrund der hier durchgeführten ökonomischen Bewertung anhand des Kapitalwerts und der stündlichen Energiekosten kann der Einsatz eines Speichers im diskutierten System als vorteilhaft eingestuft werden, wenn die relativ langen Amortisationszeiten kein Ausschlusskriterium darstellen. Darüber hinaus erhöht sich bei Integration eines Speichers die Versorgungssicherheit in netzfernen Systemen. Dieser Vorteil wurde in den ökonomischen

Annahmen noch nicht berücksichtigt, kann aber einen relevanten Einfluss haben, wenn z.B. Produktionsausfälle mit eingepreist werden.

5.4.5.2 Solares KWK-System mit veränderter Speicherauslegung mit $\Delta T_{Be} = 13 \text{ K}$ und $\Delta T_{Ent} = 8,6 \text{ K}$

In Kapitel 5.3.6.4 wurde gezeigt, dass die Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager ΔT als Auslegungsparameter einen hohen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit hat. Die dort vorgeschlagene Auslegung (zusätzliche Wärmeübertragerfläche, die nur beim Beladen genutzt wird) beinhaltet jedoch, dass ein Teil des Wärmeübertragers während der Entladung nicht genutzt wird. In der hier untersuchten Auslegung wird stattdessen eine asymmetrische Temperaturdifferenz gewählt: Beim Beladen ist $\Delta T_{Be} = 13 \text{ K}$, beim Entladen ist $\Delta T_{Ent} = 8,6 \text{ K}$. Dies hat für das solare KWK-System folgende Effekte: Die Wärmeübertragerfläche muss (verglichen zu der Auslegung in Kapitel 5.4.5.1 mit $\Delta T_{Be/Ent} = 13 \text{ K}$) größer werden, damit die erforderliche Leistung beim Entladen $\dot{Q}_{SW\ddot{U},Ent} = 5,5 \text{ MW}$ erfüllt ist. Die Anzahl SW \ddot{U} steigt auf $N_{SW\ddot{U}} = 7$. Somit ist $\dot{Q}_{SW\ddot{U},Be} = 11,1 \text{ MW}$. Der Turbineneintrittsdruck beträgt nun auch nachts $p = 20 \text{ bar}$, die Turbine kann auch beim Entladen in Volllast betrieben werden.

Es wurden Jahresrechnungen durchgeführt und der Kapitalwert C_0 , die dynamische Amortisationszeit t_{dyn} und die stündlichen Energiekosten $K_{el/th,h}$ berechnet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 63 dargestellt. Verglichen zum System mit $\Delta T_{Be/Ent} = 13 \text{ K}$ steigt C_0 um 13,4 %, $K_{el/th,h}$ sinkt um 2,3 %. Für dieses System steigt jedoch auch t_{dyn} um 4,9 %. Die Verschiebung der Temperaturdifferenz hat also einen positiven Effekt auf C_0 und $K_{el/th,h}$. Gleichzeitig steigen aufgrund der neuen Systemparameter die installierte SW \ddot{U} -Leistung und damit die Investitionskosten. Dadurch steigt auch die Amortisationszeit. Um den positiven Effekt einer asymmetrischen Temperaturdifferenz zu nutzen, ohne t_{dyn} zu steigern, sollte beim Einsatz von Latentwärmespeichern in Solarsystemen geprüft werden, ob es möglich ist, die Temperaturdifferenz beim Beladen durch eine Erhöhung des Dampfdrucks im Kollektor umzusetzen. Wenn der mögliche, durch die Druckstufe der Komponenten bestimmte, Maximaldruck im Kollektor systembedingt nicht erforderlich ist, kann durch eine Erhöhung auf diesen Maxi-

maldruck die Temperaturdifferenz beim Beladen, und damit die Beladeleistung gesteigert werden, ohne die Investitionskosten zu erhöhen.

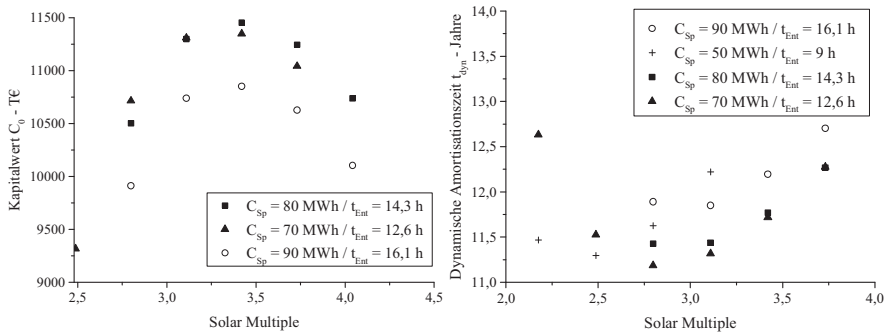


Abbildung 63: Links: Kapitalwert C_0 und rechts: dynamische Amortisationszeit t_{dyn} für das solare Kraft-Wärme-Kopplungssystem mit $\Delta T_{Be} = 13$ K und $\Delta T_{Ent} = 8,6$ K

5.4.6 Zusammenfassung der Speicherbewertung in der solaren Kraft-Wärme-Kopplung

Systeme zur solaren Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) mit Speichern im Inselbetrieb sind vorteilhaft verglichen zu rein fossilen Systemen, wenn längere Amortisationszeiten akzeptabel sind.

Ein dezentraler Industrieprozess mit konstantem Wärme- und Strombedarf wurde mit solarthermischen Kollektoren, einer Turbine und einem Speicher ausgestattet, und beurteilt, ob dieses System im Vergleich mit a) einem rein fossilen System und b) einem solaren System ohne Speicher Vorteile bringt. Die Kapitalwerte des solaren KWK-Systems mit Speicher sind positiv, somit amortisieren sie sich über die Laufzeit. Bei einer Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager beim Be- und Entladen von $\Delta T_{Be/Ent} = 13$ K im SWÜ ist das System mit einer Speicherkapazität $C_{Sp} = 60$ MWh und einem Solar Multiple $SM = 2,8$ optimal ausgelegt. Für dieses System ist der Kapitalwert maximal mit $C_0 = 10.096.868$ €; die stündlichen Energiekosten betragen $K_{el/th,h} = 530$ €/h. Dagegen hat das fossile Referenzsystem a) stündliche Energiekosten von $K_{el/th,h} = 620$ €/h. Die Amortisationszeit des solaren KWK-Systems beträgt

$t_{\text{dyn}} = 11,2$ Jahre. Systeme zur solaren Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) mit Speichern im Inselbetrieb sind also vorteilhaft verglichen zu rein fossilen Systemen, wenn längere Amortisationszeiten akzeptabel sind. Das speicherlose Referenzsystem b) hat einen Kapitalwert von $C_0 = 7.499.000$ € und $K_{\text{el/th,h}} = 553$ €/h. Ein Speicher erhöht also die Wirtschaftlichkeit eines solaren KWK-Systems. Die Speicherauslegung kann weiter verbessert werden, indem bei der Auslegung der Wärmeübertrager die Beladeleistung durch eine Verschiebung der Temperaturdifferenz größer dimensioniert wird als die Entladeleistung. Senkt man die Temperaturdifferenz beim Entladen auf $\Delta T_{\text{Ent}} = 8,6$ K, so kann der Kapitalwert C_0 um 13,4 % gesteigert werden, bei um 2,3 % reduzierten stündlichen Energiekosten $K_{\text{el/th,h}}$. Die dynamische Amortisationszeit steigt dann ebenfalls um 4,9 %. Daraus resultiert für die Auslegung von realen Systemen, dass der Beladedruck bis an die durch die installierte Druckstufe bei Kollektoren gegebene Grenze erhöht werden sollte, um gegebenenfalls eine Erhöhung der Beladeleistung im Wärmeübertrager zu erreichen, ohne die Investitionskosten zu erhöhen.

Aus diesen Untersuchungen ergibt sich die Fragestellung, welchen Einfluss ein reales schwankendes Lastprofil auf die Ergebnisse hat. Sicher ist das hier angenommene, konstante Lastprofil ein Idealfall, die Wirtschaftlichkeit des vorgeschlagenen Systems muss bei andersartigen Lastprofilen erneut bestimmt werden. Hierfür kann das in dieser Arbeit entwickelte Systemsimulationsmodell genutzt werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein innovatives aktives Latentwärmespeicherkonzept mit selbstreinigendem Schneckenwärmeübertrager (SWÜ) entwickelt, experimentell charakterisiert und in Systemsimulationen dessen Einsatz in solarthermischen Systemen bewertet. Es wurden Betriebsstrategien zur Durchführung des Phasenwechsels entwickelt sowie Kennzahlen ermittelt, die den SWÜ hinsichtlich des Wärmedurchgangs beim Phasenwechsel charakterisieren. Mit Systemsimulationen wurde abschließend gezeigt, dass der Einsatz dieses Speichers in solarthermischen Systemen wirtschaftlich möglich ist. Mit dem Systemsimulationsmodell wurden Vorschriften für eine wirtschaftliche Auslegung dieser Speicher in solarthermischen Systemen erarbeitet.

Mit der in dieser Arbeit aufgebauten Versuchsanlage konnte die Eignung von SWÜ zum Schmelzen und Kristallisieren einer eutektischen Mischung von Natriumnitrat und Kaliumnitrat experimentell demonstriert werden. Das erarbeitete Speichersystem verwendet Förderschnecken und einen Brecher für den Transport und für die Einstellung der Schüttdichte des Phasenwechselmaterials (PCM). Der aus den Versuchsergebnissen bestimmte mittlere Wärmedurchgangskoeffizient beträgt beim Schmelzen im SWÜ $k_{\text{SWÜ,s}} = 308 \text{ W/m}^2\text{K}$ und beim Kristallisieren $k_{\text{SWÜ,k}} = 211 \text{ W/m}^2\text{K}$. Der Wärmedurchgang beim Kristallisieren ist schlechter, da sich aufgrund der konstruktiven Spalte zwischen den Flügeln sowie den Flügeln und dem Trog eine PCM-Schicht auf der Wärmeübertragerfläche bildet, die den Wärmewiderstand erhöht. Eine Reduktion des Spaltabstandes ist eine entscheidende Maßnahme, um den Wärmedurchgang beim Kristallisieren zu verbessern. Der Vergleich des Latentwärmespeichers mit SWÜ mit einem Rippenrohr - Latentwärmespeicher zeigt, dass der Speicher mit SWÜ beim Schmelzen ähnliche und beim Kristallisieren höhere Wärmedurchgangskoeffizienten erreicht. Es besteht zudem der Vorteil, dass beim Entladen konstante Leistungen möglich sind, im Gegensatz zum Rippenrohrspeicher, bei dem die Leistung beim Entladen stetig abfällt. Der berechnete Wärmeübergangskoeffizient beträgt beim Schmelzen $\alpha_s = 450 - 500 \text{ W/m}^2\text{K}$. Beim Kristallisieren werden lokal unterschiedliche Wärmeübergangskoeffizienten beobachtet. An den Wellen ist $\alpha_k^* = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$ und am Trog $\alpha_k^* = 150 - 200 \text{ W/m}^2\text{K}$. Der fürs Kristalli-

sieren berechnete α_k^* beinhaltet sowohl den konvektiven Wärmewiderstand sowie den Wärmewiderstand durch Leitung in der PCM-Schicht. Eine Berechnung des rein konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α_k war beim Kristallisieren nicht möglich, da die Dicke der PCM-Schicht experimentell nicht ermittelt werden konnte. Betrachtungen der Versuche, gekoppelt mit einem analytischen Modell zu Berechnung der mittleren Dicke der pro Umdrehung neu kristallisierenden PCM-Schicht, ergaben, dass die mittlere Gesamtdicke der PCM-Schicht bei den Versuchsdrehzahlen erwartungsgemäß vom Spaltabstand abhängt. Dagegen ist sie weitgehend von der Drehzahl unabhängig. Da die PCM-Stoffwerte stark unsicherheitsbehaftet sind, ist jedoch eine genaue Bestimmung der mittleren Schichtdicke und des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α_k mit dem Modell nicht möglich. Eine belastbare Stoffwertcharakterisierung des PCM ist zur Weiterführung dieser Versuche unbedingt erforderlich.

Mit dem Ziel der Minimierung der spezifischen Wärmeübertragerkosten $K_{e/W}$ wurde die Geometrie vergrößerter SWÜ (im Vergleich zum untersuchten Laborprototypen) optimiert. Basierend auf den experimentellen Ergebnissen ergibt sich für einen SWÜ mit der ermittelten Geometrie, Dampf als Wärmeträger und denselben Spaltabständen wie im Versuchsstand beim Schmelzen ein Wärmedurchgangskoeffizient $k_{SWÜ,s} = 320 \text{ W/m}^2\text{K}$ und beim Kristallisieren $k_{SWÜ,k} = 243 \text{ W/m}^2\text{K}$. Durch eine Verringerung der Spaltabstände könnten diese Werte noch gesteigert werden. Für zukünftige Untersuchungen zum Wärmeübergang wurde eine Methode vorgeschlagen, um den Wärmeübergangskoeffizienten beim Kristallisieren α_k genauer zu bestimmen. Dabei soll α_k in einem Kratzwärmeübertrager bestimmt werden. Diese Methode wurde in ersten Vorversuchen vorgestellt und verbessert. Aufgrund der hohen Komplexität der Bestimmung von α_k ist es erforderlich, diese Untersuchung in weiteren Arbeiten fortzusetzen. Für hohe Drücke des Wärmeträgers im SWÜ wurde ein Konzept vorgestellt, welches ein organisches Wärmeträgermedium als Zwischenmedium verwendet. Dieses muss in weiteren Arbeiten experimentell demonstriert und untersucht werden.

Der Einsatz des Speichers in direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerken wurde in Systemsimulationen untersucht. Als Kennzahl zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit des Speichers wurden die Stromgestehungskosten berechnet. Es wurde nachgewiesen, dass bei den aktuellen Preisen für fossile Energie ein rein solar betriebenes System mit Drei-Tank-Speicher (eine Kombination aus sensiblem und latentem Speicher) wirtschaftlicher ist als ein fossil unterstütztes System mit Zwei-Tank-Speicher. Für die Auslegung des Speichers in solarthermischen Systemen ergibt sich, dass eine Überdimensionierung der Beladeleistung die Stromgestehungskosten senkt, da so die optimale Speicherkapazität höher wird, was die Betriebsdauer der Kraftwerkskomponenten erhöht und somit die Stromgestehungskosten senkt, im hier untersuchten Fall um 0,25%. Darüber hinaus konnte durch eine Erhöhung der Temperaturdifferenz im SWÜ die Stromgestehungskosten um 3,2% gesenkt werden. In welchem Maße eine Erhöhung sinnvoll ist, muss für die Auslegung im Systemkontext unter Berücksichtigung des Teillastverhaltens der Turbine ermittelt werden.

Der Einsatz des Speichers in dezentralen solaren Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen wurde anhand wirtschaftlicher Kennzahlen (Kapitalwert, dynamische Amortisationszeit, stündliche Energiekosten) bewertet. Grundlegend sind diese Systeme mit Speicher bei Amortisationszeiten von ca. 10 Jahre wirtschaftlich. Dabei ist jedoch noch nicht der positive Einfluss der Vermeidung von etwaigen Produktionsausfällen (möglich im Inselbetrieb durch schlechte Versorgung mit fossilen Brennstoffen) durch den Speicher berücksichtigt. Die Wirtschaftlichkeit der solaren KWK-Systeme wurde durch eine Überdimensionierung des SWÜ beim Beladen um 13,4 % weiter gesteigert. Diese Überdimensionierung kann, wenn die verbauten Druckstufen es erlauben, im einfachsten Fall durch eine Vergrößerung des Beladedrucks im Kollektor erfolgen, um ohne Erhöhung der Investitionskosten die Beladeleistung zu steigern.

Der Einsatz von Schneckenwärmeübertragern in Latentwärmespeichern ist technisch möglich und sowohl in zentralen solarthermischen Kraftwerken als auch dezentral in solaren Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen wirtschaftlich. Eine Weiterentwicklung dieser Technologie stellt

also einen wichtigen Schritt zur Umsetzung einer zuverlässigen Energieversorgung, die auf erneuerbaren Energien beruht, dar.

A.Anhang: Stoffwerte der verwendeten Speichermaterialien

Relevante Stoffwerte von Natriumnitrat (NaNO_3)

Für die spezifische Wärmekapazität c_p von festem NaNO_3 bei $T = 282 - 306 \text{ °C}$ wurde basierend auf Daten aus [Jriri, et al. 1995] eine polynomische Regression durchgeführt:

$$c_p = -9,43939 - 2 \cdot (T - 273,15)^3 + 84,762 \cdot (T - 273,15)^2 - 25367 \cdot (T - 273,15) + 2531792 \quad \text{Gl. A.1}$$

Im Temperaturbereich $T > 306 \text{ °C}$ ist nach [Bauer, Laing und Tamme 2012] die Wärmekapazität konstant mit $c_p = 1655 \text{ kJ/kgK}$.

Für die Dichte ρ im Temperaturbereich von $T = 25 - 306 \text{ °C}$ wurde eine lineare Regression erstellt, basierend auf [Bauer, et al. 2009]:

$$\rho_f = -0,490 \cdot (T - 273,15) + 2272,5 \quad \text{Gl. A.2}$$

Gleiches gilt für die Dichte ρ im Bereich von $T = 307 - 500 \text{ °C}$:

$$\rho_{fl} = -0,557 \cdot (T - 273,15) + 2078,4 \quad \text{Gl. A.3}$$

Die Schüttdichte ist basierend auf den in Kapitel 3.6.2 diskutierten Ergebnissen $\rho = 1500 \text{ kg / m}^3$.

Die Phasenwechselenthalpie $h = 178 \text{ kJ / kg}$ wurde [Bauer, et al. 2009] entnommen.

Relevante Stoffwerte der eutektischen Mischung aus Natriumnitrat und Kaliumnitrat

Die Zusammensetzung der eutektischen Mischung beträgt nach [Kenisarin 2009] 54%^{gew} KNO₃ und 46 %^{gew} NaNO₃.

Die Dichte bei $T < 221 \text{ }^\circ\text{C}$ ist nach [Mehling und Cabeza 2008] annähernd konstant mit $\rho_f = 2050 \text{ kg/m}^3$. Für $T > 221 \text{ }^\circ\text{C}$ wurde aus Daten von SQM [SQM 2014] eine lineare Regression durchgeführt:

$$\rho_{fl} = -0,64 \cdot (T - 273,15) + 2090 \quad \text{Gl. A.4}$$

Die Schüttdichte ist basierend auf den in Kapitel 3.6.2 diskutierten Ergebnissen $\rho = 1500 \text{ kg/m}^3$.

Die Phasenwechselenthalpie $h = 100 \text{ kJ/kg}$ wurde [Kenisarin 2009] entnommen.

B. Anhang: Stoffwerte von Thermalölen

Relevante Stoffwerte des Thermalöls Therminol 62

Für die Dichte im Temperaturbereich von $T = 150 - 300$ °C wurde aus den in [Fragol] angegebenen Daten ein Kurvenfit erstellt:

$$\rho = -0,64 \cdot (T - 273,15) + 990,64 \quad \text{Gl. B.1}$$

Für die spezifische Wärmekapazität gilt für $T = 200 - 300$ °C:

$$c_p = 0,00183 \cdot (T - 273,15) + 1,98722 \quad \text{Gl. B.2}$$

C. Anhang: Geometriedaten der Schneckenwärmeübertrager

Geometriedaten des untersuchten Laborprototyps des SWÜ

Die geometrischen Daten des in Kapitel 3 untersuchten SWÜ zeigt Tabelle 43. Die Gesamtwärmeübertragerfläche ist $A_{SWÜ} = 4,6 \text{ m}^2$. Der SWÜ wurde von der Firma Köllemann GmbH gebaut und wurde für die experimentelle Untersuchung im Labor am Fraunhofer ISE verwendet. Die Definition der verwendeten Bezeichnungen für die geometrischen Größen ist in Abbildung 7 eingezeichnet.

Tabelle 43: Geometrie des im Labor untersuchten zweiwelligen Schneckenwärmeübertragers

Anzahl der Wellen	N	2	-
Länge der Wellen	l	1,7	m
Flügeldurchmesser aussen	$d_{F,a}$	0,25	m
Wellendurchmesser außen	$d_{W,a}$	0,114	m
Wellendurchmesser innen	$d_{W,i}$	0,076	m
Steigung der Flügel	S_F	0,1	m
Abstand zwischen den Flügeln	c	0,04	m
Spalt Trog - Flügel	s_{T-F}	0,008	m
Spalt Flügel - Flügel	s_{F-F}	0,004	m
Wandstärke Flügel	t_F	0,004	m
Wandstärke Welle	t_W	0,006	m
Wandstärke Trog	t_T	0,006	m

Geometriedaten vergrößerter SWÜ

Vorgehensweise: Bei der Definition der Geometrie vergrößerter SWÜ mussten vom Hersteller vorgegebene fertigungstechnische Grenzen, gültige Normen und weitere Beschränkungen eingehalten werden. Die SWÜ - Modulabmessungen wurden mit $l = 10 \text{ m}$ und $b \leq 4 \text{ m}$ festgelegt: in der Regel werden so keine Zwischenlager benötigt und der Transport auf der Straße ist einfach möglich. Als Wellenrohre werden Standardrohre nach DIN verwendet, diese geben

die möglichen Durchmessersprünge von $d_{W,a}$ und $d_{W,i}$ vor. $d_{F,a}$ wird bestimmt durch die Flügelhöhe h_F . Der Abstand zwischen den Flügeln c muss die Zugänglichkeit zum Schweißen ermöglichen, der Hersteller empfiehlt einen Mindestwert von $c = 0,05$ m. Die Flügelsteigung S_F ergibt sich dann aus der Vorgabe eines Flügel - Anstellwinkels ψ , aus c und h_F . Der Trog besteht, in Abweichung zum untersuchten Laborprototyp, aus einer Trogwand mit angeschlossenen Verdampferrohren.

Für die Geometrieoptimierung wurden für die Geometrievorschlüsse die jeweiligen Kosten aufgestellt. Diese Aufstellung enthält die Schweißkosten, sonstige Personalkosten, die Materialkosten, sowie Zusatzkosten für Lager, Drehdurchführungen, Motor und Getriebe, Mess-, Steuer und Regelungstechnik, Isolierung und Begleitheizungen. Für jede Geometrie wurden unter Berücksichtigung der vorliegenden Wandstärke und der Nutzung der gesamten Oberfläche der zu erwartende Wärmestrom und die spezifischen Kosten $K_{e/W}$ berechnet.

Geometrien: In Kapitel 4.2 wird beschrieben, mit welchem Konzept der SWÜ auch in Hochdruckanwendungen eingesetzt werden kann. Zur Durchführung der Kraftwerkssimulationen wurde für hohe Drücke die Geometrie eines großen Moduls des SWÜ für Kraftwerksanwendungen iterativ nach den in Kapitel 4.1 und oben beschriebenen Verfahren abgeleitet (s. Tabelle 44). Die Wärmeübertragerfläche des HD-SWÜ beträgt $A_{SWÜ} = 502$ m².

Tabelle 44: Geometrische Daten eines Schneckenwärmeübertragers für Hochdruckanwendungen

Anzahl der Wellen	N	4	-
Länge der Wellen	l	10	m
Flügeldurchmesser aussen	$d_{F,a}$	1,136	m
Wellendurchmesser außen	$d_{W,a}$	0,711	m
Wellendurchmesser innen	$d_{W,i}$	0,356	m
Steigung der Flügel	S_F	0,125	m
Abstand zwischen den Flügeln	c	0,05	m
Spalt Trog - Flügel	s_{T-F}	0,008	m
Spalt Flügel - Flügel	s_{F-F}	0,004	m

Für die KWK-Simulationen in Kapitel 5.4 wird außerdem die Geometrie eines SWÜs, der in niederen Druckniveaus bis $p = 30$ bar eingesetzt werden kann, beschrieben (s. Tabelle 45). Bei niederen Drücken ist es möglich, auf ein Zwischenmedium (wie in Kapitel 4.2 beschrieben) zu verzichten und direkt im SWÜ zu verdampfen / kondensieren. Die Wärmeübertragerfläche dieses SWÜ beträgt $A_{SWÜ} = 381 \text{ m}^2$.

Tabelle 45: Geometrische Daten eines Schneckenwärmeübertragers für Niederdruckanwendungen

Anzahl der Wellen	N	4	-
Länge der Wellen	l	10	m
Flügeldurchmesser aussen	$d_{F,a}$	0,956	m
Wellendurchmesser außen	$d_{W,a}$	0,711	m
Wellendurchmesser innen	$d_{W,i}$	0,457	m
Steigung der Flügel	S_F	0,093	m
Abstand zwischen den Flügeln	c	0,05	m
Spalt Trog - Flügel	s_{T-F}	0,008	m
Spalt Flügel - Flügel	s_{F-F}	0,004	m

Geometriedaten für die Untersuchung der Druckbeständigkeit

Vorläufige Untersuchungen zur Druckbeständigkeit des SWÜ in einer einfachen vergrößerten Geometrie wurden mit der in Tabelle 46 beschriebenen Geometrie durchgeführt.

Tabelle 46: Geometrische Daten eines vergrößerten Schneckenwärmeübertragers für eine erste Abschätzung der Druckbeständigkeit

Anzahl der Wellen	N	4	-
Länge der Wellen	l	10	m
Flügeldurchmesser aussen	$d_{F,a}$	1	m
Wellendurchmesser außen	$d_{W,a}$	0,457	m
Steigung der Flügel	S_F	0,5	m
Wandstärke Flügel	t_F	0,04	m
Wandstärke Welle	t_W	0,04	m

D.Anhang: Bilder und Schema der Versuche am Schneckenwärmeübertragerteststand

Betriebszustand „Speicher beladen“ (Schmelzen)

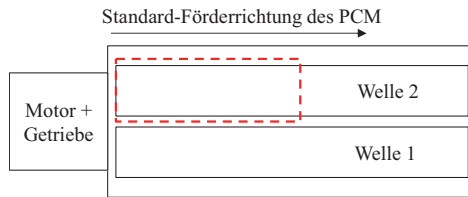


Abbildung 64: Bereich (gestrichelt), in dem das PCM mit dem verbesserten Granulateinlass auf die Welle 2 auftrifft



Abbildung 65: Auslass des flüssigen PCM an der Unterseite des Trogs durch vier beheizbare Rohrleitungen

Betriebszustand „Speicher entladen“ (Kristallisieren)



Abbildung 66: Detailaufnahmen: Links: Schmelzeinlassbereich mit Verteilrinne (oberes Bildviertel) und einer Welle mit aufkristallisierter PCM-Schicht; am rechten Flügel platzt ein Teil der PCM-Schicht ab; Rechts: Bereich, in dem vollständig kristallisiert wird. Intensiveres weiß ist ein Indikator für eine vollständige Kristallisation. Die graueren Bereiche sind noch nicht vollständig erstarrt.

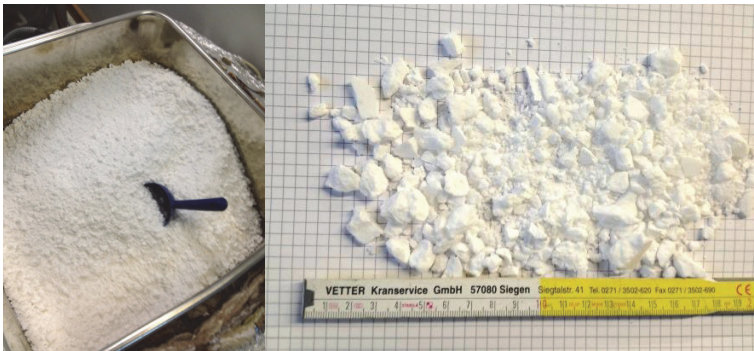


Abbildung 67: Durch Kristallisieren erzeugtes und mit dem Brecher zerkleinertes PCM-Granulat

E. Anhang: Zusatzinformationen zu den Versuchen am Teststand mit Kratzwärmeübertrager

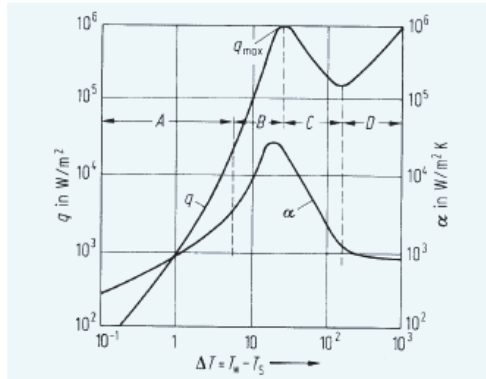


Abbildung 68: Diagramm zur Bestimmung der Wärmestromdichte und des Wärmeübergangskoeffizienten beim Behältersieden. A: freie Konvektion (Stilles Sieden), B: Blasensieden, C: Übergangssieden, D: Filmsieden [Dubbel 2011]



Abbildung 69: Für die ausgewerteten Versuche am Kratzwärmeübertrager verwendeter Rührer

Literaturverzeichnis

- [Adinberg, Zvegilsky und Epstein 2010] Adinberg, R.; Zvegilsky, D. und Epstein, M. (2010): Heat transfer efficient thermal energy storage for steam generation, Energy conversion and management (Band 51)
- [AEE Intec 2015] AEE Intec (2015): Database for applications of solar heat integration in industrial processes, Aufgerufen am 13.02.2015, <http://ship-plants.info/>.
- [Agyenim, et al. 2010] Agyenim, F.; Hewitt, N.; Eames, P., et al. (2010): A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS), Renewable and Sustainable Energy Reviews (Band 14), Nr. 2
- [Bachelier, et al. 2015] Bachelier, C.; Selig, M.; Mertins, M., et al. (2015): Systematic analysis of Fresnel CSP Plants with energy storage, Energy Procedia (Band 69)
- [Bartlett 1958] Bartlett, R. (1958): Steam turbine performance and economics, McGraw-Hill.
- [Bauer 2006] Bauer, T. (2006): PCM-Graphite composites for high temperature thermal energy storage, The 10th international conference on thermal energy storage, Atlantic City.
- [Bauer, et al. 2009] Bauer, T.; Laing, D.; Kröner, U., et al. (2009): Sodium nitrate for high temperature latent heat storage, The 11th international conference on thermal energy storage - Effstock, Stockholm, Schweden.
- [Bauer, Laing und Tamme 2010] Bauer, T.; Laing, D. und Tamme, R. (2010): Overview of PCMs for concentrated solar power in the temperature range 200 to 350°C, Advances in Science and Technology (Band 74)
- [Bauer, Laing und Tamme 2012] Bauer, T.; Laing, D. und Tamme, R. (2012): Characterization of sodium nitrate as phase change material, International Journal of Thermophysics (Band 33)
- [Bayon, et al. 2010] Bayon, R.; Rojas, E.; Valenzuela, L., et al. (2010): Analysis of the experimental behaviour of a 100 kWth latent heat storage system for direct steam generation in solar thermal power plants, Applied Thermal Engineering (Band 30)
- [Biebeler 2012] Biebeler (2012): IW-Umweltexpertenpanel 2012 - Umwelt- und Energiepolitik im Meinungsbild der Wirtschaft, Mahammadzadeh, Mahammad. Institut der deutschen Wirtschaft Köln.
- [Birchenall und Riechman 1980] Birchenall, C.E. und Riechman, A.F. (1980): Heat storage in eutectic alloys, Metallurgical transactions A, 11A.
- [Black und Veatch 1996] Black und Veatch (1996): Power Plant engineering, Springer, ISBN: 0-412-06401-4.
- [Blanco-Rodriguez, et al. 2014] Blanco-Rodriguez, P.; Rodriguez-Aseguinolaza, J.; Risueno, E., et al. (2014): Thermophysical characterization of Mg-51%Zn eutectic metal alloy: a phase change material for thermal energy storage in direct steam generation applications, Energy (Band 72)
- [Boye 2013] Boye, J.P. (2013): Strukturmechanische und wärmetechnische Optimierung eines Schneckenwärmeübertragers von einem Latentwärmespeicher für solarthermische Kraftwerke. Masterarbeit, Hochschule Ansbach, angefertigt am Fraunhofer Institut für solare Energiesysteme.
- [Bradshaw, et al. 2002] Bradshaw, R. W. ; Dawson, D. B.; De la Rosa, W., et al. (2002): Final test and evaluation results from the Solar Two project, Pacheco, J. E., Albuquerque, Sandia National Laboratories, January 2002, SAND2002-0120.
- [Brinkmeier 2015] Brinkmeier, N. (2015): Flexibilisierung von Kraftwerken. Doktorarbeit, Technische Universität Braunschweig.
- [Brunner 2014] Brunner, C. (2014): Solar Heat for industrial production processes - latest research and large scale installations, Solar Heating and Cooling, Peking, China.
-

- [Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. (BDEW)] Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. (BDEW), Aufgerufen: 23.10.2014, <http://www.bdew.de/internet.nsf/id/energie-contracting-de?open&ccm=900030>.
- [Casubolo 2013] Casubolo, G. (2013): Persönliche Kommunikation, SQM.
- [Cerbe und Wilhelms 2005] Cerbe, G. und Wilhelms, G. (2005): Technische Thermodynamik - Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen (Band 13), Carl-Hanser-Verlag, ISBN: 3-446-40281-0.
- [Climate Change 2013] Climate Change 2013, The physical science basis, Intergovernmental panel on climate change.
- [Coastal Chemical Co.] Coastal Chemical Co. 2015, Aufgerufen am 16.03.2015, <http://www.coastalchem.com/#>.
- [Coignet 1869] Coignet, I.P. (1869): Malaxator for the preparation of plastic materials for artificial stone and for other purposes, US98035 A.
- [Concentrating solar power technology 2012] Concentrating solar power technology: principles, developments and applications (2012), 1. Auflage, Lovegrove, K. und Stein, W., ISBN: 978-1845697693.
- [CSP World 2015] CSP World (2015), Aufgerufen am 16.03.2015, <http://www.csp-world.com/cspworldmap>.
- [Deutsche Akkreditierungsstelle 2010] Deutsche Akkreditierungsstelle (2010): Kalibrierung von Widerstandsthermometern, Richtlinie DAkkS-DKD-R 5-1.
- [Deutscher Bundestag 2011] Deutscher Bundestag (2011): Beschluss zum Atomausstieg, Aufgerufen am 12.02.2015, http://www.bundestag.de/dokumente/textarchiv/2011/34915890_kw26_angenommen_abgelehnt/205788.
- [DIN 15262 1983] DIN 15262 (1983): Schneckenförderer für Schüttgut, Berechnungsgrundsätze, .
- [Dowtherm Chemicals 2014] Dowtherm Chemicals (2014), Aufgerufen: 03.11.2014, <http://www.dow.com/heattrans/products/synthetic/dowtherm.htm>.
- [Dreißigacker 2013] Dreißigacker, Volker (2013): Verbundprojekt: Hochtemperatur-Feststoffspeicher im Solarturm (HOTSPOT) Abschlussbericht, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt.
- [Dubbel 2011] Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau (2011): (Band 23), Grote, K.-H. und Feldhusen, J., Springer Verlag, ISBN: 978-3-642-17305-9.
- [Duffie und Beckman 2006] Duffie, J. A. und Beckman, W. A. (2006): Solar engineering of thermal processes, 3rd. Auflage, Wiley, Hoboken N.J., ISBN: 9780471698678.
- [Durst 2011] Durst, Anna (2011): The sunny side of saturated steam, BINE Informationsdienst.
- [Easton 1920] Easton, R.W. (1920): Screw conveyor, US1468379 A.
- [Eise, et al. 1981] Eise, K.; Herrmann, H.; Jakopin, S., et al. (1981): An analysis of Twin-Screw Extruder Mechanisms, Advances in plastics technology
- [Epple, et al. 2009] Epple, B.; Leithner, R.; Linzer, W., et al. (2009): Simulation von Kraftwerken und wärmetechnischen Anlagen, Springer, Vienna, ISBN: 9783211296974.
- [Erdmenger 1944] Erdmenger, R. (1944): Vorrichtung zum Verkneten, Gelatinieren und verpressen von plastischen Massen, DE 862668.
- [Erdmenger 1964] Erdmenger, R. (1964): Mehrwellen-Schnecken in der Verfahrenstechnik, 36. Jahrgang Auflage, Chemie-Ing.-Technik.
- [European Comission: Oil Bulletin Price History] European Comission: Oil Bulletin Price History, Aufgerufen: 17.01.2014.
- [Feldhoff, et al. 2010] Feldhoff, J.F.; Benitez, D.; Eck, M., et al. (2010): Economic potential of solar thermal power plants with direct steam generation compared with HTF plants, Journal of Solar Energy Engineering (Band 132)
-

- [Feldhoff, Schmitz und Eck 2012] Feldhoff, J.F.; Schmitz, K. und Eck, M. (2012): Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage, Solar Energy (Band 86)
- [Fiedler 2013] Fiedler, G. (2013): Persönliche Kommunikation, Kölleermann GmbH.
- [Fragol] Fragol, Aufgerufen am: 27.3.2015, https://www.fragol.de/de/produkte/waermetraegerfluessigkeiten/produkteuebersicht/the_rminolr-62.html.
- [Fröhlich 2014] Fröhlich, Henning (2014): Modellierung, Simulation und Bewertung von solaren Prozesswärmesystemen. Diplomarbeit, Karlsruhe Institut für Technologie, angefertigt am Fraunhofer Institut für solare Energiesysteme.
- [Gil, et al. 2010] Gil, A.; Medrano, M.; Martorell, I., et al. (2010): State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1 — concepts, materials and modellization, Renewable and Sustainable Energy Reviews (Band 14), Nr. 1
- [Goldstern 1970] Goldstern, W. (1970): Steam storage installations, Pergamon Press.
- [Granite Power Limited 2014] Granite Power Limited (2014): Solar supercritical organic Rankine Cycle for power and industrial heat, <http://arena.gov.au/project/solar-supercritical-organic-rankine-cycle-for-power-and-industrial-heat/>.
- [Greif, et al. 2004] Greif, Helmut.; Limper, Andreas.; Fattmann, Gordon., et al. (2004): Technologie der Extrusion, Hanser Verlag, ISBN: 978-3-446-22669-2.
- [Hartl, et al. 2009] Hartl, M.; Haider, M.; Ponweiser, K., et al. (2009): Konzentrierende Solartechnik für Kraft-, Wärme- und Kältekopplung, Elektrotechnik und Informationstechnik (Band 126/3)
- [Hennecke und Neuhäuser 2013] Hennecke, K. und Neuhäuser, A. (2013): Solare Kraft-Wärme-Kopplung: Baustein für ein nachhaltiges Strom-Wärme-System, Jahrestagung 2013 des FVEE, Freiburg im Breisgau.
- [Hermann 1972] Hermann, H. (1972): Schneckenmaschinen in der Verfahrenstechnik, Springer Verlag.
- [Hernandez-Moro und Martinez-Duart 2013] Hernandez-Moro, J. und Martinez-Duart, J.M. (2013): Analytical model for solar PV and CSP electricity costs: present LCOE values and their future evolution, Renewable and Sustainable Energy Reviews (Band 20)
- [Herrmann, Kelly und Price 2004] Herrmann, U.; Kelly, B. und Price, H. (2004): Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants, Energy (Band 29), Nr. 5–6
- [Hirsch, Hennecke und Krüger 2008] Hirsch, T.; Hennecke, K. und Krüger, D. (2008): The P3 demonstration plant: Direct steam generation for process heat applications, SolarPACES 2008, 14th Solar Power And Chemical Energy Systems International Symposium, March 3-7, Las Vegas, Nevada, USA.
- [Hirschberg 1999] Hirschberg, H.G. (1999): Handbuch Verfahrenstechnik und Anlagenbau - Chemie, Technik und Wirtschaftlichkeit, Springer Verlag, ISBN: 978-3-642-58357-5.
- [Hoshi, et al. 2005] Hoshi, A.; Mills, D.; Bittar, A., et al. (2005): Screening of high melting point phase change materials (PCM) in solar thermal concentrating technology based on CLFR, Solar Energy (Band 79)
- [Hunold 1994] Hunold, D. (1994): Zur Auslegung und Konstruktion von thermischen Energiespeichern mit einem fest/flüssigen Phasenwechsel des Speichermaterials für Parabolrinnen-Solarkraftwerke, VDI-Verlag, Düsseldorf, ISBN: 3-18-330806-1.
- [Incropera und DeWitt 1996] Incropera, F.P. und DeWitt, D.P. (1996): Fundamentals of heat and mass transfer, John Wiley&Sons, ISBN: 0471304603.
- [Industrial Solar 2014] Industrial Solar (2014), Aufgerufen: 26.08.2014, <http://www.industrial-solar.de/CMS/angebot/fresnel-kollektor/>.
- [Jriri, et al. 1995] Jriri, T.; Rogez, J.; Bergman, C., et al. (1995): Thermodynamic study of the condensed phases of NaNO₃, KNO₃ and CsNO₃ and their transitions, Thermochimica Acta (Band 266)

- [Kalogirou 2003] Kalogirou, Soteris (2003): The potential of solar industrial process heat applications, *Applied Energy* (Band 76)
- [Kane, et al. 2003] Kane, M.; Larrain, D.; Favrat, D., et al. (2003): Small hybrid solar power system, *Energy* (Band 28)
- [Kelly und Kearney 2003] Kelly, B. und Kearney, D. (2003): Thermal Storage Commercial Plant Design Study for a 2-Tank Indirect Molten Salt System, NREL.
- [Kenisarin 2009] Kenisarin, M.M. (2009): High-temperature phase change materials for thermal energy storage, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Nr. 14
- [Kline und McClintock 1953] Kline, S.J. und McClintock, F.A. (1953): Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mechanical engineering* (Band 75/1)
- [Kohlgrüber 2007] Kohlgrüber, K. (2007): *Der gleichläufige Doppelschneckenextruder: Grundlagen, Technologie, Anwendung*, Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, ISBN: 978-3446412521.
- [Kohlgrüber und Beck 1994] Kohlgrüber, K. und Beck, D. (1994): Berechnung der Wärmeübertragung in Schneckenmaschinen, *Chemie Ingenieur Technik* (Band 66)
- [Kost, et al. 2013] Kost, C.; Mayer, J.N.; Thomsen, J., et al. (2013): Levelized cost of electricity renewable energy technologies, Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems.
- [Kramer und Wilson 1980] Kramer, C.M. und Wilson, C.J. (1980): The phase diagram of NaNO₃-KNO₃, *Thermochimica Acta* (Band 42)
- [Krüger 2012] Krüger, D. (2012): Solar cogeneration with parabolic trough collectors in TRESERT, SolarPACES 2012 18th Concentrating solar power and chemical energy systems conference, Marrakesh, Marokko.
- [Laing, et al. 2013] Laing, D.; Bauer, T.; Breidenbach, N., et al. (2013): Development of high temperature phase-change-material storages, *Applied Energy*
- [Leithner 2011] Leithner, R. (2011): Vorlesung Wärme- und Stoffübertragungssysteme WS 2011/12, Institut für Wärme- und Brennstofftechnik, TU Braunschweig.
- [Libby 2009] Libby, C. (2009): Program on technology innovation: Evaluation of concentrating solar thermal energy storage systems, Electric Power Research Institute.
- [Lippke 1995] Lippke, F. (1995): Numerische Simulation der Absorberdynamik von Parabolrinnen-Solarkraftwerken mit direkter Dampferzeugung, *VDI Fortschrittsberichte* (Band 6), Nr. 307
- [Liu, et al. 2015] Liu, Z.; Zheng, B.; Wang, Q., et al. (2015): Study on the thermal storage performance of a gravity-assisted heat-pipe thermal storage unit with granular high-temperature phase-change materials, *Energy*
- [Martin, Bauer und Müller-Steinhagen 2013] Martin, C.; Bauer, T. und Müller-Steinhagen, H. (2013): An experimental study of a non-eutectic mixture of KNO₃ and NaNO₃ with a melting range for thermal energy storage, *Applied Thermal Engineering* (Band 56)
- [Martin, Römisch und Weidlich 2008] Martin, H.; Römisch, P. und Weidlich, A. (2008): *Materialflusstechnik*, Viewegs Fachbücher, ISBN: 978-3-8348-1485-2.
- [Matz 1980] Matz, G. (1980): Kristallisation aus Schmelzen, *Chem.-Ing.-Tech* (Band 52), Nr. 7
- [Mehling und Cabeza 2008] Mehling, H. und Cabeza, L. (2008): *Heat and cold storage with PCM*, Springer-Verlag, ISBN: 978-3-540-68556-2.
- [Mertins 2008] Mertins, M. (2008): Technische und wirtschaftliche Analyse von horizontalen Fresnel-Kollektoren. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruhe.
- [Mertins 2013] Mertins, M. (2013): Persönliche Kommunikation, Novatec Solar.
- [Mertins, Hautmann und Selig 2009] Mertins, M.; Hautmann, G. und Selig, M. (2009): First European linear Fresnel power plant in operation - operational experience & outlook SolarPACES 2009, 15th Solar Power And Chemical Energy Systems International Symposium, September 15-19, Berlin, Germany.
-

-
- [Meteonorm 2015] Meteonorm (2015), Aufgerufen am 07.04.2015, <http://meteonorm.com/de/>.
- [Montes, Abanades und Martinez-Val 2009] Montes, M.J.; Abanades, A. und Martinez-Val, J.M. (2009): Performance of a direct steam generating solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple, Solar Energy (Band 83)
- [Montes, et al. 2009] Montes, M.J.; Abanades, A.; Martinez-Val, J.M., et al. (2009): Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors, Solar Energy (Band 83)
- [Morin 2010] Morin, Gabriel (2010): Techno-Economic Design Optimization of Solar Thermal Power Plants. Dissertation, Braunschweig, Fraunhofer Verlag.
- [Muhs, et al. 2007] Muhs, D.; Wittel, H.; Jannasch, D., et al. (2007): Roloff/Matek Maschinenelemente, 18. Auflage, Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, ISBN: 3834894060.
- [Nath 2012] Nath, R. (2012): Encapsulation of high temperature phase change materials for thermal energy storage. Dissertation, University of South Florida.
- [Neuhäuser 2014] Neuhäuser, A. (2014): Untersuchung von Kreisprozessen für die solarthermische Stromerzeugung im kleinen und mittleren Leistungsbereich. Dissertation, TU München.
- [Nguyen-Duy und Dancy 1980] Nguyen-Duy, P. und Dancy, E.A. (1980): Calorimetric determination of the thermodynamic properties of the alkali metal salts NaNO_3 , KNO_3 , $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$, $\text{K}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$ and their binary eutectic solutions, Thermochemica Acta (Band 39)
- [Nielsen 2013] Nielsen, L. (2013): GuD-Druckluftspeicherkraftwerk mit Wärmespeicher, Cuvillier Verlag Göttingen, Göttingen, ISBN: 9783954044887.
- [Novatec Solar 2014] Novatec Solar (2014), Aufgerufen: 13.08.2014, <http://www.novatecsolar.com/>.
- [Öttinger 2004] Öttinger, O. (2004): PCM/Graphitverbund-Produkte für Hochleistungswärmespeicher, ZAE Symposium, München.
- [Pawlowski 1968] Pawlowski, J. (1968): Wärmetechnische Berechnung einspindeliger Schnecken und Auslegung von Schneckenwärmetauschern, Chemie Ingenieur Technik (Band 40), Nr. 7
- [Pawlowski und Vilhelmsson 1966] Pawlowski, J. und Vilhelmsson, T. (1966): Wärmeaustausch am Mantel einspindeliger Schnecken und Newtonschen Flüssigkeiten, Zeitschrift für technische Chemie, Verfahrenstechnik und Apparatebau (Band 38), Nr. 12
- [Pincemin, et al. 2008] Pincemin, S.; Olives, R.; X., Py, et al. (2008): Highly conductive composites made of phase change materials and graphite for thermal storage, Solar Energy Materials & Solar Cells (Band 92)
- [Pitz-Paal 2013] Pitz-Paal, Robert (2013): Solarthermische Kraftwerke - Konzentriertes Sonnenlicht zur Energieerzeugung nutzen, BINE Informationsdienst, Nr. Themeninfo 2
- [Platzer 2009] Platzer, W. (2009): Solarthermische Kraftwerke für den mittleren Leistungsbereich - Machbarkeitsstudie unter Einbeziehung neuer Kraftwerkskomponenten und Versorgungsstrategien. Endbericht MEDIFRES, Freiburg, Fraunhofer ISE.
- [Pointner, Steinmann und Eck 2014] Pointner, H.; Steinmann, W-D. und Eck, M. (2014): Introduction of the PCM flux concept for latent heat storage, Energy Procedia (Band 57)
- [Pointner, et al. 2014] Pointner, H.; Steinmann, W-D.; Eck, M., et al. (2014): Separation of power and capacity in latent heat energy storage, International Conference on concentrating solar power and chemical energy systems SolarPACES, Beijing, China.
-

- [Potente, Anshl und Klarholz 1994] Potente, H.; Anshl, J. und Klarholz, B. (1994): Design of Tightly Intermeshing Co-Rotating Twin Screw Extruders, Intern. Polymer Processing (Band 9)
- [Qi 2013] Qi, Dawei (2013): Optimierung von Hochtemperaturwärmespeichern für ein Druckluftspeicherkraftwerk, Shaker Verlag, Aachen.
- [Quaschnig 2008] Quaschnig, V. (2008), Erneuerbare Energien und Klimaschutz: Hintergründe - Techniken - Anlagenplanung - Wirtschaftlichkeit, Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, ISBN: 978-3446414440.
- [Schaumann und Schmitz 2010] Schaumann, G. und Schmitz, K. W. (2010): Kraft-Wärme-Kopplung, Springer Verlag.
- [Scheffknecht 1988] Scheffknecht, G. (1988): Ein Beitrag zur Dynamik des Latentwärmespeichers, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, ISBN: 3181426199.
- [Schneider und Maier 2014] Schneider, G und Maier, H. (2014): Status of the development of a new High Temperature Thermal Energy Storage System (HTTESS) for CSP-power plants, Energy Procedia (Band 49)
- [Selig 2011] Selig, M. (2011): Commercial CSP plants based on Fresnel collector technology, SolarPACES 2011, 17th Solar Power And Chemical Energy Systems International Symposium, September 20-23, Granada, Spain.
- [Sioshansi und Denholm 2010] Sioshansi, R. und Denholm, P. (2010): The value of concentrating solar power and thermal energy storage, NREL technical report (Band NREL-TP-6A2-45833)
- [Solar Euromed 2015] Solar Euromed (2015), Aufgerufen am 13.02.2015, <http://www.solareuromed.com/en/miroirs-de-fresnel>.
- [Solarlite GmbH 2014] Solarlite GmbH (2014), Aufgerufen: 26.08.2014, <http://www.solarlite.de/>.
- [SQM 2014] SQM (2014), Aufgerufen: 22.10.2014, <http://www.sqm.com/en-us/productos/quimicosindustriales/salestermo-solares.aspx>.
- [Steinmann, Laing und Tamme 2009] Steinmann, W-D.; Laing, D. und Tamme, R. (2009): Development of PCM Storage for Process Heat and Power Generation, Journal of Solar Energy Engineering (Band 131)
- [Steinmann und Tamme 2008] Steinmann, W-D. und Tamme, R. (2008): Latent heat storage for solar steam systems, Journal of solar energy engineering (Band 130)
- [Stieglitz und Heinzel 2012] Stieglitz, R. und Heinzel, V. (2012): Thermische Solarenergie - Grundlagen, Technologie, Anwendungen, Springer Verlag, ISBN: 978-3-642-29475-4.
- [Stodola 1926] Stodola, A. (1926): Dampf- und Gasturbinen, Springer, Berlin, Heidelberg.
- [System Advisor Model 2015] System Advisor Model (2015), NREL, Version 2013.1.15.
- [Tamme und Bauer 2008] Tamme, R. und Bauer, T. (2008): Latent heat storage above 120 °C for applications in the industrial process heat sector and solar power generation, Int. J. Energy Res. (Band 32)
- [Tamme und Steinmann 2008] Tamme, R. und Steinmann, W-D. (2008): Latent Heat Storage for Solar Steam Systems, Journal of Solar Energy Engineering (Band 130)
- [TSK Flagsol 2015] TSK Flagsol (2015), Aufgerufen am 13.02.2015, <http://www.flagsol.com/flagsol/english/what-we-offer/products/collector/skal-et/skal-et-kopie610.html>.
- [Tufeu, et al. 1985] Tufeu, R.; Petitet, J.P.; Denielou, L., et al. (1985): Experimental determination of the thermal conductivity of molten pure salts and salt mixtures, International Journal of Thermophysics (Band 6), Nr. 4
- [Turchi 2010] Turchi, C. (2010): Parabolic trough reference plant for cost modeling with the solar advisor model (SAM). Technical Report, NREL/TP-550-47605.
- [Turton, Bailie und Whiting 2013] Turton, R.; Bailie, R. und Whiting, W. (2013): Analysis, Synthesis, and design of chemical processes, 4. Auflage, Pearson, ISBN: 0132459183.
-

- [Ullrich und Rathjen 1986] Ullrich, M. und Rathjen, C. (1986): Fortschritte beim Kristallisieren in Schneckenmaschinen, Chem.-Ing.-Tech (Band 58), Nr. 7
- [Umweltbundesamt 2012] Umweltbundesamt (2012): Umweltauswirkungen von Fracking bei der Aufsuchung und Gewinnung von Erdgas aus unkonventionellen Lagerstätten - Kurzfassung, Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit. 61/2012.
- [VDI Heat Atlas 2010] VDI Heat Atlas (2010), 2. Auflage, Verein Deutscher Ingenieure und VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN: 978-3-540-77876-9.
- [Venkatesetty und Lefrois 1976] Venkatesetty, H.V. und Lefrois, R.T. (1976): Thermal energy storage for solar power plants, 11th Intersociety energy conversion engineering conference, State Line, Nevada.
- [Vogel, et al. 2013] Vogel, A.; Reiling, H.; Fluri, T.P., et al. (2013): Salzschnmelzespeicher für Linear-Fresnel-Solkraftwerke, Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Dresden.
- [Wittwer 1999] Wittwer, Christof (1999): Simulation von Regelungssystemen in aktiven solarthermischen Anlagen. Dissertation, Technische Universität Karlsruhe.
- [Wunsche 1901] Wunsche, A. (1901), Deutsches Patent 131392.
- [Xiao, Zhang und Li 2013] Xiao, X.; Zhang, P. und Li, M. (2013): Thermal characterization of nitrates and nitrates/expanded graphite mixture phase change materials for solar energy storage, Energy conversion and management (Band 73)
- [Zalba, et al. 2003] Zalba, B.; Marin, J.; Cabeza, L., et al. (2003): Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications, Applied Thermal Engineering, Nr. 23
- [Zarza, et al. 2002] Zarza, E.; Valenzuela, L.; Leon, J., et al. (2002): The DISS Project: Direct steam generation in parabolic trough systems. Operation and maintenance experience and update on project status, Journal of Solar Energy Engineering (Band 124)
- [Zipf, et al. 2015] Zipf, V.; Neuhäuser, A.; Bachelier, C., et al. (2015): Assessment of different PCM storage configurations in a 50 MWel CSP plant with screw heat exchangers in a combined sensible and latent storage - simulation results, Energy Procedia (Band 69)
- [Zipf, Neuhäuser und Platzer 2014] Zipf, V.; Neuhäuser, A. und Platzer, W. (2014): Screw heat exchanger in a latent storage for a 50 MW CSP plant - simulation results, Eurotherm Seminar 99, Lleida, Spanien.
- [Zipf, et al. 2013] Zipf, V.; Willert, D.; Neuhäuser, A., et al. (2013): High temperature latent heat storage with a screw heat exchanger: Design of prototype, Applied Energy, Nr. 109
-

In der vorliegenden Arbeit wird ein innovatives aktives Latentwärmespeicherkonzept mit Schneckenwärmeübertrager vorgestellt, bei dem das Phasenwechselmaterial während des Wärmeübergangs beim Phasenwechsel fest - flüssig oder flüssig - fest von Speichertank zu Speichertank gefördert wird. Es wurde ein Teststand zur experimentellen Charakterisierung des Latentwärmespeichers ausgelegt und aufgebaut. In Versuchen wurden konstruktive Maßnahmen und Betriebsstrategien entwickelt, um den Benetzungsgrad der Wärmeübertragerfläche beim Be- und Entladen zu erhöhen. Darüber hinaus wurden die globalen Wärmedurchgangskoeffizienten sowie die Wärmeübergangskoeffizienten während des Schmelzens und des Kristallisierens ermittelt. In Systemsimulationen wurde der Einsatz des Latentwärmespeichers sowohl zentral in solarthermischen Kraftwerken als auch dezentral in solaren Kraft-Wärme-Kopplungssystemen untersucht, und anhand wirtschaftlicher Kennzahlen beurteilt.

ISBN 978-3-8440-3987-0



9

783844

039870

SHAKER
VERLAG