



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Marcel Kruse

Entwicklung und messtechnische Bewertung eines thermischen Energiespeichers mit paraffingefüllten dreidimensionalen Strukturen zur Steigerung der volumenbezogenen Speicherdichte

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and
Production Management*

Marcel Kruse

**Entwicklung und messtechnische
Bewertung eines thermischen Energie-
speichers mit paraffingefüllten drei-
dimensionalen Strukturen zur Steigerung
der volumenbezogenen Speicherdichte**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau / Energie- und Anlagensysteme
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Rud. Otto Meyer Technik Ltd. & Co. KG
Forschung und Entwicklung
Tilsiter Str. 162
22047 Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr.-Ing. Heike Frischgesell
Zweitprüfer/in : Dipl.-Ing. Peter Thiel

Abgabedatum: 01.05.2017

Zusammenfassung

Marcel Kruse

Thema der Bachelorthesis

Entwicklung und messtechnische Bewertung eines thermischen Energiespeichers mit paraffingefüllten dreidimensionalen Strukturen zur Steigerung der volumenbezogenen Speicherdichte

Stichworte

Latente Energiespeicher, Wärmespeicherung, Phasenwechselmaterial (PCM), Paraffin, Makroverkapselung, Speicherkapazität, Energiespeicherdichte, Wirtschaftlichkeit

Kurzzusammenfassung

In dieser Bachelorarbeit wird die Konstruktion und Weiterentwicklung eines Latentwärmespeichers behandelt. Die Erkenntnisse sollen grundlegend für Speicherkonzepte mit makroverkapselten Phasenwechselmaterialien (PCM) gelten und am Beispiel einer Kälteversorgungsanlage zur Gebäudeklimatisierung durchexerziert werden. Der betrachtete Speicher wird durch konstruktive Maßnahmen mit Makroverkapselten PCM Modulen bestückt und im Anschluss durch Betrachtung der Leistungsaufnahme und Speicherkapazität bewertet. Die Bewertung resultiert aus der theoretischen Betrachtung eines Kaltwasserspeichers gleichen Volumens, der lediglich über die sensible Form der Energiespeicherung verfügt.

Title of the thesis

Development and metrological evaluation of a thermal energy storage with paraffin filled three-dimensional structures to increase the volume-referred storage density

Keywords

Latent energy storage, heat storage, phase change material (PCM), paraffin, macroencapsulation, energy storage capacity, energy storage density, economic viability

Abstract

The scope of this Bachelor thesis is the construction and development of a latent energy storage. The results are intended to be fundamental for storage concepts with macro-encapsulated phase change materials (PCM) and will be confirmed at the example of a cooling system for climate control. The storage will be equipped with macro-encapsulated PCM modules and subsequently evaluated by considering the power consumption and storage capacity. Afterwards the results of the theoretical consideration will be compared with a cold water storage of the same volume.

Aufgabenstellung

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung.....	I
Aufgabenstellung.....	II
Abbildungsverzeichnis.....	V
Tabellenverzeichnis.....	VII
Formelzeichen.....	VIII
Abkürzungen und Indizes	X
1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Vorgegangene Arbeiten	2
2 Stand der Technik und Voruntersuchungen	3
2.1 Thermische Energiespeicher.....	3
2.2 Aktuelle Forschungsvorhaben.....	5
2.3 Kosten.....	7
2.4 Einsatz thermischer Energiespeicher in der Gebäudetechnik.....	8
2.5 Grundlagen Wärmeübertragung.....	9
2.5.1 Wärmeleitung.....	9
2.5.2 Konvektion	10
2.6 Latente Energiespeicherung	13
2.7 Phasenwechselmaterialien	14
2.7.1 Problematische Eigenschaften von PCM.....	16
2.7.2 Speichermaterialien in der Gebäude- und Klimatechnik.....	17
2.7.3 Konzepte zur PCM-Einbindung.....	18
2.8 Voruntersuchungen	20
3 Versuchsaufbau.....	22
3.1 Speichertank	22
3.1.1 Stacks.....	24
3.2 Makroverkapselung	26
3.2.1 Korrosion.....	28
3.3 Auswahl des PCM.....	29

3.4	Mess- und Regelstation	31
3.4.1	Temperaturmessung.....	33
3.4.2	Durchflussmessung.....	34
3.4.3	Druckmessung	36
4	Versuchsdurchführung und Berechnungen	37
4.1	Versuchsablauf.....	37
4.2	Versuchsvarianten.....	38
4.3	Berechnungsgrundlagen für die Leistungsmessung.....	40
4.4	Berechnung der Strömungsgeschwindigkeiten	42
4.5	Berechnung der Reynolds-Zahlen.....	43
4.6	Berechnung der Nusselt-Zahlen.....	44
4.7	Bestimmung des übertragbaren Wärmestroms.....	46
4.8	Berechnung des Transmissionswärmestroms.....	48
4.9	Auswertetabelle.....	49
5	Messergebnisse und Auswertung.....	53
5.1	Erzielte Speicherleistung (Phase 1).....	53
5.2	Bewertung der Ladezeiten (Phase 2)	59
5.3	Vertikale Anordnung (Phase 3)	64
5.4	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung.....	68
5.5	Optimierungspotential.....	69
6	Fazit und Ausblick.....	72
	Literaturverzeichnis	XII
	Selbstständigkeitserklärung.....	XIV
	Anhang.....	XV

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Übersicht über die Technologien thermischer Energiespeicher [3]	3
Abbildung 2.2: Schematische Darstellung des Wärmedurchgangs einer mehrschichten Wand [8]	12
Abbildung 2.3: Phasenwechselenthalpie verschiedener PCM in Abhängigkeit der Schmelztemperatur [4].....	15
Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der Phasenwechseleigenschaften [4]	16
Abbildung 2.5: Ladezustände des Verbundmaterials OC.17	21
Abbildung 2.6: (links) Versuchsaufbau, (rechts) Ablagerungen im Temperierbecken	21
Abbildung 3.1: Technische Zeichnung des Speichertanks [2].....	22
Abbildung 3.2: Darstellung des Speichertanks und der Anschlüsse mit installierter Messtechnik.....	23
Abbildung 3.3: Vorversuche für ein gleichmäßiges Strömungsprofil mit Prallblechen [2].....	24
Abbildung 3.4: Darstellung des für die Einbindung der Makroverkapselung konstruierten Stacks.....	25
Abbildung 3.5: Positionierung der Stacks im Speichertank (horizontal)	25
Abbildung 3.6: Umbau auf vertikale Anordnung der Wellschläuche	26
Abbildung 3.7: Darstellung der Makroverkapselung.....	27
Abbildung 3.8: (links) Versiegelung des Kupferdichtrings, (rechts) korrodierter Schraubenkopf	28
Abbildung 3.9: Messung des Potentialunterschieds der Komponenten.....	28
Abbildung 3.10: Übertragener Wärmestrom in Abhängigkeit mit der Temperatur (DSC: Parafol 16-97).....	30
Abbildung 3.11: Temperaturabhängiger Enthalpieverlauf während der DSC (Parafol 16-97)	31
Abbildung 3.12: Hydraulisches Fließschema des Versuchsaufbaus [2]	32
Abbildung 3.13: Funktionsprinzip des magnetisch-induktiven Durchflussmessgerätes [12]...35	
Abbildung 3.14: Messprinzip des Druckfühlers [13].....	36
Abbildung 4.1: Skizze der geometrischen Zusammenhänge der Wellschlauchanordnung [15]	44
Abbildung 4.2: Einfluss der Anzahl der Rohrreihen auf die Nusselt-Zahl (Beispiel bei 750 l/h)	45
Abbildung 4.3: Skizze eines Zylinders mit Wärmesenke	46
Abbildung 4.4: Speicherzyklus der Messung 15-21_hor_750.....	51
Abbildung 4.5: Hysteresekurve der Messung 15-21_hor_750.....	51
Abbildung 4.6: Leistungsverlauf während des Speicherzyklus bei 15-21_hor_750.....	52
Abbildung 5.1: Temperaturverlauf des Speicherrücklaufs bei der Starttemperatur 14°C und 750 l/h.....	54

Abbildung 5.2: Temperaturverlauf des Speicherrücklaufs bei der Starttemperatur 15°C und 750 l/h.....	54
Abbildung 5.3: Temperaturverlauf des Speicherrücklaufs bei der Starttemperatur 16°C und 750 l/h.....	55
Abbildung 5.4: Kummulierte Leistungen des PCM-Speichers bei der Starttemperatur 14°C und 750 l/h.....	56
Abbildung 5.5: Kummulierte Leistungen des PCM-Speichers bei der Starttemperatur 15°C und 750 l/h.....	56
Abbildung 5.6: Kummulierte Leistungen des PCM-Speichers bei der Starttemperatur 16°C und 750 l/h.....	57
Abbildung 5.7: Vergleich der theoretischen und tatsächlich erzielten Speicherkapazität bei 750 l/h.....	57
Abbildung 5.8: Vergleich der Speicherdichten von PCM- und KW-Speicher und der resultierenden Speicherfaktoren der Temperatursprünge in Abhängigkeit von ΔT bei 750 l/h.....	59
Abbildung 5.9: Leistungskurven beim Sprung 16-20 ($\Delta T = 4$ K) bei verschiedenen Volumenströmen.....	60
Abbildung 5.10: Leistungskurven beim Sprung 15-20 ($\Delta T = 5$ K) bei verschiedenen Volumenströmen.....	61
Abbildung 5.11: Leistungskurven beim Sprung 15-21 ($\Delta T = 6$ K) bei verschiedenen Volumenströmen.....	61
Abbildung 5.12: Vergleich der Speicherdichten von PCM- und KW-Speicher und der resultierenden Speicherfaktoren der Temperatursprünge in Abhängigkeit von ΔT bei 750 l/h und 1250 l/h.....	63
Abbildung 5.13: Vergleich der Temperatursprünge 16-20 bei 1250 l/h.....	65
Abbildung 5.14: Vergleich der Temperatursprünge 15-20 bei 1250 l/h.....	65
Abbildung 5.15: Vergleich der Temperatursprünge 15-21 bei 1250 l/h.....	66
Abbildung 5.16: Vergleich der Temperaturverläufe des Speichers beim Sprung 15-21 bei 1250 l/h.....	67
Abbildung 5.17: Vergleich der Speicherdichten von PCM- und KW-Speicher und der resultierenden Speicherfaktoren bei 1250 l/h und dem optimierten Speicher.....	70

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Auswahlkriterien für das Phasenwechselmaterial [3, 4].....	15
Tabelle 2.2: Stoffdaten verschiedener Kohlenwasserstoffverbindungen [5]	17
Tabelle 2.3: Kennwerte des Verbundmaterials OC.17	20
Tabelle 3.1: Spezifikation der Makroverkapselung.....	27
Tabelle 3.2: Kennwerte des verwendeten PCM Parafol 16-97 [9].....	29
Tabelle 3.3: Technische Daten des verwendeten Temperaturfühlers PT100 [10].....	33
Tabelle 3.4: Technische Daten des verwendeten Durchflussmessgeräts [12].....	34
Tabelle 3.5: Technische Daten des verwendeten Druckfühlers [13]	36
Tabelle 4.1: Übersicht der aufgenommenen Temperatursprünge.....	39
Tabelle 4.2: Berechnungsdaten für den PCM-Speicher	40
Tabelle 4.3: Berechnete Strömungsgeschwindigkeiten für verschiedene Volumenströme....	42
Tabelle 4.4: Berechnete Ergebnisse für den Wärmeübergang bei verschiedenen Volumenströmen.....	46
Tabelle 5.1: Messergebnisse der Temperatursprünge in der horizontalen Lage bei 750 l/h .	58
Tabelle 5.2: Ladezeiten der Temperatursprünge in der horizontalen Lage bei 750 l/h.....	60
Tabelle 5.3: Messergebnisse des Temperatursprung 16-19_hor_1250	62
Tabelle 5.4: Messergebnisse der Temperatursprünge in der vertikalen Lage bei 1250 l/h....	64
Tabelle 5.5: Stückliste für den PCM-Speicher.....	68
Tabelle 5.6: Theoretische Werte für den optimierten Speicher bei unterschiedlichen ΔT	70

Formelzeichen

A	Fläche	m^2
a	Temperaturleitfähigkeit	m^2/s
A_S	Strömungsquerschnitt	m^2
B	Flussdichte des Magnetfelds	T
c	Geschwindigkeit	m/s
c_p	Spezifische Wärmekapazität ($p = \text{konst.}$)	J/(kg·K)
c_{Sp}^*	Energiespeicherdichte	Wh/ m^3
c_v	Spezifische Wärmekapazität ($V = \text{konst.}$)	J/(kg·K)
d	Durchmesser	m
Gr	Grashof-Zahl	-
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
H	Enthalpie	J
h	Spezifische Enthalpie	J/kg
h	Höhe	m
I	Strom	A
K	Gerätekonstante	-
K_t	Korrekturfaktor	-
L	Länge	m
m	Masse	Kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
Nu	Nusselt-Zahl	-
n	Stoffmenge	mol
n	Rohrreihenanzahl	-
Pr	Prandtl-Zahl	-
p	Druck	N/m^2
P_t	Technische Leistung	W
Q	Wärme	J
\dot{Q}	Wärmestrom bzw. Leistung	W
\dot{q}''	Wärmestromdichte	W/m^2
\dot{q}'''	Wärmesenke/Wärmequelle	W/m^3
Q_{Sp}	Speicherkapazität	Wh
R	Radius	m
r	Radius	m
Re	Reynolds-Zahl	-
R_0	Widerstand des Widerstandsthermometers bei 0 °C	Ω

R_{θ}	Elektrischer Widerstand des Widerstandsthermometers	Ω
S	Entropie	J/K
s	Spezifische Entropie	J/(kg·K)
s	Wanddicke	m
s	Abstand	m
S_{Sp}	Speicherfaktor	-
T	Temperatur	K
t	Zeit	s
U	Innere Energie	J
U	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(m ² ·K)
U	Spannung	V
u	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
V	Volumen	m ³
v	Fließgeschwindigkeit	m/s
\dot{V}	Volumenstrom	l/h
W	Arbeit	J
W_L	Wärmeleitwiderstand	K/W
x	Abstand	m
z	Höhenänderung	m
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² ·K)
β	Wärmeausdehnungskoeffizient	1/K
Δ	Differenz	-
η	Dynamische Viskosität	Kg/(m·s)
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m·K)
ρ	Dichte	Kg/m ³
ν	Kinematische Viskosität	m ² /s
ψ	Korrekturfaktor	-
ϑ	Temperatur	°C

Abkürzungen und Indizes

1,2,n,i	Nummerierung von Zuständen, Durchmessern, Stoffeigenschaften
a	außen
Arma	Armaflex
Bez	Bezug
BMBF	Bundesministerium für Bildung und Forschung
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
Cu	Kupfer
COP	Coefficient of Performance (Leistungszahl)
DN	Normdurchmesser
diss	Dissipation
DSC	Dynamische Differenzkalometrie
fest	fester Zustand
fl	flüssiger Zustand
GefStoffV	Gefahrstoffverordnung
ges	gesamt
hor	horizontal
IMP	Isolated Measurement Pod
i	innen
irr	irreversibel
KOLAN	Kompakte und wirtschaftliche Latentwärmespeicher für Kühlprozesse im Niedertemperaturbereich
KW	Kaltwasserspeicher
Ktr	Kontrolle
L	Luft
lat	latent
MAG	Membranausdehnungsgefäß
m	Mittelwert
max	maximal
min	minimal
oben	oben
opt	optimierter Speicher
Parafol 16-97	Parafol 16-97
PCM	Phasenwechselmaterial
PCS	Phase Change Slurry
PTC	Positiver Temperaturkoeffizient
r	Radius

RL	Rücklauf
s	Schmelz-
sens	sensibel
Sp	Speicher
Speicher	Speicherbehälter
ST	Stack
theo	theoretisch
U	Umgebung
unten	unten
VL	Vorlauf
VA	Rostfreier Edelstahl
Ver	Verlust
vert	vertikal
W	Wasser
W	Wand
WGK	Wassergefährdungsklasse
WS	Wellschlauch
Zu	zugeführt
∞	Außerhalb der Grenzschicht/ Umgebung

1 Einleitung

In Zeiten von Klimawandel und dem sich entwickelnden Bewusstsein für nachhaltig nutzbare Energie, steigt die Nachfrage nach effizienter Energiebereitstellung. Mit der vermehrten Nutzung regenerativer Energiequellen wie Sonnen- und Windenergie gewinnen alternative Speicherkonzepte an Bedeutung, um die Energie unabhängig des Produktionszeitraums bereitstellen zu können. Einige dieser Speicherkonzepte sind derzeit auf einem niedrigen Entwicklungsstand, so dass der flächendeckende Einsatz noch nicht realisiert werden kann. Durch aktuelle Forschungsprojekte und der Weiterentwicklung bestehender Speicherkonzepte sollen neue Speichermethoden entwickelt werden. Diese Thesis wird im Rahmen des Forschungsprojekts „**Kompakte und wirtschaftliche Latentwärmespeicher für Kühlprozesse im Niedertemperaturbereich**“ (KOLAN) erstellt, das durch das *Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi)* finanziert und gefördert wird.

1.1 Motivation

Die thermischen Speicher werden zurzeit überwiegend mit Wasser als Speichermedium betrieben. Das Wasser bietet den Vorteil einer hohen spezifischen Wärmekapazität, die der Speicherleistung zugutekommen kann. Dieser Vorteil kann besonders bei hohen Temperaturdifferenzen genutzt werden. Soll ein Speicher in eine Kälteversorgungsanlage integriert werden, kann die benötigte Speicherkapazität nur durch große Volumina erreicht werden. Dies resultiert aus den häufig sehr kleinen Temperaturbereichen in der Kälteversorgung. In Bezug auf die Energieeffizienz werden Kältespeicher für die Entkopplung der Kälteproduktion und dem Kälteverbrauch eingesetzt. Damit können die Leistungsspitzen in der Kälteversorgung aufgefangen werden. Bestehende Speicherkonzepte können in Hinblick auf speicherbare Leistung pro Raumeinheit weiterentwickelt werden, um die Speichervolumina zu reduzieren. Die volumenbezogene Speicherkapazität kann dabei mit latenten Energiespeichern erhöht werden.

Werden latente Speicherkonzepte umgesetzt, handelt es sich zurzeit meistens um Eisspeicher, die an die niedrige Phasenwechseltemperatur des Wassers gebunden sind. Ein Grund dafür ist, dass zurzeit keine Phasenwechselmaterialien im geeigneten Temperaturbereich zwischen 15 °C und 21 °C existieren, die für die Anwendung in zentralen Kältespeichern oder Kühldecken in Frage kommen würden. Im Rahmen dieser Bachelorarbeit wird ein PCM untersucht, das mit einem Schmelzbereich um ca. 18 °C für den Einsatz in einem Kältespeicher geeignet wäre. Das bietet den Vorteil, dass der Speicher mit geringem Energieaufwand beladen und das für die Gebäudeklimatisierung richtige Temperaturniveau zur Verfügung gestellt werden kann [1].

1.2 Vorangegangene Arbeiten

Im Themengebiet der latenten Energiespeicherung wurden im Zuge der Forschungsprojekte „LowEx“ und „KOLAN“ bereits weitere Versuchsaufbauten durch die Firma *Rud. Otto Meyer Technik Ltd. & Co. KG* untersucht. Der aktuelle Versuchsstand basiert zum Teil auf den Ergebnissen dieser Arbeiten, womit diese im Folgenden kurz vorgestellt werden sollen.

Das Projekt „LowEx“ umfasst Arbeiten, die die Reduktion des Exergieverlustes im Nieder-temperaturbereich behandeln. Die für den Speichertank eingesetzten PCM-Verbundplatten wurden im Rahmen dieses Projektes zunächst mit dem Medium Luft untersucht. Die anschließenden Versuche im Latentwärmespeicher wurden in der weiterführenden Arbeit *Entwicklung von Kältespeichern auf der Basis von Phasenwechselfluiden und makroverkapselten Phasenwechselmaterialien* durchgeführt. Im Versuchsaufbau konnte eine Leistungssteigerung durch das PCM erzielt werden. Aus Stabilitätsgründen, konnten sich die Verbundplatten allerdings nicht für die Integration in den Speichertank bewähren. Daraufhin sollte eine stabilere Alternative zur PCM-Einbindung gefunden werden, die einen guten Wärmeübergang zulässt. Die in diesem Versuchsaufbau installierte Regelstation kann direkt für den aktuellen Versuchstand übernommen werden, da bis auf die Konstruktion der PCM-Einbindung der gleiche Speichertank verwendet wird [2].

Für den zu untersuchenden Speicher dieser Arbeit sollen die Verbundmaterialien durch makroverkapseltes PCM ersetzt werden. Das grundlegende Konzept zur Optimierung der Makroverkapselung mit Edelstahlwellschläuchen entstammt dem Speicherprototypen, der im Rahmen der Bachelorarbeit *Entwicklung, Realisierung und messtechnische Bewertung eines Energiespeichers für makroverkapselte Phasenwechselmaterialien (PCM)* untersucht wurde. Das Vorhaben die in anderen Forschungsprojekten untersuchten Kunststoffkapseln durch Edelstahlkörper zu ersetzen, resultiert aus der Diffusionsneigung des für die Untersuchung zur Verfügung stehenden Paraffins. Die im damaligen Versuchsaufbau verwendeten Wellenschläuche wurden beidseitig mit Quetschverschraubungen verschlossen und mit Styrodurprofilen in einer Speicherpatrone angeordnet. Durch die Bauform bedingt wurde in diesem Versuchsaufbau ausschließlich die vertikale Lage der Makroverkapselung untersucht [3].

Die Auswertung ergab, dass der Latentwärmespeicher eine messbare Kapazitätssteigerung gegenüber konventionellen Wasserspeichern erzielt und dass die Speicherzyklen mit akzeptablen Ladezeiten durchgeführt werden können. Der Vorteil gegenüber den Wasserspeichern lag dabei mit Speicherfaktoren von 1,7 bis 2,0 noch unter dem Zielwert von 4,0, der im Rahmen des Projekts „KOLAN“ angestrebt wird. Die Projekte haben gezeigt, dass die Makroverkapselung platzsparender gefertigt werden muss, um ein hohes Paraffinvolumen im Speicher unterbringen zu können. Damit soll sich der Speicherfaktor dem Zielwert weiter annähern [2, 3].

2 Stand der Technik und Voruntersuchungen

Im folgenden Abschnitt wird der derzeitige Technikstand von thermischen Energiespeichern beschrieben und die Speichermethoden und –technologien verglichen. Darüber hinaus wird eine Übersicht im Hinblick auf das Verbesserungspotential und die Kosten angeführt.

2.1 Thermische Energiespeicher

Der Begriff *thermischer Energiespeicher* ist eine übergeordnete Bezeichnung und umfasst alle Speichermethoden bei denen ein Speichermedium Wärmeströme aufnehmen und bei Bedarf abgeben kann. Wie in Abbildung 2.1 dargestellt, werden drei Technologien zur thermischen Speicherung unterschieden [3, 4].

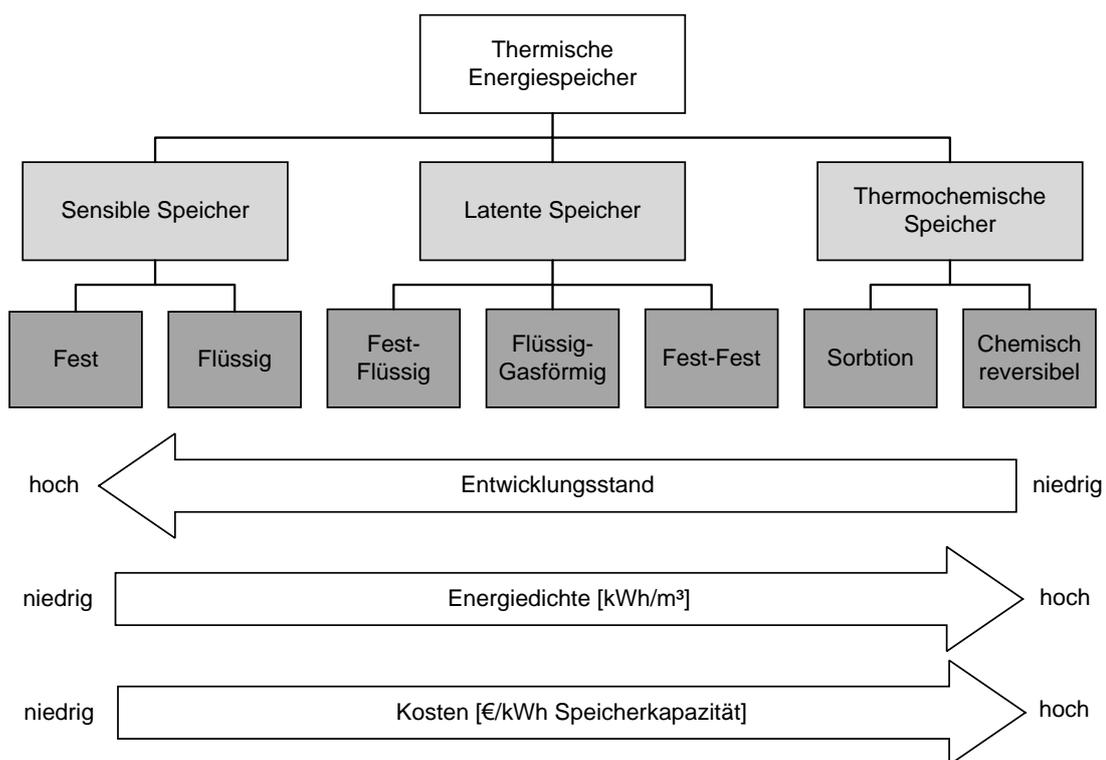


Abbildung 2.1: Übersicht über die Technologien thermischer Energiespeicher [3]

a.) In den *sensiblen Wärmespeichern* wird die Wärmekapazität der verwendeten Speichermedien zur Aufnahme oder Abgabe eines Wärmestroms genutzt. Dabei sind die Wärmeträgermedien von besonderer Bedeutung, da diese die speicherbare Energie abhängig vom Volumen begrenzen. Der sensible Wärmetransfer wird auch als Übertragung der „fühlbaren“ Wärme bezeichnet, weil sich durch den Energietransport die Temperatur ändert. Durch die hohe spezifische Wärmekapazität und die Vorteile bezüglich Umweltverträglichkeit und Verfügbarkeit wird bei dieser Art der Speicherung häufig Wasser als Speichermedium eingesetzt [4].

- b.) In *latenten Wärmespeichern* werden Medien eingesetzt, die während des Speichervorgangs ihren Aggregatzustand ändern. Im Bedarfsfall kann die für den Phasenwechsel ab-gegebene bzw. aufgenommene Energie genutzt werden. Der Phasenwechsel verläuft dabei annähernd isotherm. Dadurch sollen große Speicherleistungen bei geringen Temperaturdifferenzen erzielt werden. Wird über den Phasenwechsel hinaus Energie zu- oder abgeführt, wird auch der sensible Speicheranteil des Mediums genutzt und die Temperatur steigt bzw. fällt. Auch bei Latentwärmespeichern wird Wasser als Speichermedium eingesetzt. Mit der hohen Phasenwechselenthalpie des Wassers erreichen sogenannte Eisspeicher hohe Speicherkapazitäten. Diese sind aber aufgrund der niedrigen Erstarrungstemperatur des Wassers nicht für alle Einsatzbereiche geeignet. Dementsprechend muss das Speichermedium je nach Anwendungsfall ausgewählt werden [4].
- c.) *Thermochemische Wärmespeicher* sind bisher wenig genutzte Energiespeicher, die durch chemisch reversible Reaktionen Wärme aufnehmen oder abgeben. Die Reaktionspartner werden unter Einsatz von Energie getrennt und erzeugen bei der Lagerung keinen Wärmeverluststrom. Wird die exotherme Reaktion hervorgerufen, kann die gespeicherte Energie technisch genutzt werden. Die physikalische Speicherung durch Ab- und Adsorption wird häufig den *thermochemischen Wärmespeichern* zugeordnet [4].

Je nach Anwendungsbereich werden die Speicher unterschiedlich dimensioniert. Sie werden anhand folgender Kennwerte qualitativ bewertet:

- Energiespeicherdichte
- Nutzungsgrad
- Be- und Entladedauer
- maximale Beschickungstemperatur
- durchführbare Speicherzyklen

Die *Energiespeicherdichte* ist ein Maß für die Kapazität eines Speichers. Sie beschreibt die maximale Energieaufnahme bezogen auf das Speichervolumen [4].

Der *Nutzungsgrad* ist indirekt ein Maß für die Speicherqualität. Er wird aus dem Verhältnis der zugeführten Energie bei der Beladung und der nutzbaren Energie zum Zeitpunkt der Betrachtung berechnet. Das bedeutet, dass der Speicher über die Zeit Δt seinen Beladestand ändert. Das treibende Potential für den Verlustwärmestrom ist dabei das Temperaturgefälle, das in der Regel zwischen dem Speicher und der Umgebung herrscht. Daraus resultiert, dass der Nutzungsgrad mit der Zeit abnimmt. Die Speicheroberfläche zu der Umgebung und die Dämmqualität des Speichers haben dabei großen Einfluss auf den Nutzungsgrad. Thermochemische Wärmespeicher sind von der Abnahme des Nutzungsgrades ausgenommen, da die Reaktionen zur Energieübertragung chemisch reversibel sind [4, 5].

Während eines kompletten *Speicherzyklus* wird die vollständige Be- und Entladung des Speichers durchgeführt. Abhängig von der Verweildauer und dem Anwendungsfall kann die Dauer eines Speicherzyklus variieren. Bei Ladevorgängen können irreversible Prozesse auftreten, die die Speicherkapazität eines Speichers herabsetzen und die Anzahl von durchführbaren Speicherzyklen begrenzen [5].

Im Verlauf eines Speicherzyklus wird die für die Aufnahme oder Abgabe einer bestimmten Energiemenge benötigte Zeit als *Be- bzw. Entladedauer* bezeichnet [4].

Aufgrund der Materialeigenschaften und den Siedepunkten der verwendeten Komponenten einer Speicherkonstruktion, wird die *maximale Beschickungstemperatur* als Kenngröße für die zulässige Maximaltemperatur des Speichers eingeführt [5].

2.2 Aktuelle Forschungsvorhaben

In diesem Abschnitt werden weitere Forschungsprojekte benannt, die neben dem Projekt „KOLAN“ an der Weiterentwicklung latenter Speichertechnologien beteiligt sind. Die zentrale Herausforderung ist zurzeit die diffusionsdichte Verkapselung, die in mehreren Projekten erprobt werden soll. Ausschlaggebend ist dabei die Diffusionsneigung vieler PCM, die besonders bei kunststoffbasierenden Kapseln auftritt [1].

Die Vielzahl an Forschungsprojekten zeigt, dass das Potential dieser Speichertechnologie erkannt wurde. Das größte Hemmnis sind dabei die Kosten für die Verkapselung. Zurzeit werden Kapseln in verschiedenen Größen untersucht. Kleine Kapseln verbessern zwar die thermodynamischen Eigenschaften im Speicherbetrieb, verursachen aber höhere Konstruktionskosten. Ein weiteres Problem ist, dass die mechanische Stabilität des jeweiligen PCM, die im Labormaßstab nachgewiesen wurde, nicht im technischen Maßstab reproduzierbar ist. Viele der untersuchten PCM erreichen nur eine ungenügende Zyklenstabilität, so dass die PCM-Zusammensetzung häufig umformuliert werden muss.

Im Bereich der Makroverkapselung für gebäudetechnische Anwendungen gibt es neben dem Projekt „KOLAN“ ein weiteres Forschungsvorhaben, das die Verkapselung eines PCM im Niedertemperaturbereich untersucht. Im Forschungsprojekt „PC_COOLS_V“ sollen in einem Teilvorhaben Phasenwechselmaterialien auf Salzhydratbasis entwickelt werden, die die Phasenwechseltemperatur bei 15 °C bzw. 21 °C haben. Diese Temperaturniveaus würden sich für den Einsatz in zentralen Kältespeichern und in Kühldecken eignen. Das Ziel des Projekts ist einerseits die Entwicklung eines Salzhydrates mit optimaler Schmelztemperatur und geringer Unterkühlungsneigung, andererseits die Herstellung einer diffusionsdichten Verkapselung [1].

Nach aktuellem Projektfortschritt wurden in einer Systemstudie zur Kälteverteilung in Gebäuden die Zieltemperaturen bei der Salzhydratentwicklung angepasst. Für die neuen Phasenwechseltemperaturen bei 14 °C bzw. 20 °C konnten bereits geeignete Salzhydratverbindungen gefunden werden, die im Hinblick auf Hysterese und Unterkühlung weiter untersucht und optimiert werden sollen [6].

Auf dem Gebiet der latenten Speichermethoden werden weitere Forschungsprojekte durch das *BMWi* und das *BMBF* gefördert. Neben der Makroverkapselung, werden insbesondere die schlechte Wärmeleitfähigkeit und die Unterkühlungsneigung der PCM erforscht. Im Forschungsprojekt *MIKOPUK* werden Experimentelle Studien zur Ermittlung des Unterkühlungsverhaltens verschiedener PCM durchgeführt, um Gesetzmäßigkeiten im Verhalten aufdecken und Vorhersagen treffen zu können. Weitere Projekte sind *PC_COOLS_S*, *MetPCM* und *MOSPEDRA*, die die thermodynamischen Randbedingungen und die Wärmeleitfähigkeit der PCM-Konzepte untersuchen. Dafür werden einerseits die Kapselgrößen variiert, andererseits wird mit Wärmeleitstrukturen innerhalb des PCM experimentiert. Andere Projekte wie *MALATrans*, *PCM4ALL*, *diTES4grid* und *PCM-DEMO II* untersuchen latente Speicherkonzepte hinsichtlich ihrer Anwendungsmöglichkeiten und der dadurch entstehenden Kosten in Demonstrationsanlagen, elektrischen Netzen und Haushaltsgeräten [1].

2.3 Kosten

Trotz der einzelnen Vorteile der verschiedenen Speicherkonzepte, wird die Auswahl der Technologie und der zugehörigen Komponenten oft unter Berücksichtigung der zur Verfügung stehenden finanziellen Mittel getroffen. Um die entstehenden Kosten zu vergleichen, müssen alle Aspekte wie Einsatzgebiet, Speichermaterialien, Nutzungsgrad und Energieeinsparung des zu implementierenden Systems berücksichtigt werden [3].

Der *sensible Speicher* hat zurzeit den höchsten Entwicklungsstand. Dieses Speicherkonzept wird häufig mit Wasser als Speichermedium umgesetzt und ist aufgrund der großen Verfügbarkeit die kostengünstigste Speichermethode. Darüber hinaus sind der Umgang und die Entsorgung unkompliziert, da Wasser nicht unter die Gefahrstoffverordnung (GefStoffV) fällt. Die größten Investitionskosten entstehen durch die Anschaffung eines geeigneten Behälters und der nötigen Dämmmaterialien, um den gewünschten Nutzungsgrad gewährleisten zu können. Abhängig vom Speichervolumen entstehen dabei Kosten von 0,5 €/KWh bis 3 €/KWh [3, 4].

Soll ein *latenter Speicher* errichtet werden, muss mit deutlich höheren Kosten kalkuliert werden. Neben den Entwicklungs- bzw. Anschaffungskosten eines geeigneten PCM, muss das Speichersystem über eine geeignete Konstruktion verfügen, um das PCM aufnehmen zu können. Dabei sind mikroverkapseltes PCS (Phase Change Slurry) oder die Makroverkapselung in Rohren und Platten mögliche Umsetzungen, die die Investitionskosten erhöhen. Ausgenommen sind die sogenannten Eisspeicher, bei denen der Forschungsstand weiter fortgeschritten ist und vergleichbare Kosten zu den sensiblen Wasserspeichern aufweisen. Bei aufwendigeren Konstruktionen, die über kugelförmige Verkapselungen hinausgehen, entstehen Kosten von 10 €/KWh bis 50 €/KWh [3, 4].

Für die Konstruktion *thermochemischer Energiespeicher* müssen derweil die höchsten Investitionskosten aufgebracht werden. Die Kosten entstehen durch die zusätzliche Anschaffung einzelner Komponenten, die für den Betrieb benötigt werden. Darunter fallen Reaktoren, die für die Be- bzw. Entladung der Speicher unerlässlich sind. Die Kosten der Rohstoffe, die für die Herstellung des Speichermediums nötig sind, sind vergleichsweise klein. Der große Aufwand, der für Verarbeitung der Rohstoffe zum Speichermedium betrieben werden muss, macht die thermochemischen Speicher kostenintensiv. Daraus ergeben sich Gesamtkosten von 8 €/KWh bis 100 €/KWh [3, 4].

2.4 Einsatz thermischer Energiespeicher in der Gebäudetechnik

In der Gebäudetechnik werden Konzepte weiterentwickelt und angewandt, die die Klimatisierung von Innenräumen sicherstellen. Die Gebäudetechnik umfasst dabei neben den Wohngebäuden auch Industrieanlagen, für die andere Konditionierungsanforderungen gelten können. Das heißt, dass die Randbedingungen für das Innenraumklima so hergestellt werden müssen, dass der Raum für den vorgesehenen Zweck genutzt werden kann. Die Temperatur ist dabei einer der Hauptfaktoren und verdient dementsprechend besonderes Augenmerk bei der Kontrolle des genutzten Raumes. Die Konditionierung ist dabei nicht nur nach den verschiedenen Klimatisierungsanforderungen auszulegen, sondern speziell auf die häufig wechselnden äußeren Einflüsse. Diese Einflüsse sind abhängig von dem Wetter, der Tageszeit und der aktuellen Jahreszeit. Die sich ständig ändernden Störgrößen haben zur Folge, dass 75% der zugeführten Endenergie eines Gebäudes für die Raumklimatisierung aufgebracht werden müssen [7].

Ein thermischer Speicher kann häufig den energetischen Aufwand reduzieren, der für die Gebäudeklimatisierung nötig ist. Je nach Anwendungsbereich können verschiedene Speichertypen eingesetzt werden, die jeweils die Raumklimatisierung unterstützen oder übernehmen. Da der Wärmebedarf im Sommer eher gering ist, werden für die Warmwasserversorgung durch Solarthermie häufig Langzeitspeicher eingesetzt, um die gespeicherte Wärme zu Zeiten höherer Heizlasten wieder entnehmen zu können. Für die Kälteversorgung werden oftmals Kurzzeitspeicher betrieben, die die Kältemaschine entlasten sollen. Durch die starken Schwankungen des Kältebedarfs, die sich aus den Temperaturunterschieden zwischen Tag und Nacht ergeben, entstehen Differenzen zwischen Kühllast und Kälteleistung. Mit einem Kältespeicher kann die Kältemaschine unabhängig der geforderten Kühllast mit optimalen COP betrieben bzw. kleiner dimensioniert werden. Damit kann die Kälteversorgung effizienter ausgeführt werden [5].

In einem Kälteversorgungssystem kann die Speichereinheit als variabler Leistungspuffer eingesetzt werden. Dabei wird die Kälteversorgung zu Spitzenlastzeiten durch die Kombination aus der unter Volllast laufenden Kältemaschine und der Speichereinheit sicher gestellt (*Speicher-Teillastabdeckung*) [5].

Zur Reduktion der Leistungsaufnahme der Kältemaschine kann der Kältespeicher komplett auf den Ausgleich der Spitzenlastzeit ausgelegt werden. Die Kältemaschine kann damit zur Zeit der höchsten Lastabfrage im idealen Betriebsbereich arbeiten. Damit wird der thermische Wirkungsgrad verbessert und die Leistungsaufnahme der Kältemaschine reduziert. Der Speicher muss dafür den erhöhten Bedarf ausgleichen (*Speicher-Volllastabdeckung*) [5].

2.5 Grundlagen Wärmeübertragung

Aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik geht hervor, dass bei einer Temperaturdifferenz zwischen System und Umgebung ein Wärmestrom entsteht. Der zweite Hauptsatz der Thermodynamik besagt, dass das treibende Potential das Temperaturgefälle ist, so dass die Wärme in Richtung des niedrigeren Temperaturniveaus strömt. Dieses Potential ist Grundlage für jede Art der Wärmeübertragung. Das heißt, dass in einem adiabaten System oder einem thermischen Gleichgewicht kein Wärmetransport stattfindet. Im Folgenden werden die für die Bilanzierung des Speichers nötigen Arten der Wärmeübertragung dargestellt [8].

In der Realität ist die Wärmeübertragung häufig eine Kombination aller Übertragungsarten. Die einzelnen Mechanismen können dabei unterschieden und berechnet werden.

2.5.1 Wärmeleitung

Die Wärmeleitung beschreibt den inneren Austausch von Wärmeenergie durch einen Temperaturunterschied an Festkörpern und ruhenden Fluiden. Die Größe des Wärmestroms ist dabei von der Temperaturdifferenz ΔT , der Stoffdicke s und den Stoffeigenschaften des zu durchquerenden Stoffes abhängig. Die ausschlaggebende Stoffgröße ist die Wärmeleitfähigkeit λ , die abhängig von Druck und Temperatur dem jeweiligen Stoff zugeordnet werden kann. Zur Beschreibung der Wärmeleitung wird die Wärmestromdichte \dot{q}'' eingeführt, die aus der Normierung des übertragenen Wärmestroms auf die zum Wärmestrom senkrecht liegende Fläche entsteht [8].

$$\dot{q}'' = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (1)$$

Für die Wärmestromdichte gilt das *Fouriersche Wärmeleitungsgesetz*:

$$\dot{q}'' = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

Mit Hilfe des *Fourierschen Wärmeleitungsgesetzes* kann ein Zusammenhang für die stationäre Wärmeleitung hergeleitet werden (Beispiel: einschichtige, ebene Wand):

$$\dot{Q} = \frac{\lambda A}{s} \cdot (T_1 - T_2) \quad (3)$$

Aus der Formel (14) geht hervor, dass der Term $\frac{\lambda A}{s}$ für den jeweiligen Anwendungsfall konstant ist. Dafür wird vereinfachend der Wärmeleitwiderstand W_L eingeführt.

Der Wärmeleitwiderstand wird als $W_L = \frac{s}{\lambda A}$ mit der Einheit $\left[\frac{K}{W}\right]$ definiert. Daraus ergibt sich:

$$\dot{Q} = \frac{1}{W_L} \cdot (T_1 - T_2) \quad (4)$$

Diese Darstellung wird bevorzugt, wenn die Wärmeleitung durch mehrere Wandschichten mit verschiedenen Wandstärken stattfindet. Jede Schicht i mit Dicke s_i , hat eine eigene Wärmeleitfähigkeit λ_i . Für die Berechnung mehrschichtiger Wände gilt weiterhin die Formel (15) unter Beachtung des Wärmeleitwiderstands nach Formel (16). Für n Wände gilt:

$$W_L = \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{A \lambda_i} \quad (5)$$

2.5.2 Konvektion

Die konvektive Wärmeübertragung beschreibt den Wärmeübergang von einer umströmten Fläche zu einem strömenden Fluid. Unterschieden wird dabei zwischen freier und erzwungener Konvektion. Als *freie* oder *natürliche Konvektion* werden Wärmeübergänge bezeichnet, die in Verbindung mit natürlichen Strömungen auftreten. Diese Strömungen werden durch den Auftrieb erzeugt, der sich aufgrund von temperaturbedingten Dichteunterschieden in einem Fluid bildet. Bei *erzwungener Konvektion* wird von künstlich erzeugten Strömungen gesprochen, die beispielsweise durch einen Ventilator entstehen. Der Wärmestrom bei einem konvektiven Wärmeübergang wird allgemein nach Formel (17) berechnet.

$$\dot{Q} = \alpha A \cdot (T_W - T_\infty) \quad (6)$$

Die Temperaturdifferenz wird durch die Wandtemperatur T_W und der Fluidtemperatur (außerhalb der Grenzschicht) T_∞ beschrieben. Die Fläche A ist dabei der vom Fluid umströmte Übergangsbereich. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α bedarf der Einführung einiger dimensionsloser Kennzahlen, die abhängig von Strömungsart, Stoffwerten des Fluides und der Geometrie des umströmten Körpers sind.

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \quad (7)$$

Die charakteristische Länge L des umströmten Profils und die Wärmeleitfähigkeit λ des Fluides sind Größen, die sich aus den Stoffwerten und der Geometrie ergeben. Die Nusselt-Zahl Nu ist nicht nur von Geometrie und Stoffwerten abhängig, sondern auch vom vorliegenden Strömungsprofil.

Je nach Art der Konvektion werden weitere dimensionslose Kennzahlen eingeführt:

$$\text{Erzwungene Konvektion:} \quad Nu = Nu(Re, Pr) \quad (8)$$

$$\text{Freie Konvektion:} \quad Nu = Nu(Gr, Pr) \quad (9)$$

Die Prandtl-Zahl Pr ist eine Stoffgröße, die aus Stoffgrößen berechnet werden kann:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (10)$$

Die kinematische Viskosität ν , die Temperaturleitfähigkeit a , die dynamische Viskosität η , die spezifische Wärmekapazität c_p und die Wärmeleitfähigkeit λ können aus den Stoffdaten des jeweiligen Fluides für die richtige Temperatur und dem herrschenden Druck entnommen werden. Für die Auswahl der richtigen Stoffwerte gilt die Stoffbezugstemperatur:

$$T_{Bez} = \frac{T_W + T_\infty}{2} \quad (11)$$

Die Nusselt-Zahl wird durch unterschiedliche Formeln berechnet, die unterschiedlichen Geltungsbereichen unterliegen. Das erste Kriterium ist die Geometrie des umtrömten Körpers. Je nach Form muss die richtige Formel ausgewählt werden. Die zweite Restriktion ist das Strömungsprofil. Für turbulente Strömungen gelten andere Berechnungsansätze als für laminare Strömungen. Für die Formeln zur Berechnung der Nusselt-Zahl, wird der Geltungsbereich durch die Reynolds-Zahl Re (erzwungene Konvektion) bzw. durch die Grashof-Zahl Gr (freie Konvektion) festgelegt. Mit der Strömungsgeschwindigkeit u des Fluides ergibt sich für die Reynolds-Zahl:

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad (12)$$

Mit der Reynolds-Zahl kann das Turbulenzverhalten einer Strömung beurteilt werden, womit die richtige Formel für die erzwungene Konvektion ausgewählt werden kann.

Für die Berechnung der Nusselt-Zahl bei freier Konvektion wird das Turbulenzverhalten anhand der Grashof-Zahl bewertet. Die Grashof-Zahl berücksichtigt das Verhältnis der Auftriebskraft und der Trägheitskraft gegenüber der entgegenwirkenden Kraft durch Viskosität. Dafür wird unter Berücksichtigung der Erdbeschleunigung g und dem Wärmeausdehnungskoeffizient β der folgende Ausdruck eingeführt:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta (T_W - T_\infty) L^3}{\nu^2} \quad (13)$$

Mit den errechneten dimensionslosen Kennzahlen kann der Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden, der für die Berechnung des Wärmestroms bei konvektiver Wärmeübertragung unerlässlich ist.

Eine häufige Betrachtung der Wärmeübertragung ist die Verbindung der Wärmeleitung mit dem konvektiven Wärmeübergang. Auf diese Weise kann der Wärmestrom aus dem Inneren eines Raumes in die Umgebung berechnet werden. Die gängigste Betrachtung ist der Wärmedurchgang über eine ebene Wand. Die Anzahl der Schichten ist für die Betrachtung unabhängig, weil die gleiche Berechnungsgrundlage wie für die Wärmeleitung gilt.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot (T_{\infty,1} - T_{\infty,2}) \quad (14)$$

Die Temperaturdifferenz $(T_{\infty,1} - T_{\infty,2})$ wird aus den Temperaturen der wandumströmenden Fluide außerhalb der Grenzschichten berechnet.

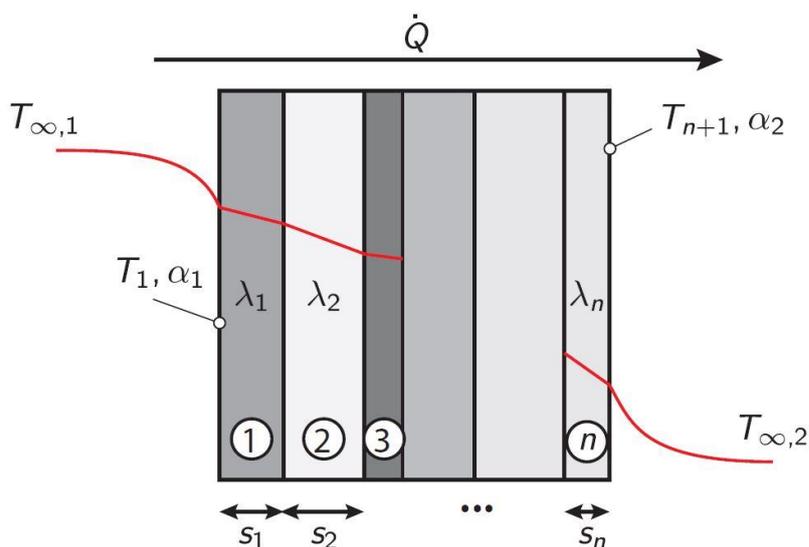


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung des Wärmedurchgangs einer mehrschichtigen Wand [8]

Die für den Wärmedurchgang wirkenden Widerstände werden zu dem Wärmedurchgangskoeffizient U zusammengefasst, der sich wie folgt berechnet:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (15)$$

Für den U-Wert werden ausschließlich Wärmeübergänge bzw. Wärmeleitungsterme betrachtet, die entlang des Wärmestroms auftreten. Der Wärmestrom wird anhand des Temperaturgefälles ΔT definiert und wirkt senkrecht zur Wärmeübertragerfläche A [8].

2.6 Latente Energiespeicherung

Die Funktionsweise eines latenten Wärmespeichers erklärt sich durch den Einsatz der Speichermedien, die für den jeweiligen Anwendungsbereich eingesetzt werden. Der Speicher wird in einem Temperaturbereich betrieben, in dem das Speichermedium einen Phasenwechsel vollzieht.

Die theoretische Speicherkapazität für einen Energiespeicher berechnet sich nach:

$$Q_{ges,theo} = Q_{sens} + Q_{lat} \quad (16)$$

Für sensible Wärmespeicher entfällt der zweite Term, da keine Energie für den Phasenwechsel eingesetzt wird. Für sensible Speicher mit n Bauteilen gilt:

$$Q_{sens} = \sum_{i=1}^n (m_i \cdot c_{p,i}) \cdot \Delta T \quad (17)$$

Die Temperaturdifferenz ΔT setzt sich aus den Speichertemperaturen vor und nach dem Speichervorgang zusammen. Für die genaue Betrachtung müssen alle Speicherkomponenten einbezogen werden, da diese Materialien zur Energiespeicherung beitragen. Die einzelnen Wärmekapazitäten werden zu der theoretischen Gesamtkapazität aufsummiert [3, 4, 5].

Im latenten Energiespeicher wird zusätzlich zum sensiblen Anteil die Phasenwechselenthalpie des Speichermediums berücksichtigt. Unter der Annahme, dass der Phasenwechsel isotherm stattfindet, ist der latente Speicheranteil von der spezifischen Schmelzenthalpie und der Masse des Speichermediums abhängig.

$$H_s = Q_{lat} = h_s \cdot m_{PCM} \quad (18)$$

Im Betrieb wird der Speicher mit einem Temperatursprung beaufschlagt, so dass auch das Phasenwechselmaterial einen sensiblen Speicheranteil hat. Dieser hängt von der spezifischen Wärmekapazität des PCM ab. Durch den Phasenwechsel ändern sich die Dichte und die spezifische Wärmekapazität, wodurch für diese Komponente verschiedene Speicherkapazitäten berechnet werden müssen. Die für den jeweiligen Aggregatzustand berechneten Speicherkapazitäten werden mit der Schmelzenthalpie addiert und zu der theoretischen Gesamtkapazität zusammengefasst.

$$Q_{lat,ges,theo} = m_{PCM} (c_{p,fl} \cdot \Delta T_{fl} + c_{p,fest} \cdot \Delta T_{fest}) + \sum_{i=1}^n (m_i \cdot c_{p,i}) \cdot \Delta T + H_s \quad (19)$$

Mit Formel (30) sind alle speicherbaren Wärmemengen für den latenten Speichervorgang beschrieben. Um im späteren Verlauf die Funktionsweise des Versuchsspeichers bestätigen zu können, werden die Messergebnisse anhand einer vereinfachten Form der Formel (30) validiert. Aus den Speicherkapazitäten der flüssigen und der festen Phase wird der Mittelwert gebildet und mit der Temperaturdifferenz des Temperatursprungs multipliziert.

$$Q_{ges,theo} = \sum_{i=1}^n (m_i \cdot c_{p,i}) \cdot \Delta T + H_s \quad (20)$$

Aus Formel (31) wird ersichtlich, dass die Temperaturdifferenz ΔT einen erheblichen Einfluss auf die speicherbare Gesamtenergie hat. Über die Schmelzenthalpie H_s wird dem System eine konstante Energiemenge zugeführt, während der sensible Anteil mit steigender Temperaturdifferenz größer wird. Um hohe Speicherdichten zu erreichen, muss für die Wahl des Temperatursprungs ein geeigneter Temperaturbereich gefunden werden, mit dem der sensible Anteil möglichst klein gehalten wird, aber dennoch ein ausreichend großes Temperaturgefälle, um den Phasenwechsel vollständig durchführen zu können [4, 5].

Für den Vergleich unterschiedlicher Speicher wird die auf das Volumen normierte Energiespeicherdichte mit der Einheit [Wh/dm³] berechnet. Dafür wird die eingespeicherte Leistung Q_{ges} mit dem zur Verfügung stehenden Speichervolumen V_{Sp} ins Verhältnis gesetzt:

$$C_{Sp}^* = \frac{Q_{ges}}{V_{Sp}} \quad (21)$$

2.7 Phasenwechselmaterialien

Die Änderung des Aggregatzustands wird als Phasenwechsel bezeichnet. Um den Vorteil des Phasenwechsels ausnutzen zu können, muss das Material während des Phasenwechsels technisch beherrschbar sein. Das bedeutet, dass der Phasenwechsel in einem definierten Temperaturbereich reversibel durchführbar sein muss und nur kleine Volumenänderungen während des Phasenwechsels auftreten dürfen. Der Phasenwechsel *flüssig-gasförmig* wird dementsprechend nur selten technisch umgesetzt, womit der Schwerpunkt auf den *fest-flüssigen* Phasenwechsel liegt. Für die Auswahl des richtigen Phasenwechselmaterials, ist neben einer hohen Schmelzenthalpie, eine dem Einsatzgebiet entsprechende Phasenwechseltemperatur ausschlaggebend. In Abbildung 2.3 wird die Phasenwechselenthalpie möglicher PCM in Abhängigkeit der Phasenwechseltemperatur gezeigt [3, 5].

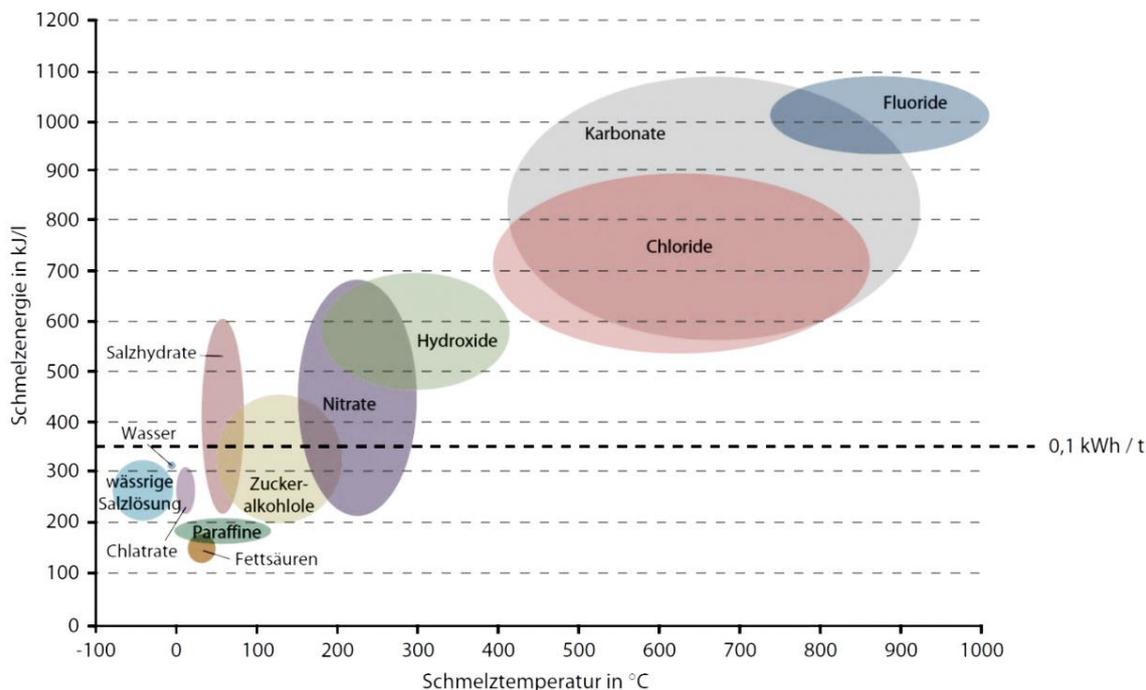


Abbildung 2.3: Phasenwechselenthalpie verschiedener PCM in Abhängigkeit der Schmelztemperatur [4]

Mit Abbildung 2.3 wird deutlich gemacht, dass für jeden Temperaturbereich eine Materialoption zur Verfügung stehen würde. Die Realisierung anwendungsbezogener Materialvariationen wird durch chemische und physikalische Anpassungen ermöglicht. Damit erreichen die Materialien eine große Temperaturbereichsabdeckung. Die chemische Anpassung wird durch Modifikation der Molekularstruktur oder dem Beimischen anderer Stoffe erreicht [4, 5].

Der große Vorteil von PCM-beladenen Speichern ist die hohe Energiespeicherdichte bei kleinen Temperaturänderungen. Darüber hinaus kann durch geringe Temperaturdifferenzen zwischen Speicher und Umgebung, ein kleiner Exergieverluststrom erreicht werden, der durch gute Isolierung weiter minimiert werden kann [4].

Weitere Restriktionen und Auswahlkriterien für PCM werden in Tabelle 2.1 aufgeführt.

Physikalische Kriterien	Technische Kriterien	Ökonomische Kriterien
Anwendungsbezogene Phasenwechseltemperatur	Kleine Prozentuale Volumenausdehnung	Geringe Kosten
Möglichst geringer Wärmeleitwiderstand	Keine Korrosivität gegenüber Konstruktionswerkstoffen	Hohe Verfügbarkeit
Hohe Phasenwechselenthalpie	Diffusionseigenschaften	Gute Umweltverträglichkeit
Hohe spezifische Wärmekapazität	Zyklusstabilität	Geringe Toxizität
Schmelz- und Kristallisationsverhalten		Geringer Entsorgungsaufwand

Tabelle 2.1: Auswahlkriterien für das Phasenwechselmaterial [3, 4]

2.7.1 Problematische Eigenschaften von PCM

Ein Problem, das einige PCM aufweisen, ist eine Diskrepanz zwischen Schmelz- und Erstarrungstemperatur. Dies hat zur Folge, dass der Temperaturbereich für einen Speicherzyklus größer gewählt werden muss und damit der Vorteil gegenüber sensibler Speicher kleiner wird. Die Abweichung der Phasenwechseltemperaturen beim Heizen und Kühlen wird als *Hysterese* bezeichnet und ist von den Stoffeigenschaften des eingesetzten Materials abhängig. Je nach Material kann die Hysterese bis zu 10 K betragen. Eine schematische Darstellung der Hysterese ist in Abbildung 2.4 aufgetragen [4].

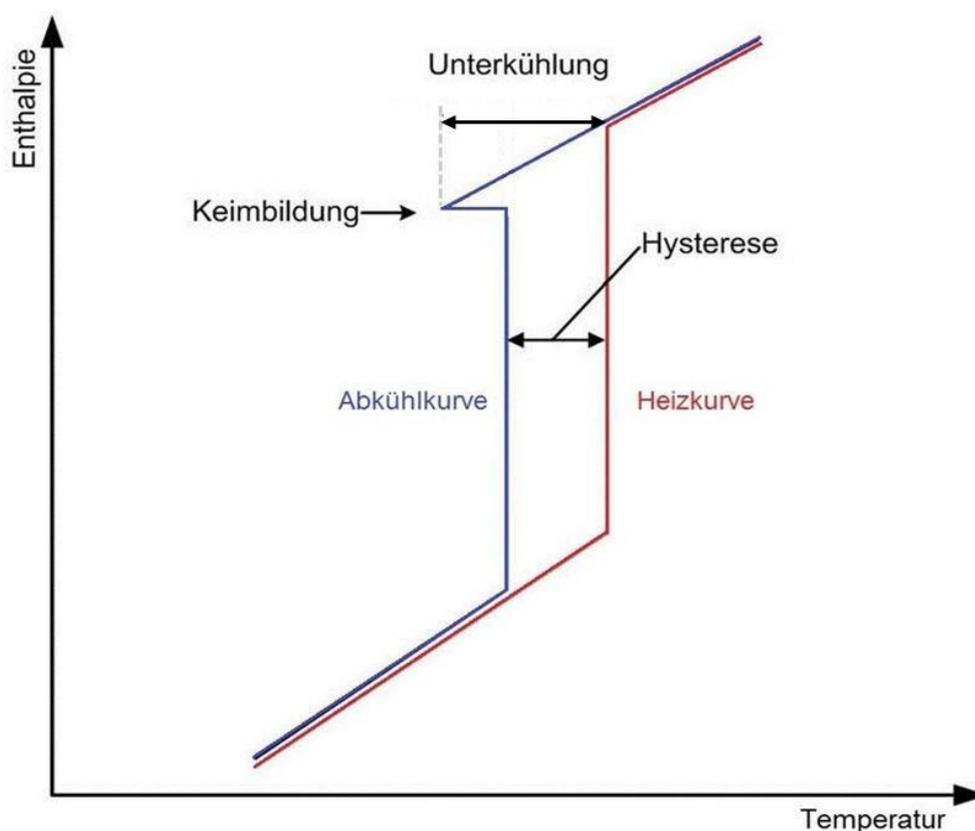


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der Phasenwechseleigenschaften [4]

Ein weiteres Merkmal einiger PCM ist, dass sie während des Abkühlprozesses zur *Unterkühlung* neigen. Durch diesen Effekt wird das flüssige Material unter die Kristallisationstemperatur abgekühlt, ohne dass die Keimbildung eintritt. Sobald genug Aktivierungsenergie vorhanden ist, bilden sich Kristallisationskeime und der Phasenwechsel wird ausgelöst. Dabei wird genug Phasenwechselenthalpie freigesetzt, um das erstarrende Material erneut zu erwärmen und eine erneute Teilschmelze zu bilden (vgl. Abschnitt 3.3). Die freigesetzte Kristallisationsenergie erwärmt das Material solange, bis die Erstarrungstemperatur erreicht und die Phasenwechselenthalpie isotherm abgegeben wird (vgl. Abbildung 2.4) [3, 4, 5].

2.7.2 Speichermaterialien in der Gebäude- und Klimatechnik

Ein Phasenwechselmaterial, das fast alle Kriterien aus Tabelle 2.1 erfüllt und damit häufig in der Gebäude- und Klimatechnik eingesetzt wird, ist das Medium Wasser. Die einzige Einschränkung ist die Abhängigkeit der Phasenwechseltemperatur bei 0 °C. Durch die hohe Schmelzenthalpie (vgl. Abbildung 2.3) ist Wasser dennoch ein beliebtes Wärmeträgermedium, das in latenten Energiespeichern häufig eingesetzt wird. Weitere Materialien, die für die Gebäude- und Klimatechnik geeignet sind, sind Paraffine und Salzhydrate. Diese werden im Folgenden näher beschrieben [3, 4, 5].

Der Oberbegriff *Salzhydrate* umfasst die chemischen Verbindungen eines metallischen Elements mit Wasser. Der Temperaturbereich des Phasenwechsels kann dem Anwendungsfall angepasst werden, in dem die chemische Verbindung variiert wird. Im realisierbaren Temperaturbereich zwischen 10 °C bis 116 °C erreichen Salzhydrate hohe Phasenwechselenthalpien von 216 kJ/l bis 612 kJ/l (vgl. Abbildung 2.3). Neben der stark korrosiven Wirkung gegenüber anderer Bauteile, werden die Einsatzmöglichkeiten der Salzhydrate durch die starke Unterkühlungsneigung begrenzt. Zusätzlich kann es bei steigender Zyklenzahl zu Entmischungserscheinungen kommen, bei denen sich Schichten aus Wasserkristallen separieren. Dadurch kann die Zyklenstabilität häufig nicht gewährleistet werden [3, 5].

Die *Paraffine* sind organische Kohlenwasserstoff-Verbindungen (Alkane), die durch die Destillation von Erdöl gewonnen werden. Die Schmelztemperatur ist von der Anzahl der Kohlenstoffatome abhängig. Dabei nimmt die Schmelztemperatur zu, wenn die Summe der Kohlenstoffatome größer wird. Die Kohlenwasserstoff-Verbindungen werden nach folgender Summenformel beschrieben:



Stoff	Formel	ϑ_s [°C]	Δh_s [kJ/kg]	ρ_{fl} [kg/m ³]	c_{fl} [kJ/kg K]	λ_{fl} [W/m K]
Dodekan (0 °C)	$C_{12}H_{26}$	-9,6	216,3	759,7	2,145	0,141
Tridekan (0 °C)	$C_{13}H_{28}$	-5,4	154,6	768,1	2,148	0,143
Tetradekan (20 °C)	$C_{14}H_{30}$	5,9	227,2	760,1	2,174	0,139
Pentadekan (20 °C)	$C_{15}H_{32}$	9,9	162,8	765,3	2,181	0,142
Hexadekan (20 °C)	$C_{16}H_{34}$	18,2	235,6	769,8	2,168	0,143
Heptadekan (50 °C)	$C_{17}H_{36}$	22,0	167,0	755,3	2,277	0,138

Tabelle 2.2: Stoffdaten verschiedener Kohlenwasserstoffverbindungen [5]

Um einen breiten Temperaturbereich abdecken zu können, können Paraffine gemischt werden. Für das Gemisch sind Kohlenwasserstoff-Verbindungen mit Kohlenstoffanteilen von C_{12} bis C_{40} möglich. In Tabelle 2.2 werden einige Reinparaffine bezüglich ihrer thermischen Stoffdaten verglichen. Da die Gemische aus Alkanen verschiedener Kettenlängen bestehen, gibt es beim Schmelzvorgang keine Entmischungsvorgänge, die die Zyklenstabilität beeinträchtigen können. Die Nachteile der Paraffine zeigen sich in der Brennbarkeit, der verhältnismäßig kleinen Wärmeleitfähigkeit und den Kosten [4].

2.7.3 Konzepte zur PCM-Einbindung

Die Einschränkungen, denen einige PCM unterliegen, führen zu verschiedenen Konzepten für die Realisierung latenter Energiespeicher. In der Forschung werden je nach Materialklasse mehrere Lösungsvorschläge erprobt. Die Voraussetzung für die Investition in einen latenten Energiespeicher, ist eine signifikante Kapazitätssteigerung gegenüber einem konventionellen Wasserspeicher. Die Mehrkosten, die sich dabei durch den erhöhten Konstruktionsaufwand ergeben, dürfen nicht überverhältnismäßig groß sein. Im Folgenden werden Konzepte für PCM-Speicher vorgestellt, deren Spezifikationen die Einbindung von Paraffinen erlauben [5].

2.7.3.1 Verkapseltes PCM

Die Verkapselung hat die Aufgabe eine räumliche Trennung zwischen PCM und dem Wärmeträgerfluid herzustellen. Dabei müssen die Anforderungen an die Kapseln mit den Eigenschaften des Phasenwechselmaterials abgestimmt werden:

- Diffusionsdichtheit der Kapsel
- Wärmeübergang zum Energieträger
- Mechanische Stabilität
- Große Wärmeübertragerfläche
- Sicherheit gegen inneren und äußeren Überdruck

Insbesondere werden die Kapseln bezüglich ihrer Größe unterschieden [3, 5]. In der *Mikroverkapselung* werden PCM gefüllte Körper mit Partikelgrößen zwischen 1 μm bis 1000 μm gefertigt. Durch verschiedene physikalische und chemische Verfahren wird das PCM vollständig mit einer festen Hülle umschlossen. Aufgrund der sehr kleinen Durchmesser wird eine sehr große spezifische Oberfläche erreicht, die eine hohe Ausnutzung der Phasenwechselenthalpie ermöglicht. Der Anwendungsbereich des mikroverkapselten PCM ist nicht nur auf die Zugabe zu Baumaterialien wie Gips und Geweben beschränkt, sondern kann auch als Suspension mit Wasser in Speicherbehältern eingesetzt werden.

Das Gemisch aus mikroverkapselten PCM und Wasser bietet den Vorteil, dass das Speichermedium auch in der festen Phase in der Speicherstation zirkulieren kann. Die Suspension wird als Phase Change Slurry (PCS) bezeichnet und hat einen technisch realisierbaren PCM-Anteil von 30 % bis 40 %. Der bisher erlangte Entwicklungsstand dieser Gemische zeigt jedoch, dass es zu Entmischungen kommen kann, die aus den Dichteunterschieden der Stoffe resultieren [2, 3, 5].

Die *Makroverkapselung* unterliegt den gleichen Anforderungen wie die Mikroverkapselung, ist aber in der Ausführung um ein vielfaches größer. Die weiterhin als klein zu bezeichnenden Behälter, erreichen Dimensionen im Zentimeterbereich und werden fest im Speicherbehälter positioniert. Obwohl der konstruktive Aufwand steigt, kann durch die Makroverkapselung ein hoher PCM-Anteil im Speicher installiert und mit einem Wärmeträgermedium (überwiegend Wasser) umspült werden. Die möglichen Makroverkapselungen unterscheiden sich in der Form und dem Kapselwerkstoff. Die Kapselhüllen bestehen häufig aus Kunststoffen, Metallen oder Verbundmaterialien, die dem Anwendungszweck entsprechend ausgewählt und geformt werden müssen. Ein mögliches Problem bei der Makroverkapselung ist die temperaturabhängige Volumenänderung einiger Materialien. Ein Beispiel dafür sind wassergefüllte Kühlelemente. Aufgrund der Dichteanomalie des Wassers, hat Eis ein größeres Volumen als flüssiges Wasser. Die Charakteristik der Dichteänderung erfordert für einige Materialien ein Luftpolster in der Kapsel, wodurch Einschränkungen der Wärmeleitfähigkeit und dem volumenbezogenen PCM-Anteil entstehen [5].

2.7.3.2 PCM-Vollspeicher

Der PCM-Vollspeicher ist äquivalent zu einem Rohrbündelwärmeübertrager aufgebaut. Der Unterschied besteht darin, dass das Medium, das sich im Behälter befindet, nicht zirkuliert. Dieses Medium ist das PCM, das die Rohrbündel umschließt und die Energie des durch die Rohre strömenden Fluides aufnimmt. Durch die Nennweite und die Anzahl der Rohre wird die Wärmeübertragerfläche bestimmt, die für den Speichervorgang möglichst groß sein muss. Im Betrieb mit Paraffin kann es zu erschwerten Anforderungen kommen. Durch den schlechten Wärmeleitkoeffizienten der Kohlenwasserstoff-Verbindung muss eine möglichst hohe Wärmeübertragerfläche bereitgestellt werden, damit die theoretische Speicherkapazität ausgenutzt werden kann. Im Umkehrschluss bedeutet das, dass der Speicherbehälter mit sehr vielen Rohren kleinen Querschnitts bestückt werden muss. Zusätzlich können weitere wärmeleitende Bauteile integriert werden, um die Wärmeleitung im Speichermedium zu erhöhen. Mit steigender Anzahl der in den Behälter integrierten Bauteile, sinkt das zur Verfügung stehende Volumen für das Speichermedium, wodurch die maximal zu erreichende Speicherdichte sinkt. Daraus können hohe Kosten resultieren, die selten durch die erhöhte Speicherleistung gerechtfertigt werden [3].

2.7.3.3 PCM-Emulsion

Ein weiteres Konzept ist die Herstellung eines Gemisches aus PCM und einer Flüssigkeit ohne räumliche Trennung der beiden Dispersionspartner. Der Grundgedanke für dieses Konzept ist die Pumpfähigkeit des beladenen Wärmeträgerfluides, ohne den Aufwand einer Mikroverkapselung, die für das PCS hergestellt werden müsste. Die Bezeichnung Emulsion ist dabei nur teilweise zutreffend, da sich das Gemisch durch den anteiligen Phasenwechsel aus einer festen dispersen Phase (beladenes PCM) und einem flüssigen Dispersionsmedium (beispielsweise Wasser) zusammensetzt. Dementsprechend ist das Wärmeträgerfluid je nach Ladezustand als Emulsion (flüssig in flüssig) oder als Suspension (fest in flüssig) zu bezeichnen. Ein großes Problem sind die Entmischungserscheinungen, die während des Betriebs auftreten können. Dieses Konzept wird zurzeit in einem weiteren Teilbereich des Projekts „KOLAN“ erprobt [2].

2.8 Voruntersuchungen

Als mögliche Alternative zum makroverkapselten Paraffin wurde in Voruntersuchungen ein weiteres Material untersucht. Dabei handelt es sich um ein in Silikonplatten gebundenes Paraffin mit der Bezeichnung *Polymercompound OC.17* des *Thüringisches Instituts für Textil- und Kunststoff-Forschung e. V.*. Die Kennwerte des Materials sind in Tabelle 2.3 aufgeführt.

Kennwerte: Polymercompound OC. 17	
Dichte (geladen)	$0,86 \frac{kg}{m^3}$
Dichte (entladen)	$0,79 \frac{kg}{m^3}$
Wärmeleitfähigkeit	$0,23 \frac{W}{m \cdot K}$
Schmelzenthalpie	$178 \frac{kJ}{kg \cdot 15K}$

Tabelle 2.3: Kennwerte des Verbundmaterials OC.17

Um die Umweltverträglichkeit und die Einsatzmöglichkeiten beurteilen zu können, wurde das Material in einem Versuchsaufbau auf seine Diffusionseigenschaften untersucht. Das im Versuchsaufbau positionierte Kältebecken (vgl. Abbildung 2.6, links) konnte thermostatgesteuert auf die gewünschte Temperatur temperiert werden. Damit das Wasser im Kältebecken an jeder Stelle die gleiche Temperatur hat, wurde das Wasser mit einer Umwälzpumpe durchmischt. Um das Versuchsergebnis nicht durch externe Verunreinigungen zu verfälschen, wurde das Kältebecken während des gesamten Versuchszeitraums von einer Blende verdeckt.

Neben der Untersuchung auf die Diffusionseigenschaften, wurden die Ladezeiten bei unterschiedlichen Zieltemperaturen gemessen. Dazu wurden die in Abbildung 2.5 dargestellten Zustände mehrfach hergestellt und bezüglich ihrer Ladedauer ausgewertet.

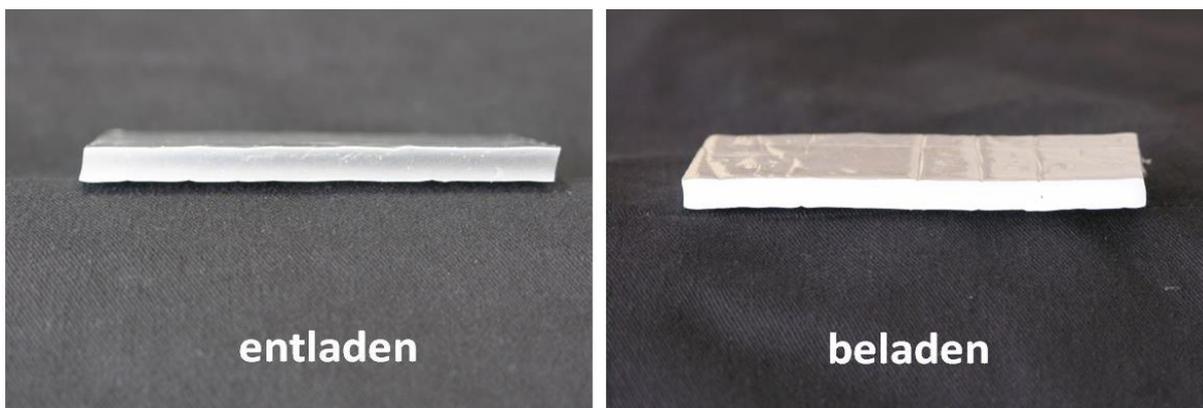


Abbildung 2.5: Ladezustände des Verbundmaterials OC.17

Nach mehrwöchiger Versuchsdauer wurde jedoch eine Beeinträchtigung der Wasserqualität des für die Versuche eingesetzten Wasserbades festgestellt. Das rechte Bild in Abbildung 2.6 zeigt die Ablagerungen, die sich im Wasserbad gesammelt haben.

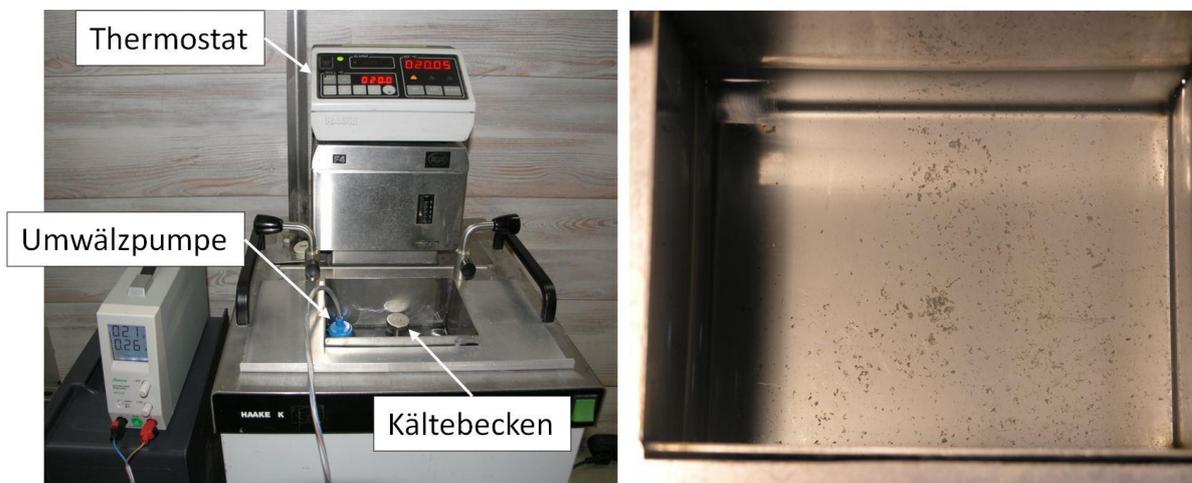


Abbildung 2.6: (links) Versuchsaufbau, (rechts) Ablagerungen im Temperierbecken

Als alternatives PCM für die Speicherbefüllung wurde das *Polymercompound OC.17* ausgeschlossen, da neben der geringeren Schmelzenthalpie ein erhöhter Aufwand zur Fixierung der weichen PCM-Platten im Speicher betrieben werden müsste. Zusätzlich kann nicht sichergestellt werden, dass kein Paraffin in das Wasser gelangt, wodurch dies gesondert entsorgt werden müsste.

3 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau basiert auf vorangegangenen Arbeiten (vgl. Abschnitt 1.2), die im Rahmen von Forschungsprojekten durchgeführt wurden. Dazu wird die vorhandene Mess- und Regelstation erweitert und auf den größeren Kältespeicher angepasst. Für den vorhandenen Speicher werden konstruktive Maßnahmen ergriffen, um das makroverkapselte PCM im Speicher unterzubringen und die verschiedenen Anströmungsrichtungen zu realisieren.

3.1 Speichertank

Der zur Verfügung stehende Speicher wurde in den vergangenen Versuchsreihen mit PCM-Plattenelementen betrieben (vgl. Abschnitt 1.2) und soll für diesen Versuchsaufbau mit makroverkapseltem PCM befüllt werden. Als Makroverkapselung werden Welschläuche eingesetzt, die in Abschnitt 3.2 beschrieben werden. Aufgrund des zu erwartenden Gewichts der gefüllten Welschläuche wird der Speicher konstruktiv angepasst. Die Dimensionen des Speicherbehälters werden in der Abbildung 3.1 verdeutlicht.

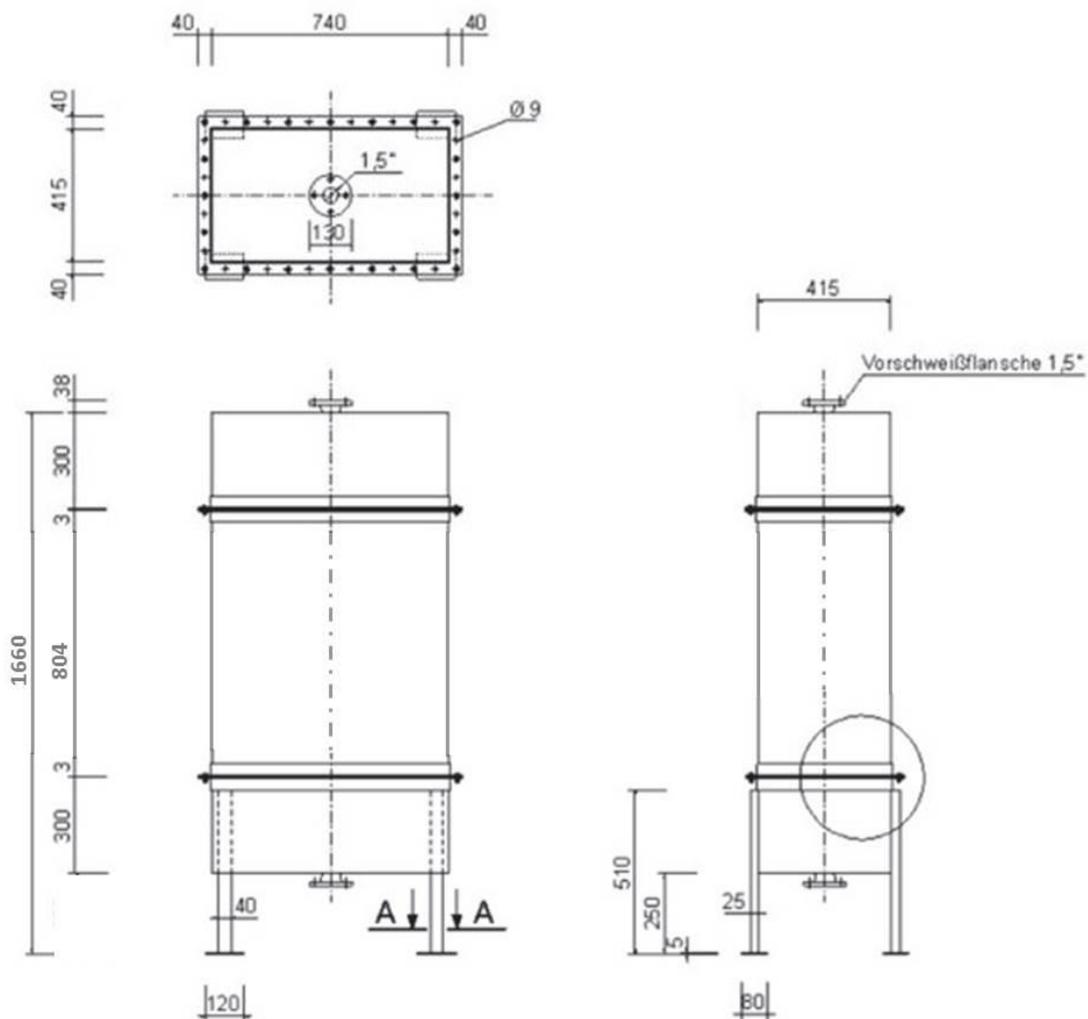


Abbildung 3.1: Technische Zeichnung des Speichertanks [2]

Der Speicher besteht aus 3 mm starkem Edelstahlblech mit zusätzlich verschweißten Rahmen für die Montage. Aus dem Aufbau des Kältespeichers ergibt sich ein Gesamtvolumen von $0,433 \text{ m}^3$, das für den Betrieb als sensiblen Kaltwasserspeicher zur Verfügung stehen würde. Dieses Volumen wird in der Auswertung als Berechnungsgrundlage für die Speicherdichte eines konventionellen Kaltwasserspeichers herangezogen. Um Transmissionswärmeströme möglichst klein zu halten, wird der Speicher mit einer doppelten Lage Armaflex AF-19 ($s_{Arma} = 38 \text{ mm}$) isoliert. Der Speicher und die Anschlussstutzen mit installierter Messtechnik sind in Abbildung 3.2 dargestellt [3].



Abbildung 3.2: Darstellung des Speichertanks und der Anschlüsse mit installierter Messtechnik

Die Anschlüsse können dabei nicht explizit als Vor- bzw. Rücklauf benannt werden, da die Durchströmungsrichtung über den Versuchszyklus umgeschaltet werden soll. Während der Wärmezufuhr, wird der obere Anschluss als Vorlauf geschaltet. Soll dem Speicher Kälte zugeführt werden, wird auf den unteren Anschluss umgeschaltet. Mithilfe dieser Vorgehensweise können thermisch bedingte Strömungen vermieden werden, die aus den temperaturabhängigen Dichteunterschieden des Wassers hervorgerufen werden. Die hydraulische Realisierung erfolgt durch die Integration von 3-Wege-Kugelventilen in der Vor- und Rücklaufleitung der Regelstation. Ein hydraulisches Schema der Regelstation mit integriertem Speichertank folgt im Abschnitt 3.4 [2].

Im vorherigen Versuchsaufbau (vgl. Abschnitt 1.2) wurde der Speicher mit Prall- und Lochblechen ausgestattet, um eine möglichst gleichmäßige Durchströmung des Speichertanks gewährleisten zu können. Durch das Profil und der geschachtelten Bauweise der montierten Lochbleche wird die Anströmung des Speichers homogenisiert. Die durchgeführten Vorversuche sind in Abbildung 3.3 dokumentiert [2].



Abbildung 3.3: Vorversuche für ein gleichmäßiges Strömungsprofil mit Prallblechen [2]

3.1.1 Stacks

Um das PCM in den Speicher integrieren zu können, werden Stacks aus rostfreiem Edelstahl konstruiert, die die befüllten Wellschläuche aufnehmen und anschließend in den Speichertank eingesetzt werden. Dafür werden die Stacks im Rahmen der Versuchsvorbereitung mit *Google SketchUp* entworfen und gefertigt. Aufgrund der durch den Speicher vorgegebenen Maße werden die beiden Stacks so gefertigt, dass sie jeweils 203 Wellschläuche aufnehmen können. Dies entspricht der vorherberechneten dichtesten Packung. Darüber hinaus soll die Möglichkeit gegeben sein die Stacks jeweils horizontal übereinander und vertikal nebeneinander anzuordnen, um verschiedene Anströmungsrichtungen untersuchen zu können. Die Stacks bestehen aus verschweißten Rechteckprofilen, die seitlich mit rostfreien Edelstahlblenden verschlossen sind. Abbildung 3.4 zeigt den für die horizontale Positionierung vorbereiteten Stack.

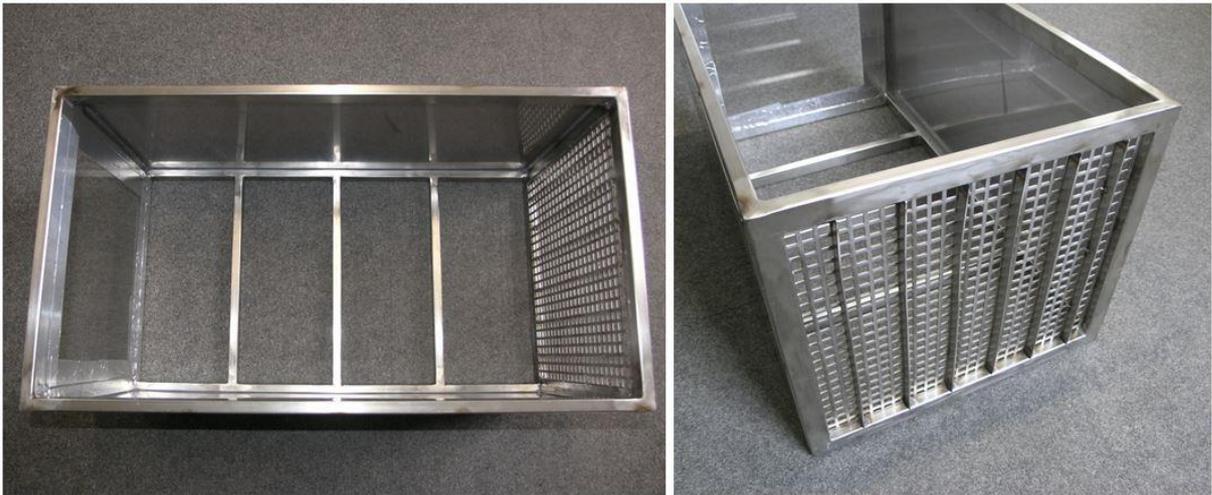


Abbildung 3.4: Darstellung des für die Einbindung der Makroverkapselung konstruierten Stacks

An der oberen Stirnseite ist eine Plexiglasplatte eingeklebt, die bei Bedarf (vertikale Durchströmung) entfernt werden kann. An der unteren Stirnseite ist ein 2,0 mm starkes Lochblech eingeschweißt, das das Gewicht der Wellschläuche in der vertikalen Anordnung trägt. Zur Steigerung der Traglast ist das Lochblech mit 2,0 mm dicken Querstreben verschweißt.

Die Stacks werden so in den Speicher integriert, dass das strömende Wasser alle Wellschläuche umspült. Auf diese Weise kann die vollständige Phasenwechselenthalpie des PCM ausgenutzt werden, um damit die größtmögliche Speicherdichte des latenten Kältespeichers zu erzielen. Um die gerichtete Durchströmung sicherzustellen, werden alle seitlichen Stacköffnungen mit Blenden verschlossen. Die Zwischenräume, die sich durch die Packungsart der Wellschläuche ergeben, werden mit zugeschnittenen Styrodurprofilen aufgefüllt (siehe Abbildung 3.5, links). Damit die Wellschläuche bei hohen Volumenströmen nicht aufschwimmen, werden diese mit Lochband fixiert (siehe Abbildung 3.5, rechts). Die Stacks werden zusätzlich mit Aluminiumklebeband abgedichtet, damit keine Leckageströmungen außerhalb der Stacks entstehen können. Die folgende Abbildung zeigt die Integration der Stacks in den Speichertank.



Abbildung 3.5: Positionierung der Stacks im Speichertank (horizontal)

Für den Wechsel der Anströmungsrichtung wird der Speicher entleert und geöffnet, so dass die Wellschläuche in die vertikale Position gebracht werden können. Zur Vereinfachung der Positionierung werden die zwei Stacks zu einem großen Stack zusammengefügt und mit Blenden verschlossen (siehe Abbildung 3.6, links). Um ein Auftreiben der Wellschläuche im Betrieb mit hohen Volumenströmen zu verhindern, wird der Stack an der Oberseite mit einem weiteren Lochblech versehen (siehe Abbildung 3.6, rechts oben).



Abbildung 3.6: Umbau auf vertikale Anordnung der Wellschläuche

3.2 Makroverkapselung

Im Forschungsprojekt „KOLAN“ soll in einem Teilvorhaben die Makroverkapselung untersucht werden. Der Anspruch an die Makroverkapselung ist der Schutz gegen den Austritt des diffusionsfreudigen PCM. Um die Schmelzenthalpie des PCM komplett ausnutzen zu können, soll das Material und die Form der Kapsel einen guten Wärmeübergang bieten. Die aus den Vorversuchen bereits verwendeten Wellschläuche (vgl. Abschnitt 1.2) sollen weiterentwickelt und für den Einsatz im großen Speicher angepasst werden. Konzeptionell soll der Wellschlauch beidseitig mit der Bedingung einer verschließbaren Befüllöffnung abgeschlossen werden. Dies wird durch die Firma *Witzenmann Hamburg GmbH* realisiert, die über Kompetenzen im Bereich des Orbitalschweißens verfügt. In Tabelle 3.1 werden die Spezifikationen der gefertigten Makroverkapselung gezeigt.

Spezifikation der Makroverkapselung	
Hersteller	Witzenmann Hamburg GmbH
Bezeichnung	Ringwellschlauch Typ RS 331 L 00
	normal gewellt, ohne Umflechtung
Durchmesser DN 20 ($\pm 0,3$ mm)	$D_i = 20,2$ mm ; $D_a = 26,7$ mm
Material Welschlauch	1.4404
Beidseitiger Abschluss	5 mm Platte, 1.4301
	8 mm Platte, 1.4301 mit Bohrung M10x1
Nennlänge ohne/mit Verschraubung	695 mm / 699 mm
Mittleres Gewicht (unbefüllt)	243,79 g
Verdrängtes Volumen	0,000317 m ³

Tabelle 3.1: Spezifikation der Makroverkapselung

Die Makroverkapselung bietet neben der vergrößerten Wärmeübertragungsfläche den Vorteil, dass die Volumenänderungen des PCM beim Phasenwechsel aufgefangen werden können. Die Wellenform wirkt in diesem Fall als Federkörper, der sich zusammenziehen und ausdehnen kann. Darüber hinaus können mit der modifizierten Verschlusskonstruktion engere Packungsdichten im Vergleich zu den Quetschverschraubungen aus dem Vorversuch erzielt werden. Um die Welschläuche diffusionsdicht zu verschließen, werden sie, wie in Abbildung 3.7 dargestellt, mit einer Schraube DIN 908 M10-1.0 aus 1.4401 abgeschlossen und mit einem Kupferdichtring 10x14 DIN 7603, Form A abgedichtet. Im Vorfeld hat der Hersteller die Schläuche mit einem Prüfdruck von 2,5 bar beaufschlagt, um die Dichtheit der Schweißverbindungen im Versuchsaufbau gewährleisten zu können.



Abbildung 3.7: Darstellung der Makroverkapselung

Die Welschläuche werden in mehreren Schritten mit dem Paraffin befüllt, damit keine Luftblasen im Schlauch zurückbleiben. Dieses Vorgehen ist besonders wichtig, da die Luft den Wärmeleitwiderstand erhöhen und Kapazität des Speichers verringern würde. Sobald der Schlauch befüllt ist, wird dieser mit 30 Nm verschlossen und auf Dichtheit geprüft.

3.2.1 Korrosion

Das *Parafol 16-97* ist laut Sicherheitsdatenblatt gegen das Eindringen in den Untergrund und in die Kanalisation abzusichern (Wassergefährdungsklasse WGK 1). Daher muss sichergestellt werden, dass eine langfristige Isolierung des PCM von der Umgebung gewährleistet ist. Um Korrosion zu vermeiden, werden sämtliche Bauteile (Kupferdichtringe ausgenommen) in Edelstahlqualität ausgeführt. Trotz dieser Restriktion, wurde im Verlauf einiger Vorversuche eine Oxidschicht an den Schraubenköpfen festgestellt (siehe Abbildung 3.8, rechts).



Abbildung 3.8: (links) Versiegelung des Kupferdichtrings, (rechts) korrodierter Schraubenkopf

Da alle Bauteile aus nichtrostendem Stahl bestehen, wurde zunächst der Kupferdichtring als Auslöser benannt. Mit der Annahme, dass Minerale im Wasser Kupfer-Ionen auslösen könnten, die sich auf dem Schraubenkopf niederlegen, wurden weitere Versuche mit destilliertem Wasser durchgeführt. Ohne erkennbare Verbesserung des Problems, wurde die Schraube selbst geprüft.

Korrosion ist ein elektrochemischer Prozess, der durch Potentialunterschiede der einzelnen Komponenten messbar ist. Mit der Messung der Potentiale zwischen Schraube, Dichtring und Wellenschlauch (vgl. Abbildung 3.9) konnte ein Potentialunterschied nachgewiesen werden, der darauf hindeutet, dass die gelieferten Schrauben aus verchromten Eisen bestehen.

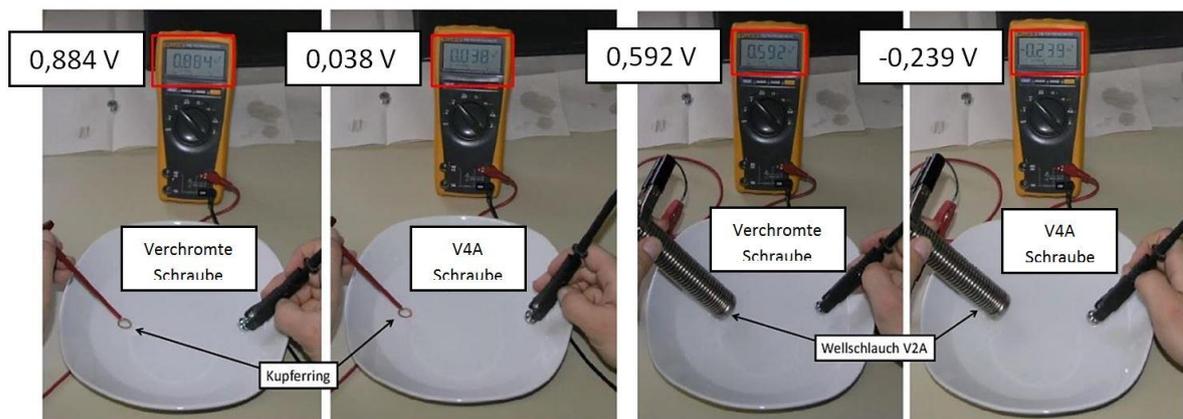


Abbildung 3.9: Messung des Potentialunterschieds der Komponenten

Als Lösungsansatz sollten die Schraubenköpfe vom Wasser abgeschirmt werden (siehe Abbildung 3.8, links). Dazu wurden Versuche mit verschiedenen Beschichtungen durchgeführt. Die Abschirmung der Schraubenköpfe mit Klarlack, Acryl- und Silikondichtmittel konnte die Oxidation nicht unterbinden. Mit dieser Erkenntnis müssen sämtliche Schraubverbindungen durch rostfreie Edelstahlschrauben ersetzt werden. Nach Rücksprache mit dem Lieferanten konnte die fehlerhafte Lieferung korrigiert und die Schraubverbindungen erneuert werden.

3.3 Auswahl des PCM

Aufgrund der durchgeführten Vorversuche mit makroverkapselten PCM (vgl. Abschnitt 1.2) soll der Speicher mit dem bereits verwendeten Paraffin *Parafol 16-97* der Firma *Sasol* befüllt werden. Die folgende Tabelle zeigt die Spezifikationen des ausgewählten PCM.

Kennwerte: Parafol 16-97		
Onset-Temperatur		ca. 17,62 °C
Siedetemperatur		ca. 287 °C
Dichte	bei 15 °C	0,870 g/cm ³
	bei 25 °C	0,773 g/cm ³
	bei 40 °C	0,759 g/cm ³
Spezifische Wärmekapazität	bei 15 °C	3,5 kJ/kg*K
	bei 20 °C	3,0 kJ/kg*K
Wasserlöslichkeit		unlöslich
Viskosität, dynamisch	bei 40 °C	ca. 2,2 mPas
Viskosität, kinematisch	bei 40 °C	3,0 mm ² /s
Wärmeleitfähigkeit	bei 20 °C	0,143 W/m*K
Schmelzenthalpie		236 kJ/kg
Paraffinanteil		99,88 %

Tabelle 3.2: Kennwerte des verwendeten PCM Parafol 16-97 [9]

Mit der hohen Paraffinkonzentration des *Parafol 16-97* wird eine hohe Schmelzenthalpie erreicht, die für den Einsatz latenter Speichermedien ausschlaggebend ist. Der Wert für die in der Tabelle 3.2 angegebene Onset-Temperatur wird anhand der extrapolierten Peaktemperatur berechnet¹. Da der Temperaturbereich des Phasenwechsels klein ist, kann die Onset-Temperatur als Beginn der latenten Energiespeicherung angesehen werden. In Abbildung 3.10 wird die DSC (dynamische Differenzkalometrie) des *Parafol 16-97* dargestellt, die vom *Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme* durchgeführt wurde. Sie zeigt die temperaturabhängige Wärmestromdifferenz bezüglich einer Referenzprobe während des Heiz- und Abkühlvorgangs. Mit dieser Darstellung können die Phasenwechseleigenschaften des *Parafol 16-97* für die jeweilige Ladephase gemessen und dargestellt werden.

¹ Die Extrapolation wird schematisch anhand Abbildung 3.10 für die Heiz- bzw. Schmelzkurve dargestellt

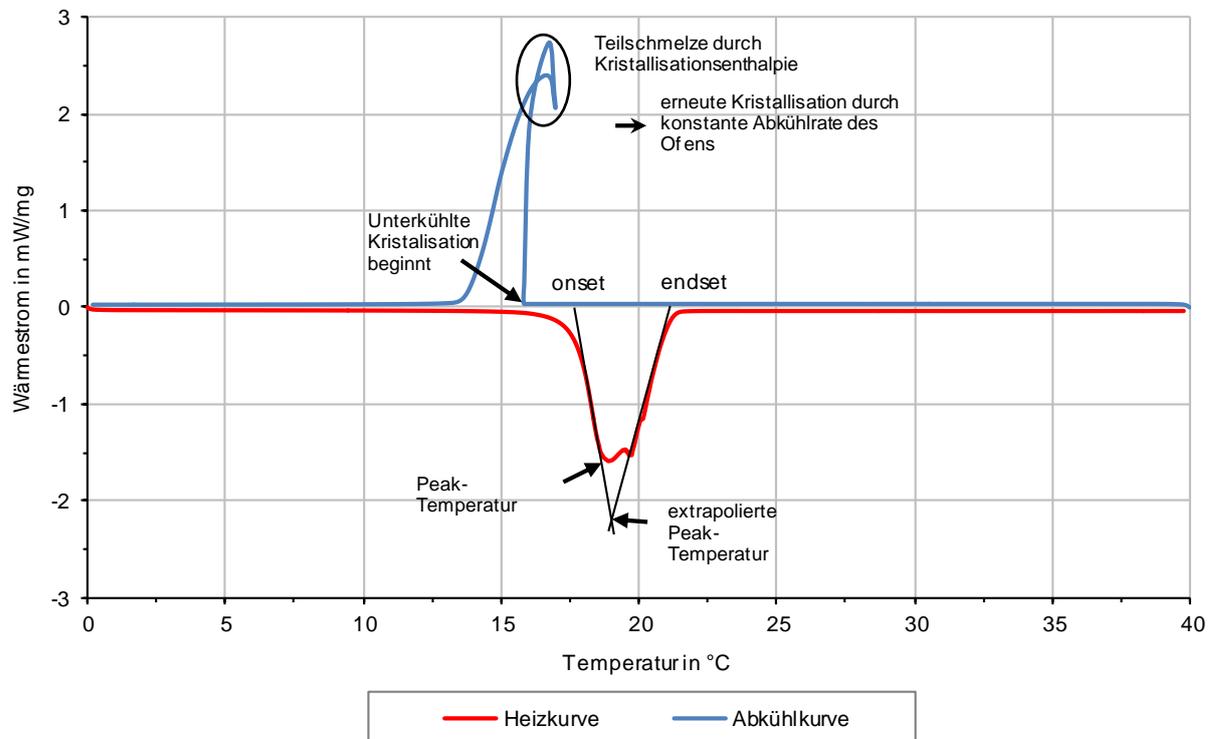


Abbildung 3.10: Übertragener Wärmestrom in Abhängigkeit mit der Temperatur (DSC: Parafol 16-97)

Die für die DSC vorbereitete Probeneinwaage beträgt 12,08 mg. Die Messung deckt einen Temperaturbereich zwischen 0 °C und 40 °C mit einer Heizrate von 1K/min ab. Der Messablauf wurde drei Mal (drei volle Zyklen) im Bereich dieser Temperaturen durchgeführt. Zwischen den Zyklen wurde jeweils ein Isothermer Bereich von fünf Minuten eingehalten. Die DSC aus Abbildung 3.10 und Abbildung 3.11 entspricht den Auswertungen des dritten durchgeführten Messzyklus. Die höchste Wärmestromdifferenz zwischen dem *Parafol 16-97* und der Referenzprobe wird während des Phasenwechsels erreicht. Damit können die Phasenwechseltemperatur und die zugehörige Phasenwechselenthalpie gemessen werden. Die Abkühlkurve zeigt dabei einen auffälligen Verlauf.

Auf Nachfrage beim Fraunhofer ISE, wird der Kurvenverlauf durch die Unterkühlungsneigung des Materials erklärt. Beim Beginn des Kristallisationsprozesses wird die hohe Schmelzenthalpie des PCM freigesetzt, die für einen erneuten Temperaturanstieg der Probenmasse ausreicht. In diesem Übergangsbereich entsteht daraus ein zweiter Wärmestrompeak.

Ausgehend von dieser Analyse und den Spezifikationen des Herstellers sollte der für den Versuchsaufbau einzuhaltende Temperatursprung den kompletten latenten Bereich abdecken, um eine möglichst hohe Speicherdichte zu erreichen. Zur Veranschaulichung der Hysterese und des Unterkühlungsverhaltens des *Parafol 16-97* ist in Abbildung 3.11 die Enthalpie der Heiz- und Abkühlkurve über der Temperatur aufgetragen.

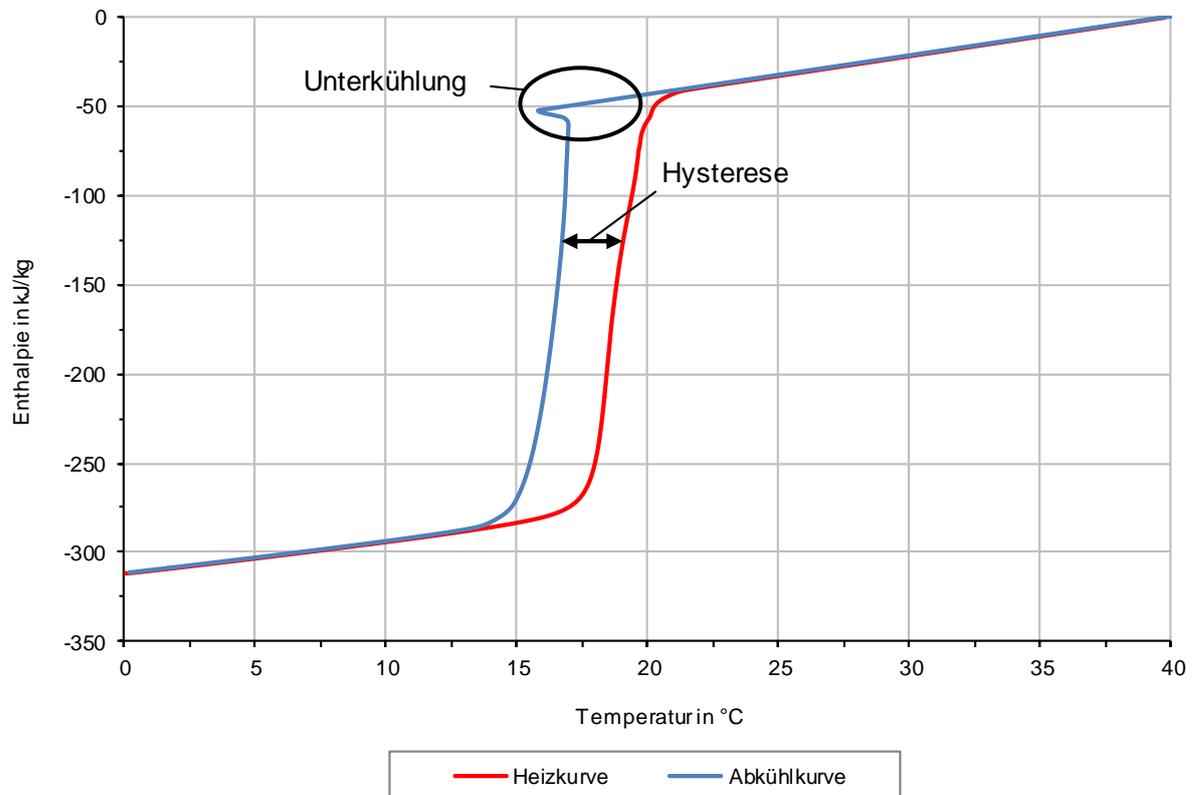


Abbildung 3.11: Temperaturabhängiger Enthalpieverlauf während der DSC (Parafol 16-97)

Aus der DSC lässt sich eine Unterkühlung von ca. 3 K und eine Hysterese von ca. 1,5 K ableiten. Diese Werte sind wichtig, um in der Versuchsdurchführung die richtigen Temperatursprünge um die Phasenwechseltemperatur zu definieren.

3.4 Mess- und Regelstation

Die Mess- und Regelstation ermöglicht die Kontrolle der relevanten Temperaturen, des Volumenstroms und der im Speicher herrschenden Drücke. Das folgende Fließschema zeigt die komplette Regelstation und sämtliche Messinstrumente, die für die Regelung und die Leistungsmessung nötig sind. Zusätzlich ist die Wärme- bzw. Kälteversorgung dargestellt, die die jeweils abgefragte Energie über den Wärmetauscher bereitstellt. Der Primärkreislauf muss manuell über die eingezeichneten Kugelhähne auf Wärme- bzw. Kälteversorgung umgeschaltet werden. Die Wärmeenergie wird dann über den Wärmetauscher aus dem Primärkreislauf abgeführt bzw. bei Wärmebedarf zugeführt. In dem Hydraulikschema in Abbildung 3.12 sind die beiden unterschiedlichen Anströmungskonfigurationen dargestellt, die den Vorlauf auf den jeweils abgefragten Zustand anpassen. Die Umstellung der dafür nötigen Drei-Wege-Kugelventile wird über Stellmotoren vorgenommen, damit ein kontinuierlicher Volumenstrom bei der Umschaltung der Ventile ermöglicht wird.

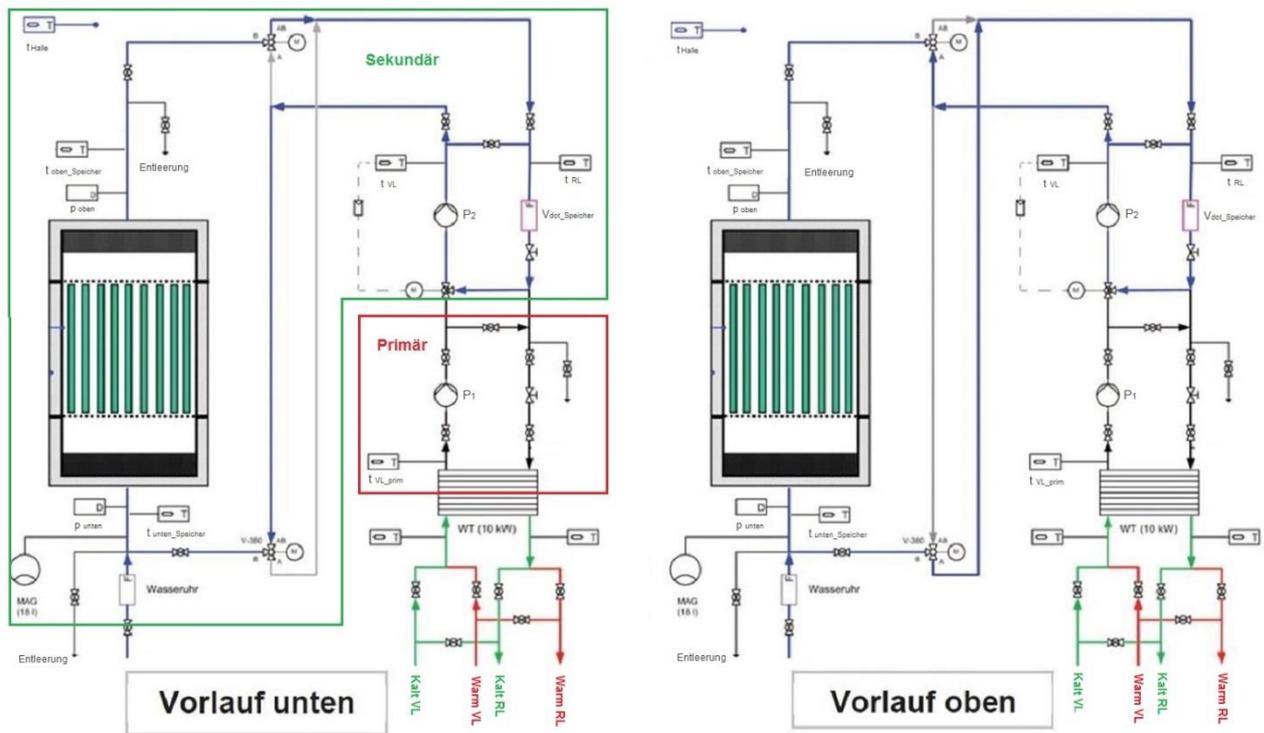


Abbildung 3.12: Hydraulisches Fließschema des Versuchsaufbaus [2]

Es handelt sich bei der Regelstation um ein geschlossenes System, das durch automatische Entlüftungsventile der Firma *Flamco* unter Ausschluss der Umgebungsluft betrieben wird. Die durch die temperaturabhängige Dichte des Wassers auftretenden Volumenänderungen werden durch Membranausdehnungsgefäße (MAG) des Herstellers *Varem* aufgenommen. Die beiden MAG verfügen über ein Fassungsvermögen von jeweils 100 Liter und sind bei einem Vordruck von 1 bar bis zu einem Maximaldruck von 6 bar zugelassen.

Über das Mess- und Regelungsprogramm *SAIA* der Firma *Saia-Burgess Controls (SBC) AG* kann die Vorlauftemperatur ϑ_{VL} auf den gewünschten Temperaturwert geregelt werden. Durch den Energietransfer über den Wärmetauscher wird die geforderte Vorlauftemperatur über das angesteuerte Regelventil konstant gehalten. Die Regelung hat zur Folge, dass sich im System verschiedene Druckverhältnisse einstellen können. Diese werden durch den Öffnungsgrad des Regelventils bestimmt. Dadurch ist eine Volumenstromänderung abhängig von der Regelventilstellung zu beobachten, die sich trotz der mit konstanter Drehzahl laufenden Pumpe (P2) einstellt. Zum Ausgleich der Druckunterschiede wird eine Vorförderpumpe (P1) verbaut, die den Druck vor dem Regelventil konstant halten und für eine kontinuierliche Umwälzung im Primärkreislauf sorgen soll. Eine manuelle Feinjustierung des Volumenstroms über das Drosselventil ist dennoch notwendig, da auch die Vorförderpumpe (P1) keiner Regelung unterliegt. Der Volumenstrom wird durch ein magnetisch-induktives Durchflussmessgerät (vgl. Abschnitt 3.4.2) im Rücklauf gemessen und an die Messwarte übergeben [2, 3].

Die Temperaturen werden an verschiedenen Stellen der Speichereinrichtung aufgenommen, um einerseits Daten für die Auswertung zu sammeln und andererseits Regel- und Kontrollgrößen für die Regelung bereitzustellen. Die beiden Temperaturen $\vartheta_{oben_Speicher}$ und $\vartheta_{unten_Speicher}$ am Speicher, sowie die Temperaturen ϑ_{VL} und ϑ_{RL} im Vor- und Rücklauf, werden durch PT-100 Mantelwiderstandsthermometer aufgenommen (Vgl. Abschnitt 3.4.1). Um die Umgebungstemperatur zu messen, wird ein weiterer PT-100 Temperaturfühler mit einem Strahlungsschild versehen und in der Halle aufgehängt. Zur Kontrolle der im Primärkreislauf anliegenden Wassertemperatur ist ein Kontakttemperaturfühler am Zulaufrohr vor dem Regelventil positioniert.

Die Vorversuche haben ergeben, dass sich der Speichertank wenig resistent gegen inneren Überdruck verhält. Durch die quaderförmige Bauweise kann es zu Verformungen auf den geraden Flächen und zu Undichtigkeiten im Eckbereich kommen. Daraufhin wurde der maximal zulässige innere Überdruck auf 1 bar festgelegt. Um die Druckverhältnisse im Speicher kontrollieren zu können, ist am unteren Anschluss ein analoges Manometer des Herstellers *Tecsis GmbH* (siehe Abbildung 3.2, rechts oben) angebracht. Für die Überprüfung eines möglichen Druckverlustes über die Packungsdichte der Wellschläuche sind darüber hinaus an jeweils beiden Anschlüssen des Speichers ein Druckmessumformer des Herstellers *WIKA Alexander Wiegand SE & Co. KG* installiert, die die Messwerte an den Messcomputer übergeben.

Alle Messwerte, die für die Auswertung benötigt werden, werden über einen *Isolated Measurement Pod* (IMP) an die Messkarte übergeben und dort mit der Messsoftware *Klimamessstand* des Herstellers *VisiConsult GmbH* aufgenommen und für die Auswertung gespeichert.

3.4.1 Temperaturmessung

Für die Berechnung der Leistung sind die gemessenen Temperaturen von zentraler Bedeutung. Die nötigen Größen werden im Versuchsaufbau durch Mantelwiderstandsthermometer des Herstellers *Temperatur Messelemente Hettstedt GmbH* gemessen. Die Spezifikationen dieser Messeinrichtung ist in folgender Tabelle dargestellt.

Technische Spezifikationen des Mantelwiderstandsthermometers	
Bezeichnung	Kabelfühler mit Schutzrohr
Temperaturbereich (Variantenabhängig)	-180 °C bis ca. 400 °C
Toleranzklasse	A
Abweichung bei 0 °C (+/-)	0,15 K
Anschlussart	4-Leitertechnik

Tabelle 3.3: Technische Daten des verwendeten Temperaturfühlers PT100 [10]

Das Temperaturmeselement des Messfühlers besteht aus einem Platinwiderstand, der aufgrund seines Temperaturverhaltens häufig in der Messtechnik eingesetzt wird. In der DIN EN 60751 ist der Nennwiderstand für Platintemperaturmeselemente für bestimmte Temperaturen genormt. Aufgrund des Materials und seiner Eigenschaften wird der verwendete Temperaturfühler als PT-100 bezeichnet. Das bedeutet, dass dieser Temperaturfühler einen Widerstandswert $R_0 = 100 \Omega$ bei 0°C hat. Platin ist ein Werkstoff mit positivem Temperaturkoeffizient (PTC), wodurch der elektrische Widerstand mit steigender Temperatur größer wird. Der Vorteil bei der Anwendung von Platinwiderständen ist der nahezu lineare Zusammenhang zwischen Widerstand und Temperatur. In der DIN EN 60751 ist ein Polynom 2. Grades beschrieben mit dem Widerstandswerte für Temperaturen $\geq 0^\circ\text{C}$ berechnet werden können.

$$R_{\vartheta} = R_0 \cdot (1 + 3,90802 \cdot 10^{-3} \text{ }^\circ\text{C}^{-1} \cdot \vartheta - 5,802 \cdot 10^{-7} \text{ }^\circ\text{C}^{-2} \cdot \vartheta^2) \quad (23)$$

Im Temperaturbereich unter 0°C beschreibt die Kennlinie ein Polynom 3. Grades. Im Rahmen des durchzuführenden Messungen, werden keine Temperaturen Außerhalb des Geltungsbereichs der Formel (34) untersucht, wodurch die Darstellung des zugehörigen Polynoms für Temperaturen $< 0^\circ\text{C}$ entfällt [10, 11].

Die verwendeten Messfühler werden in einem Temperierbecken auf definierte Temperaturbereiche zwischen 10°C und 30°C kalibriert. Die dabei gemessenen Temperaturkoeffizienten werden in das Messprogramm eingetragen, um höhere Genauigkeiten für den jeweiligen Anwendungsfall zu erzielen.

3.4.2 Durchflussmessung

In der Regelstation ist, neben einem im Vorlauf installierten Durchflussmesser mit Schwebekörper, ein magnetisch-induktives Durchflussmessgerät des Herstellers *Krohne Messtechnik GmbH & Co. KG* verbaut. Das Messgerät wurde installiert, um die Aufnahme und Speicherung der Volumenstromwerte während der Messzyklen zu ermöglichen. Die technischen Spezifikationen sind in Tabelle 3.4 dargestellt.

Technische Spezifikationen des Durchflussmessers	
Bezeichnung	IFM 5080 K
Messumformer	FC 090 IMoCom
Nennweite	DN 25
Messwertbereich	$\dot{V} = 0 \dots 1200 \text{ l/h}$
Messunsicherheit	$\leq 0,3 \%$
Arbeitsbereich	$I = 4 \dots 20 \text{ mA}$
Ausgangssignal	$U = 2 \dots 10 \text{ V}$

Tabelle 3.4: Technische Daten des verwendeten Durchflussmessgeräts [12]

Mit Hilfe der Abbildung 3.13 wird das Funktionsprinzip des magnetisch-induktiven Durchflussmessers verdeutlicht.

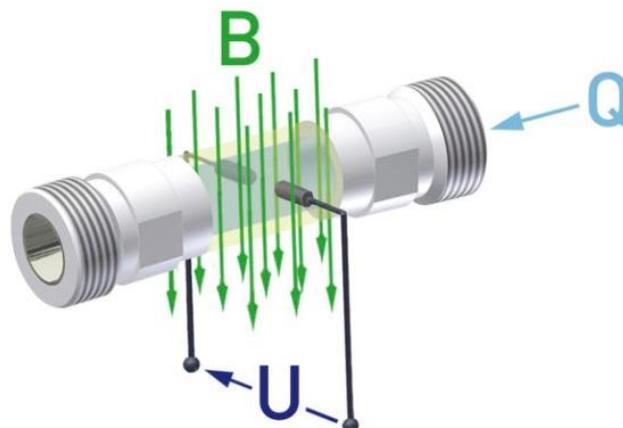


Abbildung 3.13: Funktionsprinzip des magnetisch-induktiven Durchflussmessgerätes [12]

Das zu messende Medium strömt mit der Geschwindigkeit u durch einen definierten Querschnitt $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$. Dabei bewegt es sich durch ein senkrecht zur Fließrichtung gerichtetes Magnetfeld B . Die durch die Fließbewegung induzierte Spannung U ist direkt proportional zur mittleren Fließgeschwindigkeit u .

Unter der Berücksichtigung der Gerätekonstante K ergibt sich folgende Formel:

$$u = \frac{U}{K \cdot B \cdot d} \quad (24)$$

Mit der berechneten Fließgeschwindigkeit u und der durch den Durchmesser festgelegten Querschnittsfläche A kann der Volumenstrom berechnet und ausgegeben werden.

3.4.3 Druckmessung

Die im Speicher herrschenden Drücke werden durch ein Druckmessumformer der Firma *Wika* aufgenommen. Der zur Verfügung stehende Sensor hat folgende Kennwerte.

Technische Spezifikationen des Druckmessumformers	
Bezeichnung	S-10
Druckbereich (relativ)	0 bar bis 6 bar
Ausgangssignal	0 V bis 10 V
Versorgungsspannung	14 V bis 30 V
Messprinzip	Widerstandsänderung

Tabelle 3.5: Technische Daten des verwendeten Druckfühlers [13]

Die Druckänderung im System hat eine kontrollierte Verformung der Messmembran im Messumformer zur Folge. Diese Verformung wird durch mehrfach positionierte Dehnungsmessstreifen aufgenommen, die durch Dehnung/Stauchung ihren Widerstand ändern. Diese Messmethode basiert auf der Formel für den elektrischen Widerstand:

$$R = \rho \cdot \frac{l}{A} \quad (25)$$

Der elektrische Widerstand wird durch die geometrischen Abmessungen und dem material-spezifischen Widerstand ρ berechnet. Durch die Verformung ändert sich der elektrische Widerstand proportional zur Verformung.

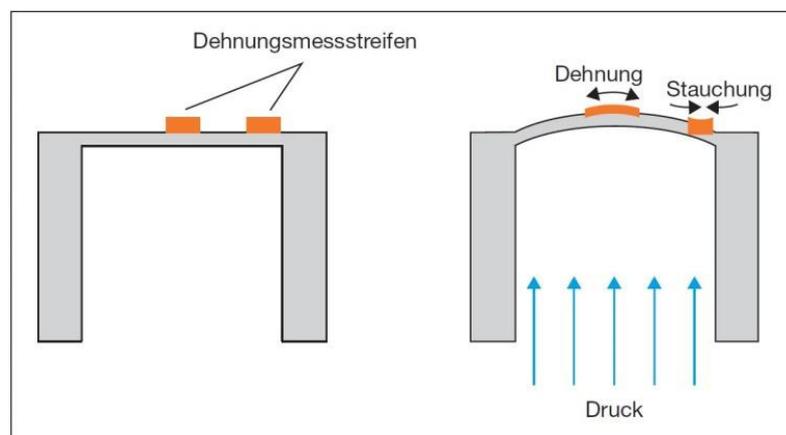


Abbildung 3.14: Messprinzip des Druckfühlers [13]

Mit der Verformung der Messmembran wird die Widerstandsänderung der Dehnungsmessstreifen aufgenommen und als Messsignal ausgegeben. Für die genaue Messung der Widerstandsänderung sind die Dehnungsmessstreifen zu einer Wheatstone'schen Messbrücke verschaltet [13].

4 Versuchsdurchführung und Berechnungen

In diesem Abschnitt werden das Vorgehen bei der Leistungsmessung und die Rechenprozesse für die Auswertung beschrieben. Darüber hinaus wird ein Rechenbeispiel für den Wärmestrom ins Innere eines Welschlauchs angeführt, um die Mechanismen bei der Wärmeübertragung aufzuzeigen. Die für die Auswertung wichtige Auswertetabelle wird am Ende des Abschnitts anhand eines Beispieltemperatursprung erläutert.

4.1 Versuchsaufbau

Für die messtechnische Bewertung des latenten Energiespeichers werden mehrere Speicheryklen auf verschiedenen Temperaturniveaus durchgeführt. Der auf das System gegebene Temperatursprung wird dabei von unterschiedlichen Starttemperaturen ausgeführt. Diese werden so ausgewählt, dass sie unter der Phasenwechseltemperatur des *Parafol 16-97* liegen und dieses als gänzlich erstarrt angenommen werden kann. Der durch die Regelung hergestellte Zustand wird so lange konstant gehalten, bis dem System Wärme zugeführt wird. Der eingestellte Temperatursprung wird ebenfalls durch die Regelung der Vorlauftemperatur des Speichers ermöglicht. Damit der Phasenwechsel während des Ladevorgangs vollständig vollzogen werden kann, liegt die ausgewählte Zieltemperatur über der Phasenwechseltemperatur des PCM.

Unabhängig vom Anwendungszweck als Kältespeicher wird der Versuchsspeicher im Folgenden als thermischer Energiespeicher angenommen und die Ladevorgänge aus thermodynamischer Sicht benannt. Das bedeutet, dass die Zufuhr eines positiven Wärmestroms als Beladevorgang und die Entnahme der Wärme als Entladevorgang bezeichnet wird. Die jeweilige Ladephase ist dann abgeschlossen, wenn der Speicher erneut einen stationären Zustand erreicht hat. Ist der stationäre Zustand hergestellt, wird der Speichervorlauf und die Energiezufuhr umgeschaltet (vgl. Abschnitt 3.4), um die Entladung einzuleiten.

Das Messprogramm hat während der Messung ein Messintervall von zwei Sekunden. Dabei werden die im Speicher herrschenden Zustände dokumentiert und nach Abschluss der Messung im Messprotokoll gespeichert. Das Messprotokoll kann anschließend mit Hilfe der Auswertedatei bezüglich der Leistungsdaten bewertet werden.

Der Versuchsaufbau wird in drei Phasen aufgeteilt. In der ersten Phase wird untersucht in welchem Temperaturbereich der komplette Phasenwechsel vollzogen werden kann ohne sich einem zu großen sensiblen Speicheranteil zu bedienen. Unter Berücksichtigung der zu erwartenden Hysterese wird so die ideale Temperaturdifferenz für möglichst hohe Speicherdichten bestimmt. Neben der erreichten Speicherdichte sind auch die Ladezeiten ein Kriterium für die Auswahl der Ecktemperaturen. Zum Erreichen niedriger Ladezeiten muss wäh-

rend des Phasenwechsels eine ausreichend große Temperaturdifferenz anliegen. Dafür werden die Zieltemperaturen der jeweiligen Ladephase bei konstantem Volumenstrom untersucht. Ausgehend von den Untersuchungen am vorangegangenen Versuchsaufbau (vgl. Abschnitt 1.2) wird zunächst ein Volumenstrom von 750 l/h angesetzt.

In der zweiten Phase wird der Einfluss des Volumenstroms auf die Ladezeiten untersucht. Dabei werden die Strömungsgeschwindigkeiten variiert, womit der Wärmeübergang verbessert und die Ladezeiten reduziert werden sollen. Die Auswahl der Volumenströme basiert dabei auf den Strömungsgeschwindigkeiten der vorangegangenen Arbeiten (vgl. Abschnitt 1.2). Daraus ergeben sich zu untersuchende Volumenströme von 500 l/h und 750 l/h. Darüber hinaus wird in diesem Versuchsaufbau der größtmögliche Volumenstrom untersucht. Diesem wird sich in 250 l/h-Schritten angenähert und ist erreicht, wenn der innere Überdruck des Speichers durch den Gegenstaudruck im Ausströmbereich 1 bar überschreitet oder die maximale Förderleistung der Pumpe erreicht wird.

Um den Einfluss der Anströmung der Wellschläuche auf die Hysterese und die Ladezeiten beurteilen zu können, werden die Stacks in der dritten Phase der Leistungsmessung vertikal angeordnet. Durch den kleineren freien Querschnitt sollen bei gleichem Volumenstrom höhere Strömungsgeschwindigkeiten als bei der horizontalen Anordnung erreicht werden. Das könnte sich positiv auf den Wärmeübergang auswirken.

4.2 Versuchsvarianten

Für die Bezeichnung der einzelnen Versuchsvarianten wird im Rahmen dieser Bachelorthesis ein Variantenschlüssel verwendet, der sich wie folgt definiert:

$$X_1 - X_2 - X_3 - X_4$$

mit	X_1 :	Starttemperatur des Speicherzyklus, variiert zwischen 14 °C und 16 °C.
	X_2 :	Zieltemperatur des Speicherzyklus, variiert zwischen 19 °C und 22 °C.
	X_3 :	Ausrichtung der Stacks, unterscheidet die Lage der Stacks „hor“ für horizontal „vert“ für vertikal
	X_4 :	Volumenstrom des Wassers in l/h

Die in dieser Thesis dargestellten Versuchsvarianten unterscheiden sich maßgeblich in den Zieltemperaturen, den Temperaturdifferenzen zwischen Start- und Zieltemperatur, der Stackanordnung und dem Volumenstrom. In der folgenden Tabelle ist eine Übersicht der aufgenommenen Versuchsvarianten und den dazugehörigen Randbedingungen dargestellt:

Variante	Temperaturdifferenz zwischen Start- und Zieltemperatur ΔT	Anordnung der Stacks	Volumenstrom \dot{V}_{Sp}
Phase 1			
14-20_hor_750	6 K	horizontal	750 l/h
14-21_hor_750	7 K	horizontal	750 l/h
15-19_hor_750	4 K	horizontal	750 l/h
15-20_hor_750	5 K	horizontal	750 l/h
15-21_hor_750	6 K	horizontal	750 l/h
16-19_hor_750	3 K	horizontal	750 l/h
16-20_hor_750	4 K	horizontal	750 l/h
16-21_hor_750	5 K	horizontal	750 l/h
16-22_hor_750	6 K	horizontal	750 l/h
Phase 2			
15-20_hor_500	5 K	horizontal	500 l/h
15-20_hor_1000	5 K	horizontal	1000 l/h
15-20_hor_1250	5 K	horizontal	1250 l/h
15-21_hor_500	6 K	horizontal	500 l/h
15-21_hor_1000	6 K	horizontal	1000 l/h
15-21_hor_1250	6 K	horizontal	1250 l/h
16-19_hor_1250	3 K	horizontal	1250 l/h
16-20_hor_1000	4 K	horizontal	1000 l/h
16-20_hor_1250	4 K	horizontal	1250 l/h
Phase 3			
15-20_vert_1250	5 K	vertikal	1250 l/h
15-21_vert_1250	6 K	vertikal	1250 l/h
15-22_vert_1250	7 K	vertikal	1250 l/h
16-19_vert_1250	3 K	vertikal	1250 l/h
16-20_vert_1250	4 K	vertikal	1250 l/h
16-21_vert_1250	5 K	vertikal	1250 l/h
16-22_vert_1250	6 K	vertikal	1250 l/h

Tabelle 4.1: Übersicht der aufgenommenen Temperatursprünge

4.3 Berechnungsgrundlagen für die Leistungsmessung

Die Validierung der Messergebnisse erfolgt über den Vergleich mit der theoretisch erreichbaren Speicherkapazität $Q_{ges,theo}$. Unter Berücksichtigung aller Komponenten ergibt sich aus der Formel (20) folgender Ausdruck:

$$Q_{ges,theo} = (m_W \cdot c_{p,W} + m_{VA,ges} \cdot c_{p,VA} + m_{PCM} \cdot c_{p,PCM,m}) \cdot \Delta T + H_s \quad (26)$$

Die für die Gleichung benötigten Massen und Stoffwerte werden in Tabelle 4.2 spezifiziert. Die Massen der Edelstahlbauteile werden zu $m_{VA,ges}$ zusammengefasst. Das Wellschlauchgewicht entspricht dabei dem Leergewicht und wird mit einer Feinwaage gemessen. Die Schmelzenthalpie h_s des *Parafol 16-97* wird vom Hersteller mit 236 kJ/kg angegeben und zusammen mit der Gesamtmasse des PCM für die Berechnung angesetzt. Die Temperaturdifferenz ΔT entspricht dem auf das System gegebenen Temperatursprung.

Bauteil	Material	Masse	Spez. Wärmekapazität
Speichertank	Edelstahl 1.4301	$m_{VA,SP} = 95,00 \text{ kg}$	$c_{p,VA} = 0,50 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$
Energieträgermedium	Wasser	$m_W = 285,82 \text{ kg}$	$c_{p,W} = 4,183 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ (20 °C, 1 bar)
Wellschläuche	Edelstahl 1.4404	$m_{VA,WS} = 101,56 \text{ kg}$	$c_{p,VA} = 0,50 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$
Stacks	Edelstahl 1.4301	$m_{VA,ST} = 27,00 \text{ kg}$	$c_{p,VA} = 0,50 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$
PCM	Parafol 16-97	$m_{PCM} = 90,29 \text{ kg}$	$c_{p,PCM,m} = 3,25 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ (Mittelwert)

Tabelle 4.2: Berechnungsdaten für den PCM-Speicher

Um aus den Messwerten die Speicherkapazität berechnen zu können, wird für jeden Messpunkt die übertragene Leistung nach Gleichung (38) berechnet. Die für die Temperaturdifferenz eingesetzten Temperaturen entsprechen den Vor- und Rücklauftemperaturen des jeweiligen Messpunktes.

$$\dot{Q}_{Sp} = \dot{m}_W \cdot c_{p,W} \cdot (\vartheta_{VL,Sp} - \vartheta_{RL,Sp}) \quad (27)$$

Der Massenstrom des Wassers \dot{m}_W resultiert dabei aus dem zum Messzeitpunkt aufgenommenen Volumenstrom und der Dichte des Wassers:

$$\dot{m}_W = \dot{V}_W \cdot \rho_W \quad (28)$$

Mit der Integration über die Zeit ergeben die berechneten Leistungen die für den Ladevorgang tatsächlich gespeicherte Energiemenge. Die Integrationsgrenzen werden durch den Startzeitpunkt der Messung t_1 und dem Moment des Erreichens der Zieltemperatur im Speicherrücklauf t_2 definiert. Dieses Zeitintervall entspricht parallel der Dauer des jeweiligen Ladevorgangs.

Für die Komplettierung der Energiebilanz um den Speicher wird gemäß Formel (29) der kumulierten Leistung Q_{Sp} der Transmissionswärmeverlust $Q_{Sp,Ver}$ über die Speicherwände hinzuaddiert. Die Berechnung des Verlustwärmestroms $\dot{Q}_{Sp,Ver}$ folgt in Abschnitt 4.8.

$$Q_{Sp} = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{Sp} dt + \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{Sp,Ver} dt \quad (29)$$

Im weiteren Verlauf der Speicherbewertung muss aus der gemessenen Kapazität die Speicherdichte C_{Sp}^* und der Speicherfaktor S_{Sp} berechnet werden. Die Speicherdichte wird nach Formel (21) berechnet. Der Speicherfaktor ist eine dimensionslose Kennzahl, die den Vergleich verschiedener Speicher erlaubt. Dafür werden die jeweiligen Speicherdichten ins Verhältnis gesetzt. Aus dem Speicherfaktor wird die Zunahme der Speicherkapazität ersichtlich, womit eine Aussage über die Speicherqualität getroffen werden kann.

$$S_{Sp} = \frac{C_{Sp,1}^*}{C_{Sp,2}^*} \quad (30)$$

Für die Berechnung des Speicherfaktors muss zunächst die Speicherdichte des Vergleichspeichers berechnet werden. Der PCM-Speicher soll mit einem konventionellen Wasserspeicher verglichen werden, in dem die Berechnung der Speicherkapazität des Wasserspeichers Q_{KW} nach Formel (20) erfolgt. Das eingesetzte Speichermedium ist Wasser, wodurch keine Konstruktionsbauteile bis auf die Speicherwände für die Berechnung berücksichtigt werden müssen. Für die Speicherdichte des Wasserspeichers ergibt sich:

$$C_{Sp,KW}^* = \frac{Q_{Sp,KW}}{V_{Sp}} = \frac{(m_{W,KW} \cdot c_{p,W} + m_{VA,SP} \cdot c_{p,VA}) \cdot \Delta T}{V_{Sp}} \quad (31)$$

Im Betrieb als Wasserspeicher steht dem Speichermedium das komplette Speichervolumen zur Verfügung, wodurch eine andere Wassermasse $m_{W,KW}$ im Vergleich zum PCM-Speicher vorliegt. Diese ergibt sich aus dem Volumen und der Wasserdichte.

$$m_{W,KW} = V_{Sp} \cdot \rho_W \quad (32)$$

Zusammengefasst wird der Speicherfaktor nach Formel (33) bestimmt.

$$S_{Sp} = \frac{(m_W \cdot c_{p,W} + m_{VA,ges} \cdot c_{p,VA} + m_{PCM} \cdot c_{p,PCM,m}) \cdot \Delta T + H_s}{(V_{Sp} \cdot \rho_W \cdot c_{p,W} + m_{VA,SP} \cdot c_{p,VA}) \cdot \Delta T} \quad (33)$$

4.4 Berechnung der Strömungsgeschwindigkeiten

In der zweiten Phase der Messungen sollen die Volumenströme variiert werden. In diesem Abschnitt wird jedem Volumenstrom die zugehörige Strömungsgeschwindigkeit für die horizontale und vertikale Anordnung der Wellschläuche zugeordnet. Für die Berechnung der Strömungsgeschwindigkeiten wird der freie Querschnitt an der Stackeintrittsfläche zu Grunde gelegt. Allerdings resultieren aus der Form der Wellschläuche keine konstanten Strömungsprofile, womit die Berechnung über den freien Strömungsquerschnitt einen Mittelwert der tatsächlichen Geschwindigkeiten ergibt.

Für die horizontale Lage der Stacks wird die Strömungsgeschwindigkeit v_0 im Einströmbereich des Stacks $A_{ST,hor}$ berechnet. Die versetzte Anordnung der Wellschläuche kann bei der Berechnung der Reynolds-Zahl mit dem Korrekturfaktor ψ berücksichtigt werden (vgl. Abschnitt 4.5).

$$A_{ST,hor} = (0,701 \cdot 0,375) m^2 = 0,263 m^2 \quad (34)$$

Mit dem nachstehenden Ausdruck wird die Strömungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Volumenstroms dargestellt [14]:

$$v_0 = \frac{\dot{V}}{A_S} \quad (35)$$

In der vertikalen Anordnung wird die Stackeintrittsfläche $A_{ST,vert}$ durch die offenen Stirnseiten beider Stacks bestimmt. Im Einströmbereich befinden sich 350 Wellschläuche, die mit der gemittelten Grundfläche für die Berechnung herangezogen werden. Daraus resultiert die von den Wellschläuchen eingenommene Fläche $A_{WS,vert}$. Für die Berechnung der durchströmten Fläche im vertikalen Zustand werden die beiden Flächen miteinander subtrahiert ($A_{S,vert} = A_{ST,vert} - A_{WS,vert}$). Mit den berechneten Querschnittsflächen werden mit der Formel (35) folgende Strömungsgeschwindigkeiten berechnet:

Volumenstrom \dot{V}	Strömungsgeschwindigkeit Horizontal ($A_{S,hor} = 0,263 m^2$)	Strömungsgeschwindigkeit Vertikal ($A_{S,vert} = 0,0725 m^2$)
$500 \frac{l}{h}$	$0,00053 \frac{m}{s}$	$0,00192 \frac{m}{s}$
$750 \frac{l}{h}$	$0,00079 \frac{m}{s}$	$0,00287 \frac{m}{s}$
$1000 \frac{l}{h}$	$0,00106 \frac{m}{s}$	$0,00383 \frac{m}{s}$
$1250 \frac{l}{h}$	$0,00132 \frac{m}{s}$	$0,00479 \frac{m}{s}$
$1500 \frac{l}{h}$	$0,00159 \frac{m}{s}$	$0,00575 \frac{m}{s}$

Tabelle 4.3: Berechnete Strömungsgeschwindigkeiten für verschiedene Volumenströme

4.5 Berechnung der Reynolds-Zahlen

Der Zusammenhang zwischen Strömungsgeschwindigkeit und dem Wärmeübergang wird deutlich über die Berechnung der Reynolds-Zahl. Wie in Abschnitt 2.5.2 beschrieben hat die Reynolds-Zahl einen großen Einfluss auf die Berechnung der Nusselt-Zahl. Diese steht wiederum in direkter Abhängigkeit mit dem Wärmeübergangskoeffizienten, mit dem der übertragbare Wärmestrom berechnet werden kann.

Als Beispiel für die Bestimmung des Übergangskoeffizienten wird die horizontale Lage der Stacks und damit die Queranströmung der Welschläuche gewählt. Gemäß Formel (7) muss zunächst die Nusselt-Zahl berechnet werden. Die dafür benötigte Prandtl-Zahl $Pr = 7,6489$ wird aus den Stoffwerten von Wasser bei 18 °C^2 entnommen, während die den Volumenströmen entsprechenden Reynolds-Zahlen im folgenden Schritt berechnet werden.

Das Wellenprofil der Makroverkapselung erschwert die Berechnung der Reynolds-Zahl. Zum einen wird die Korrektur der Strömungsgeschwindigkeit nur näherungsweise durchgeführt, zum anderen ist die charakteristische Länge L nicht eindeutig bestimmbar. Zur Vereinfachung wird der gewellte Schlauch als Rippenrohr mit der Rippenhöhe $h = d_a - d_i$ betrachtet, womit sich die Überströmlänge L nach Formel (36) ergibt [14].

$$L = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{d_a^2 + h^2} \quad (36)$$

Unter Berücksichtigung mehrerer Rohre die zu einem versetzten Rohrbündel zusammengeschaltet werden, muss die Formel (12) für die Reynolds-Zahl angepasst werden. Dafür wird eine Korrektur der mittleren Geschwindigkeit vorgenommen, die im folgenden Ansatz beschrieben wird:

$$u = \frac{v_0}{\psi} \quad (37)$$

Der Korrekturfaktor ψ ergibt sich aus der Geometrie des Rohrbündels und ist im folgenden Ausdruck definiert. Dieser ist gültig für das Kriterium $b < 1$:

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a \cdot b} \quad (38)$$

Die geometrischen Zusammenhänge zur Berechnung von ψ sind in der Skizze in Abbildung 4.1 dargestellt. Die Längen s_1 und s_2 sind dabei durch die Radien der Abschlussbleche am Welschlauchende festgelegt [15].

² 18 °C ist die angestrebte mittlere Temperatur bei den Temperatursprüngen. Für den Bezug ist eine Interpolation nötig.

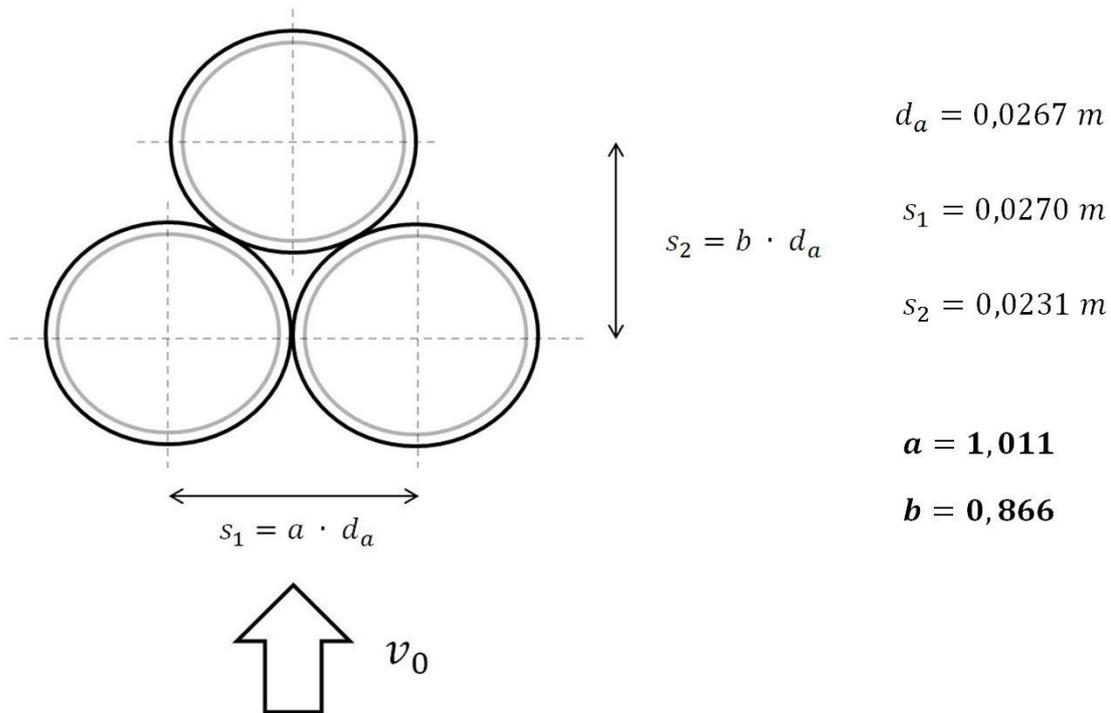


Abbildung 4.1: Skizze der geometrischen Zusammenhänge der Wellerschlauchanordnung [15]

Zusammengefasst wird für die Berechnung der Reynolds-Zahl folgender Ansatz gewählt:

$$Re = \frac{\frac{v_0}{\psi} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{d_a^2 + h^2}}{\nu} \quad (39)$$

Die mit der dynamischen Viskosität von Wasser bei 18 °C und der dem Volumenstrom entsprechenden Geschwindigkeit errechneten Reynolds-Zahlen sind in Tabelle 4.4 aufgeführt. Die Anströmung eines Querangeströmten Rohres hat seinen Umschlagpunkt zwischen laminarer und turbulenter Strömung bei einer Reynolds-Zahl von 1000. Eine turbulenterere Strömung wirkt sich dabei positiv auf den Wärmeübergang aus [14].

4.6 Berechnung der Nusselt-Zahlen

Mit Hilfe der errechneten Reynolds-Zahlen können im folgenden Abschnitt die Nusselt-Zahlen bestimmt werden. Dafür muss ein Ansatz gefunden werden, der für die erzwungene Konvektion eines quer angeströmten Rohrbündels gültig ist. Dafür wird zunächst die Nusselt-Zahl Nu_1 für Einzelrohre bzw. eine einzelne Rohrreihe berechnet [14]:

$$Nu_1 = \left\{ 0,3 + \left[0,441 \cdot Re \cdot Pr^{0,667} + \frac{Re^{1,6} \cdot Pr^2}{[27,027 + 66,027 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{0,667} - 1)]^2} \right]^{0,5} \right\} \cdot K_t \quad (40)$$

Der Korrekturfaktor K_t wurde eingeführt, um eine Berücksichtigung der Stoffwertabhängigkeit zu gewährleisten, sollten für den Wärmeübergang andere Fluide als Wasser eingesetzt werden. Wenn das strömende Fluid Wasser ist wird der Korrekturfaktor $K_t = 1$ gesetzt. Das weitere Vorgehen verlangt die Einbringung eines weiteren Terms, der die Nusselt-Zahl für ein versetztes Rohrbündel mit n Rohrreihen berechnet.

Dieser Term besitzt im Bereich $10 < Re < 10^6$ und $0,6 < Pr < 1000$ seine Gültigkeit:

$$Nu = Nu_1 \cdot \left[1 + \frac{2 \cdot d_a}{3 \cdot s_2} \cdot \left(1 - \frac{1}{n} \right) \right] \quad (41)$$

Aus dieser Formel lässt sich der Einfluss der Rohrreihenzahl n auf den konvektiven Wärmeübergang im Speicher ableiten. Aus der versetzten Anordnung der Welschläuche resultiert zunächst ein starker Anstieg der Nusselt-Zahl Nu . Mit steigender Rohrreihenzahl flacht der Anstieg ab, bis die Nusselt-Zahl nahezu stagniert. Zur Verdeutlichung ist der Verlauf des Anstiegs über der Rohrreihenzahl n bei einem Volumenstrom von 750 l/h in Abbildung 4.2 aufgetragen. Im Speichertank sind zwei Stacks mit jeweils 14 Rohrreihen in Reihe geschaltet, womit sich eine Rohrreihenzahl von $n = 28$ ergibt [14].

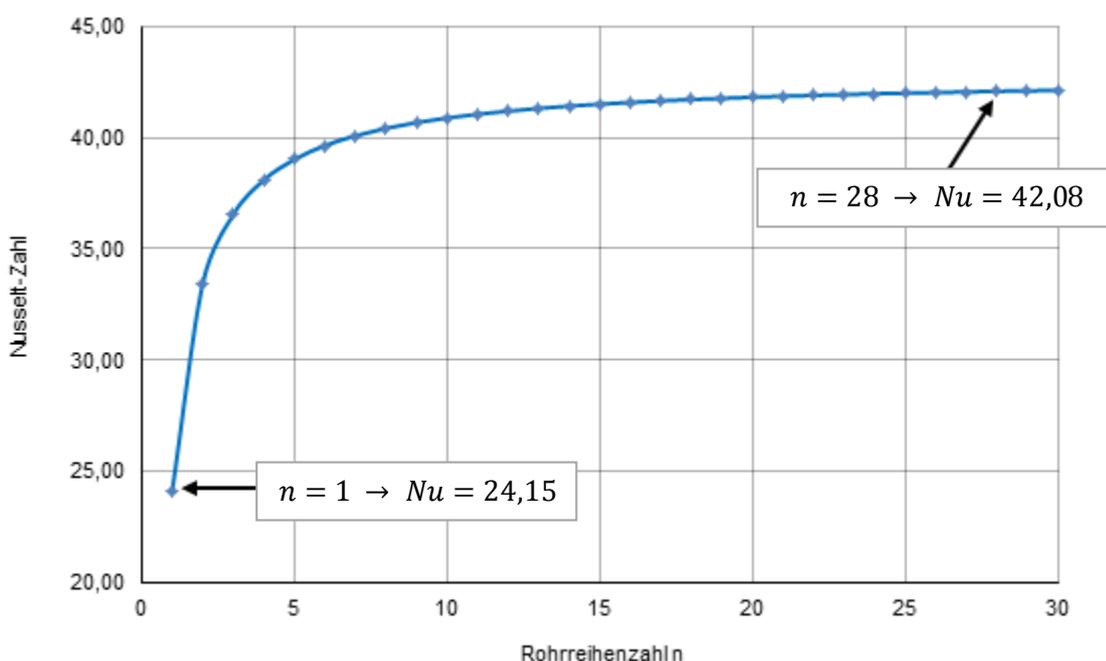


Abbildung 4.2: Einfluss der Anzahl der Rohrreihen auf die Nusselt-Zahl (Beispiel bei 750 l/h)

Aus der versetzten Anordnung der Welschläuche ergibt sich eine Verbesserung des Wärmeübergangs, der mit dem Betrieb in der horizontalen Lage der Stacks verknüpft ist.

4.7 Bestimmung des übertragbaren Wärmestroms

Nach Formel (7) kann aus den berechneten Werten der Wärmeübergangskoeffizient α bestimmt und für die verschiedenen Volumenströme in Tabelle 4.4 dargestellt werden.

Volumenstrom \dot{V}	Reynolds-Zahl	Nusselt-Zahl	Wärmeübergangskoeffizient
$500 \frac{l}{h}$	208,92	34,20	$470,85 \frac{W}{m^2K}$
$750 \frac{l}{h}$	313,38	42,08	$579,34 \frac{W}{m^2K}$
$1000 \frac{l}{h}$	417,84	48,84	$672,38 \frac{W}{m^2K}$
$1250 \frac{l}{h}$	522,30	54,88	$755,61 \frac{W}{m^2K}$
$1500 \frac{l}{h}$	626,77	60,43	$831,93 \frac{W}{m^2K}$

Tabelle 4.4: Berechnete Ergebnisse für den Wärmeübergang bei verschiedenen Volumenströmen

Wie in Abschnitt 2.5 beschrieben ist die Wärmeübertragung ein Zusammenschluss mehrerer Mechanismen, die zusammen den übertragbaren Wärmestrom bestimmen. Daraus folgt, dass der größte Wärmeleitwiderstand den Wärmestrom begrenzt. Den größten Wärmeleitwiderstand weist das Paraffin im Inneren der Welschläuche auf, da dieses eine geringe Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{PCM} = 0,143 \frac{W}{m \cdot K}$ hat und keine Konvektion durch die Betrachtung als ruhendes Fluid auftritt. Das heißt, dass die Wärmeübertragung ins Innere der Welschläuche nur durch die Wärmeleitung stattfindet.

Ein Rechenansatz für die Beschreibung dieses Falls ist die Herleitung der radialen Wärmeleitung in einem Zylinder mit innerer Wärmesenke aus der Poisson-Gleichung. In Formel (42) ist die Poisson-Gleichung für den stationären Fall in Richtung des Radius r dargestellt [16]:

$$0 = \frac{d^2\vartheta}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\vartheta}{dr} + \frac{\dot{q}'''}{\lambda} \quad (42)$$

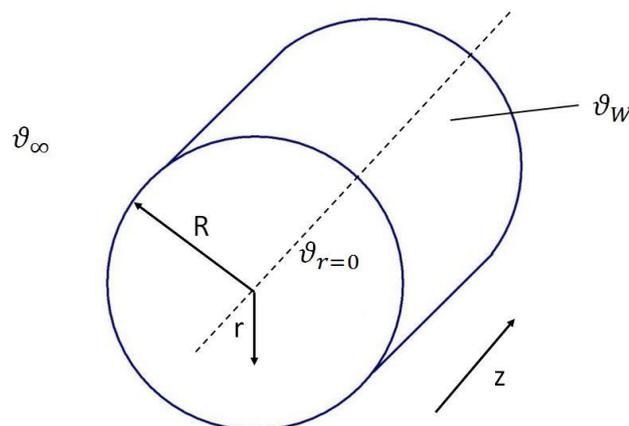


Abbildung 4.3: Skizze eines Zylinders mit Wärmesenke

In der Skizze in Abbildung 4.3 ist der Zylinder mit den relevanten Temperaturen und der Laufvariable r dargestellt. Unter der Voraussetzung eines quasistationären Zustandes für jeden einzelnen Messpunkt, können drei Fallunterscheidungen getroffen werden [16]:

- a. Wärmeübertragung vom strömenden Fluid bis in die Mitte des Rohres $r = 0$:

$$\dot{q}''' = \lambda_{PCM} \cdot \frac{4}{R_{WS,m}^2} \cdot \frac{(T_{r=0} - T_{\infty})}{\left(1 + \frac{2 \cdot \lambda_{PCM}}{\alpha_W \cdot R_{WS,m}}\right)} \quad (43)$$

- b. Wärmeübertragung von der Zylinderwand zum strömenden Fluid $r = R$:

$$\dot{q}''' = \alpha_W \cdot \frac{2}{R_{WS,m}} \cdot (T_W - T_{\infty}) \quad (44)$$

- c. Wärmeübertragung von Zylinderwand bis in die Mitte des Rohres $r = 0$:

$$\dot{q}''' = \lambda_{PCM} \cdot \frac{4}{R_{WS,m}^2} \cdot (T_{r=0} - T_W) \quad (45)$$

Die Wärmesenke \dot{q}''' mit Einheit $\left[\frac{W}{m^3}\right]$ beschreibt dabei den Energieeintrag der für den Phasenwechsel aufgewendet wird. Der für den Wärmeverlauf während des Speicherzyklus geltende Prozess wird durch den Fall a. beschrieben. Für diese Betrachtung wird der Widerstand des rostfreien Edelstahls vernachlässigt, da $\lambda_{PCM} \ll \lambda_{WS}$. Mit der weiteren Annahme $\lambda_{PCM} \ll \alpha_W$ wird festgelegt, dass der Term $\frac{2 \cdot \lambda_{PCM}}{\alpha \cdot R_{WS,m}} \approx 0$ ergibt. Daraus ergibt sich aus dem Fall a. die Formel (46).

$$\dot{q}''' = \lambda_{PCM} \cdot \frac{4}{R_{WS,m}^2} \cdot (T_{r=0} - T_{\infty}) \quad (46)$$

Neben der Einschränkung, dass für den Radius der Wellschläuche ein Mittelwert gebildet werden muss und damit ein Teil der Wärmeübertragerfläche nicht berücksichtigt werden kann, ist die Temperatur im Speicher nicht konstant. Je nach Temperatursprung ist die Temperatur von der Speicherhöhe abhängig, womit kein explizites T_{∞} für sämtliche Wellschläuche bestimmt werden kann.

Näherungsweise kann ein Wellschlauch einzeln betrachtet werden. Mit Hilfe der Formel (46) kann ein Wärmestrom von ca. 8 Watt pro Schlauch während des Phasenwechsels berechnet werden, wenn eine konstante Temperaturdifferenz von $T_{r=0} - T_{\infty} = 6 \text{ K}$ zu Grunde gelegt wird. Die Temperaturdifferenz bildet sich dabei aus der Paraffintemperatur in der Mittelachse des Wellschlauchs $T_{r=0}$ und der Wassertemperatur außerhalb der Grenzschicht T_{∞} .

4.8 Berechnung des Transmissionswärmestroms

Neben dem erwünschten Wärmestrom der von dem strömenden Fluid an das PCM übertragen wird, entsteht ein weiterer Wärmestrom, der aus dem Temperaturgefälle zwischen Wasser und der Umgebungstemperatur resultiert. Dieser Wärmestrom komplettiert die Energiebilanz um den Speichertank. Die Berechnung des Transmissionswärmestroms wird nach Formel (14) durchgeführt. Das treibende Temperaturgefälle bildet sich aus der mittleren Temperatur im Speicher $T_{Sp,m}$ und der Umgebungstemperatur T_U in der Laborhalle.

$$\Delta T = T_{\infty,1} - T_{\infty,2} = T_U - T_{Sp,m} \quad (47)$$

Die für die weitere Berechnung erforderlichen Daten können aus nachfolgender Auflistung entnommen werden. Die angegebenen Maße stammen aus der technischen Zeichnung (vgl. Abbildung 3.1), womit die äußere Speicherfläche überschlägig mit der Wärmeübertragerfläche A_{Sp} gleichgesetzt werden kann.

Zur Betrachtung des größten zu erwartenden Transmissionswärmestroms beschreiben die angegebenen Kennwerte einen Strömungsfall mit dem höchsten zu erwartenden Wärmeübergängen. Die realen Zustände im Speicher sind nicht konstant, womit zur Vereinfachung die Werte aus der Literatur herangezogen werden [2, 3].

Speichertank

Höhe	$h = 1,404 \text{ m}$
Breite	$b = 0,415 \text{ m}$
Tiefe	$t = 0,740 \text{ m}$
Wärmeübertragerfläche	$A_{Sp} = 3,857 \text{ m}^2$
Wanddicke Speicher	$s_{Sp} = 0,003 \text{ m}$
Wärmeleitfähigkeit Stahl [17]	$\lambda_{VA} = 50 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
Dicke der Isolierung	$s_{Arma} = 0,038 \text{ m}$
Wärmeleitfähigkeit Armaflex AF-19 [18]	$\lambda_{Arma} = 0,033 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
Wärmeübergangszahl Wasser zu Wand [19]	$\alpha_W = 700 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$
Wärmeübergangszahl Isolierung zu Luft [18]	$\alpha_L = 9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

Die an der Speicherwand angebrachte Isolierung s_{Arma} erhöht den Wärmeleitwiderstand, womit der Transmissionswärmestrom möglichst klein gehalten werden soll. Zusätzlich ist der Speichertank vom Hallenboden entkoppelt und am Boden isoliert, wodurch die Bodenfläche mit in der Wärmeübertragerfläche A_{Sp} berücksichtigt wird.

Eingesetzt in Formel (48) wird nachfolgend der Wärmedurchgangskoeffizient U berechnet.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_W} + \frac{s_{Sp}}{\lambda_{VA}} + \frac{s_{Arma}}{\lambda_{Arma}} + \frac{1}{\alpha_L} = 1,264 \frac{m^2 \cdot K}{W} \quad (48)$$

Zusammen mit der Wärmeübertragerfläche $A_{Sp} = 3,857 m^2$ kann nach Formel (25) eine Konstante bestimmt werden, die den Transmissionswärmestrom mit der Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Speichertemperatur und Umgebungstemperatur ins Verhältnis setzt:

$$\frac{\dot{Q}_{Sp,Ver}}{T_U - T_{Sp,m}} = 3,0511 \frac{W}{K} \quad (49)$$

Daraus folgt, dass aus einer angenommenen maximalen Temperaturdifferenz von $\Delta T_{max} = 6 K$, ein maximaler Transmissionswärmestrom $\dot{Q}_{Sp,Ver,max} = 18,31 W$ resultiert.

Während eines Speicherzyklus gibt es eine stetige Änderung der mittleren Speichertemperatur, so dass der Transmissionswärmestrom positiv und negativ behaftet sein kann. Für die Auswertung wird dementsprechend das gleiche Vorgehen wie bei der Leistungsberechnung gewählt und die kumulierten Transmissionswärmeverluste $Q_{Sp} = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{Sp,Ver} dt$ in der Energiebilanz berücksichtigt.

4.9 Auswertetabelle

Im Laufe des Versuchs werden viele Messpunkte aufgenommen. Daraus entsteht eine große Datenmenge, die für die Auswertung verarbeitet werden muss. Wie in Abschnitt 4.3 beschrieben, müssen für jeden aufgenommenen Messpunkt Berechnungen durchgeführt werden, um eine verlässliche Aussage über die Speicherleistung des Versuchsaufbaus treffen zu können. Zu diesem Zweck wird in *Microsoft Excel* eine Auswertedatei erstellt, die die aufgezeichneten Messwerte verarbeitet und die für die Bewertung nötigen Ergebnisse ausgibt.

Die vorhandene Auswertetabelle, die für die vorangegangenen Arbeiten erstellt wurde, soll erneut für den aktuellen Versuchsstand verwendet werden. Dazu werden die nötigen Spezifikationen aktualisiert und auf den größeren Speichertank angepasst. Die mit dieser Auswertetabelle erzeugten Ergebnisse erleichtern anschließend den Vergleich mit den zuvor untersuchten Speicherprototypen, da die Verarbeitung der Messergebnisse auf die gleiche Weise durchgeführt werden kann.

Aus den berechneten Werten wird in einer separaten Tabelle der Vergleich aller wichtigen Kenngrößen gezogen, womit eine Aussage über die günstigsten Speicherzyklen getroffen werden kann. Diese Kenngrößen können folgender Auflistung entnommen werden:

- Temperaturdifferenz in K
- Volumenstrom in l/h
- Kumulierte Leistung in Wh bzw. kJ
- Anteil der theoretisch erreichbaren Kapazität in %
- Be- und Entladedauer in hh:mm:ss
- Speicherdichte in Wh/dm³
- Speicherfaktor -

Neben den Berechnungen werden in der Auswertetabelle Diagramme erzeugt, die den Verlauf der Speicherzyklen beschreiben. Am Beispiel dieser Diagramme werden die dargestellten Verläufe benannt und erklärt. Die Diagramme aller aufgenommenen Messzyklen werden im Anhang A bis Y zusammengefügt.

Zur Veranschaulichung wird in den folgenden Diagrammen der Beispieltemperatursprung *15-21_hor_750* dargestellt. Das bedeutet, dass die Starttemperatur bei 15 °C und die Zieltemperatur bei 21 °C liegt. Der bei dem Versuch eingestellte Volumenstrom beträgt dabei 750 l/h. Die Abkürzung „hor“ kennzeichnet den Temperatursprung für einen Speicherzyklus in der horizontalen Lage der Stacks.

In Abbildung 4.4 werden auf der Primärachse die Temperaturen in °C und auf der Sekundärachse der Volumenstrom in l/h aufgetragen. Dargestellt über den Versuchszeitraum ergeben sich die Temperaturverläufe über den gesamten Speicherzyklus. Als Rechengrundlage sind die beiden Temperaturen des Speichervorlaufs ϑ_{VL_Sp} und des Speicherrücklaufs ϑ_{RL_Sp} (in Abbildung 4.4 mit rot und violett dargestellt) von besonderer Bedeutung. Im Temperaturverlauf des Speicherrücklaufs ϑ_{RL_Sp} ist dabei der latente Bereich des Paraffins sichtbar, der für die Erhöhung der Ladeleistung und einen annähernd isothermen Temperaturverlauf verantwortlich ist. Die weiteren Graphen zeigen die herrschende Temperatur vor dem Regelventil ϑ_{Zu_Ktr} (grün) als Kontrollgröße im Primärkreislauf und den Volumenstrom (blau) über die Versuchszeit.

Aus dem Verlauf des Volumenstroms wird der Einfluss des Regelventils ersichtlich (vgl. Abschnitt 3.4). Mit sinkender Temperaturdifferenz zwischen Speichervor- und -rücklauf wird der Öffnungsgrad des Ventils kleiner und der Volumenstrom steigt.

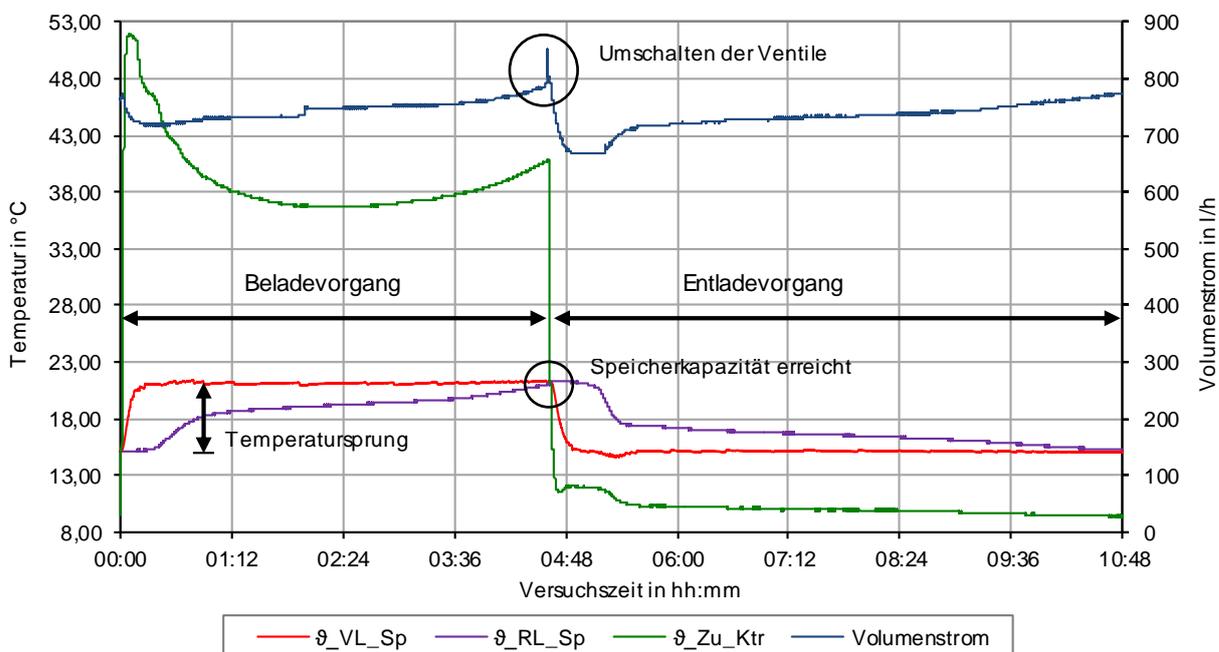


Abbildung 4.4: Speicherzyklus der Messung 15-21_hor_750

Der Volumenstrompeak am Ende des Beladevorgangs beschreibt das Umschalten der Drei-Wege-Ventile zum Wechsel des Vor- und Rücklaufs. Zeitgleich wird die Energieversorgung im Primärkreislauf umgeschaltet um den Entladevorgang einzuleiten. Dies wird durch den rapiden Temperaturabfall der Kontrolltemperatur im Primärkreislauf ϑ_{Zu_Ktr} sichtbar.

In Abbildung 3.11 in Abschnitt 3.3 wird der Kristallisationsprozess des *Parafol 16-97* anhand des Enthalpieverlaufs über der Temperatur beschrieben. Eine weitere Möglichkeit das Schmelz- und Kristallisationsverhalten darzustellen wird in der Hysteresekurve in Abbildung 4.5 gezeigt.

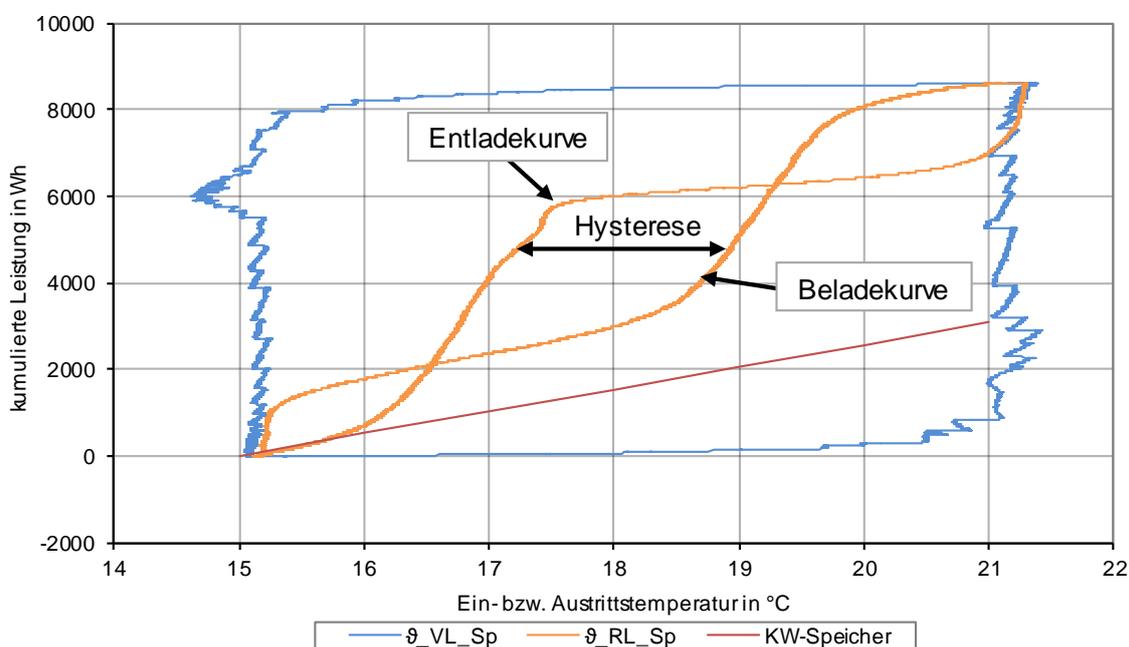


Abbildung 4.5: Hysteresekurve der Messung 15-21_hor_750

Durch das Auftragen der kumulierten Leistung über der Rücklauftemperatur ϑ_{RL_Sp} kann die Hysterese für den jeweiligen Versuchszyklus aus dem Diagramm abgelesen werden. Zum Vergleich ist der Verlauf der kumulierten Leistung eines Kaltwasserspeichers gleichen Volumens dargestellt. Der Graph verläuft entsprechend der spezifischen Wärmekapazität des Wassers (vgl. Formel (28)) linear und erreicht insgesamt eine geringere Speicherkapazität als der PCM-Speicher.

In einem weiteren Diagramm (vgl. Abbildung 4.6) soll der Zusammenhang zwischen der übertragenen Leistung und der anliegenden Temperaturdifferenz über den Speicher dargestellt werden. Dafür wird die berechnete Leistung \dot{Q}_{Sp} und die Temperaturdifferenz $\Delta T = \vartheta_{VL_Sp} - \vartheta_{RL_Sp}$ über die Zeit eines kompletten Speicherzyklus aufgetragen.

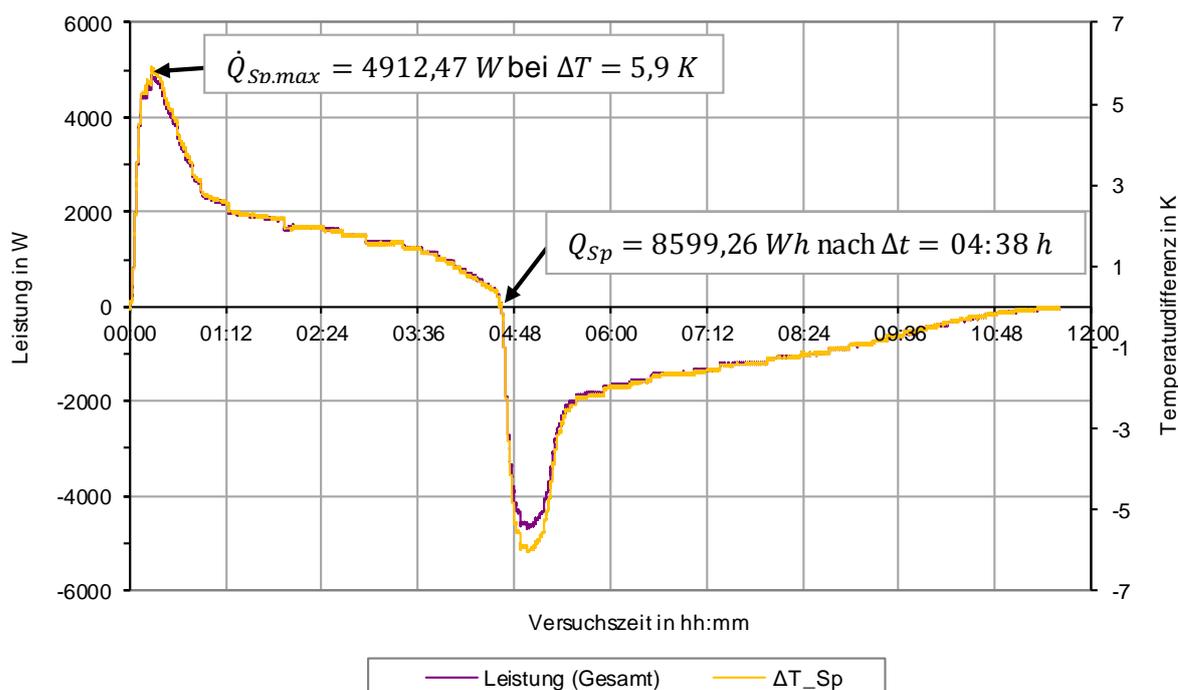


Abbildung 4.6: Leistungsverlauf während des Speicherzyklus bei 15-21_hor_750

Aus dieser Darstellung kann die maximal übertragbare Leistung $\dot{Q}_{Sp,max}$ und die Ladedauer bis zum Erreichen der Speicherkapazität abgelesen werden. Die Speicherkapazität Q_{Sp} ist dabei als das Integral über die Beladedauer definiert.

5 Messergebnisse und Auswertung

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung des PCM-Speichers ausgewertet und bezüglich der theoretischen Vorhersagen validiert. Mit Hilfe der gemessenen Daten wird der PCM-Speicher mit einem konventionellen Kaltwasserspeicher verglichen, um die Kapazitätserhöhung unter den gegebenen Randbedingungen darstellen zu können. Darüber hinaus werden die Be- und Entladezeiten hinsichtlich ihrer Praktikabilität in der Praxis bewertet und dahingehend optimiert. Die Ladezeiten werden dabei durch die Variation der Volumenströme und der Anströmungsrichtung der Stacks untersucht. Im Anschluss wird der Speicherprototyp einer überschlägigen Wirtschaftlichkeitsbetrachtung unterzogen, um den Leistungszuwachs mit den Mehrkosten ins Verhältnis setzen zu können.

5.1 Erzielte Speicherleistung (Phase 1)

Zur Berechnung der Speicherleistung muss der durch den Temperatursprung eingebrachte Wärmestrom über die Zeit gemessen werden. Zu beachten ist dabei, dass bei der Annahme der kompletten Ausnutzung des latenten Bereichs, ein konstanter Speicheranteil auf den Phasenwechsel zurückzuführen ist. Diese Speicherleistung bleibt so lange konstant, bis der Temperatursprung so klein gewählt wird, dass der latente Bereich des PCM nicht mehr vollständig durchlaufen wird. Für die Benennung des kleinstmöglichen Temperaturbereichs wird sich diesem durch Variation der Temperatursprünge angenähert. Ausgehend von der angegebenen Phasenwechseltemperatur werden die Ecktemperaturen um einen Mittelwert von ca. 18 °C (vgl. Abschnitt 4.5) ausgewählt.

Für die Beurteilung der untersuchten Temperatursprünge sind nachfolgend vollständige Speicherzyklen für die horizontale Lage der Stacks aufgeführt. Die Abbildungen 5.1, 5.2 und 5.3 zeigen die Temperaturverläufe des Speicherrücklaufs bei unterschiedlichen Starttemperaturen in Abhängigkeit der Versuchsdauer. Für diese Versuchsreihen wurde der Volumenstrom konstant bei 750 l/h gehalten.

Die beiden Kurven mit Zieltemperatur 19 °C *15-19_hor_750* (vgl. Abbildung 5.2) und *16-19_hor_750* (vgl. Abbildung 5.3) wurden zum Ende der Beladepkurve frühzeitig umgeschaltet, weil die Ladezeiten zu groß wurden. Grund dafür ist die kleine Temperaturdifferenz zwischen Phasenwechseltemperatur und Zieltemperatur, womit der übertragbare Wärmestrom zum Wasser nur geringe Temperaturerhöhungen im Speicherrücklauf zuließ.

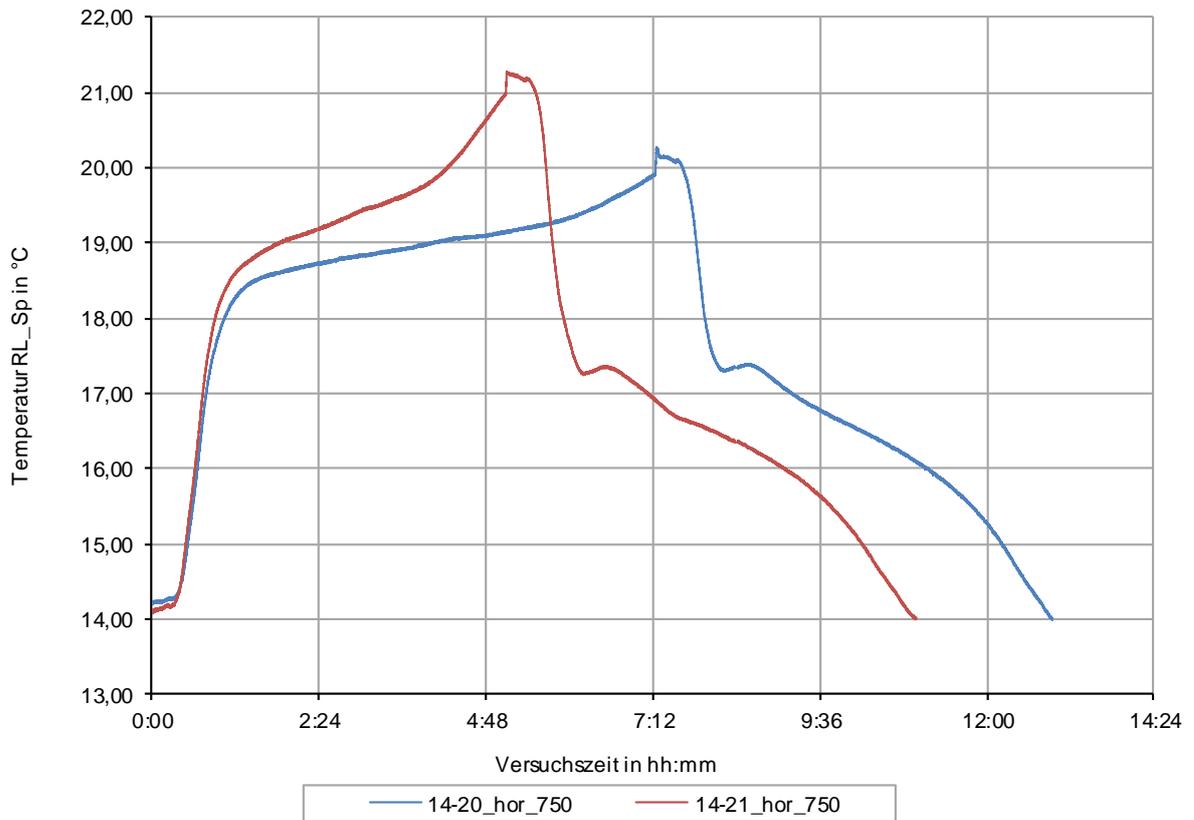


Abbildung 5.1: Temperaturverlauf des Speicherrücklaufs bei der Starttemperatur 14°C und 750 l/h

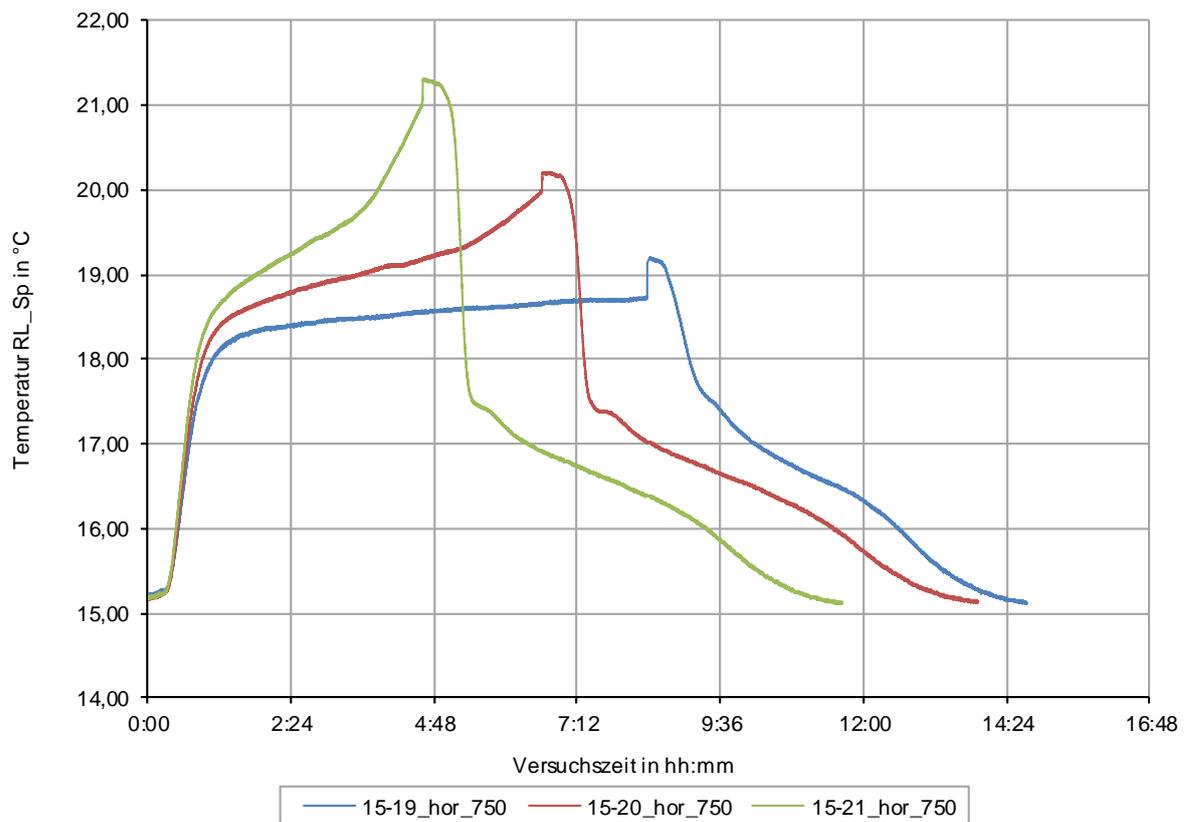


Abbildung 5.2: Temperaturverlauf des Speicherrücklaufs bei der Starttemperatur 15°C und 750 l/h

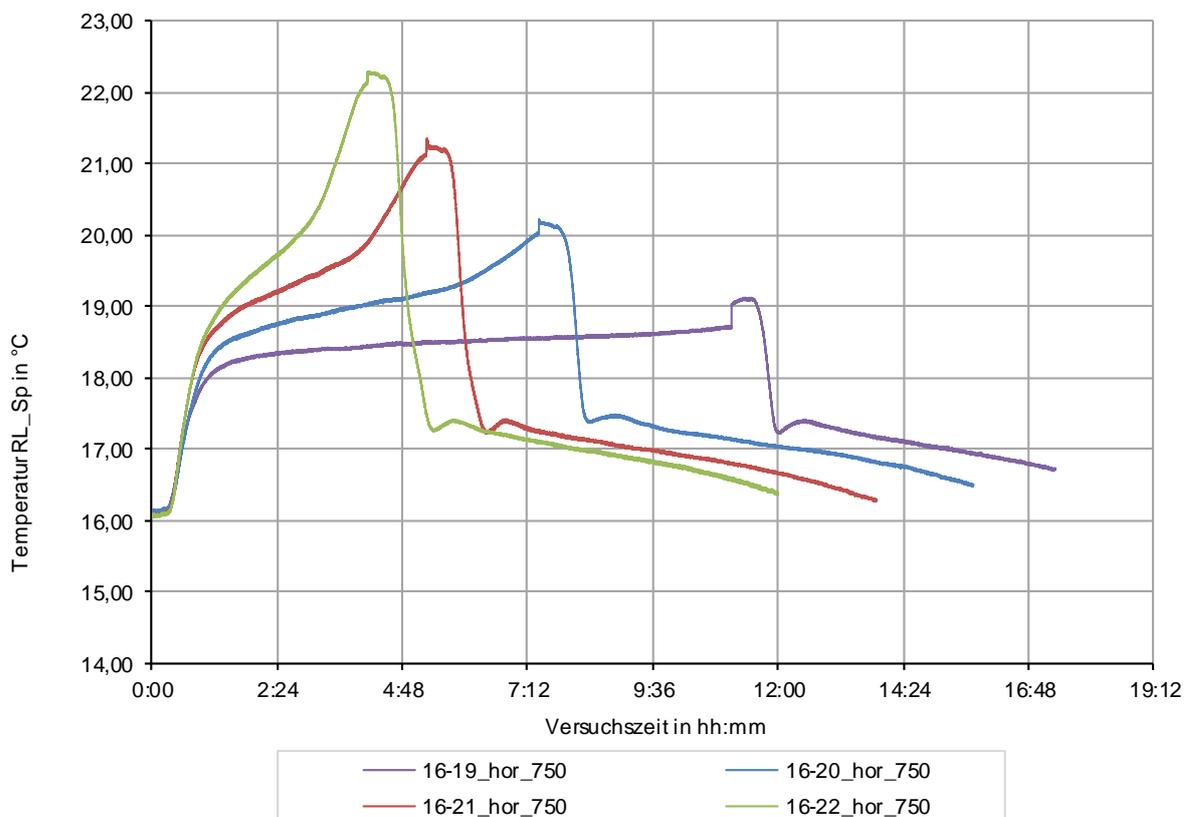


Abbildung 5.3: Temperaturverlauf des Speicherrücklaufs bei der Starttemperatur 16°C und 750 l/h

Aus den Kurven wird ersichtlich, dass die Erstarrungstemperatur nicht der Schmelztemperatur entspricht. Bei den Beladekurven beginnt der Phasenwechsel bei einer Speicherrücklauf-temperatur von ca. 18,5 °C. Nach dem Erreichen der vorgegebenen Zieltemperatur beginnt die Entladekurve. Der latente Bereich wird dabei durch einen Knick bei ca. 17,5 °C sichtbar. Eine geeignete Darstellung der unterschiedlichen Phasenwechseltemperaturen erlauben die Hysteresekurven, die zuvor in Abschnitt 4.9 vorgestellt wurden und dem Anhang A bis Y beigefügt werden.

Die aufgezeichneten Kurven zeigen ähnliche Phasenwechseleigenschaften wie bei der DSC-Messung des *Parafol 16-97* (vgl. Abschnitt 3.3) mit der Einschränkung, dass der Phasenwechsel jeweils um ein Kelvin versetzt abläuft. Eine mögliche Erklärung für dieses Verhalten könnten die Phasenwechseleigenschaften des *Parafol 16-97* sein. Die größte Phasenwechselenthalpie wird bei dem PCM nicht zum Beginn des Phasenwechsels aufgenommen bzw. abgegeben (vgl. Abbildung 3.11). Daraus folgt, dass die Phasenwechselenthalpie zu Beginn des latenten Bereichs nicht ausreicht, um eine signifikante Temperaturänderung im Wasser auszulösen. In der DSC-Messung wurde ausschließlich das PCM untersucht. Daraus ergeben sich leicht unterschiedliche Temperaturniveaus, weil bei der Speicherbeurteilung nur die Temperaturen des strömenden Mediums erfasst werden können.

In den Abbildungen 5.4, 5.5 und 5.6 werden die kumulierten Leistungen in Abhängigkeit der Zeit dargestellt, womit die durchgeführten Temperatursprünge hinsichtlich der maximalen Speicherkapazität eingeordnet werden sollen. Wie eingangs erwähnt wird die latente Speicherleistung für alle Temperatursprünge als konstant angenommen, wodurch die Kapazitätserhöhung auf die sensible Speicherleistung zurückzuführen ist.

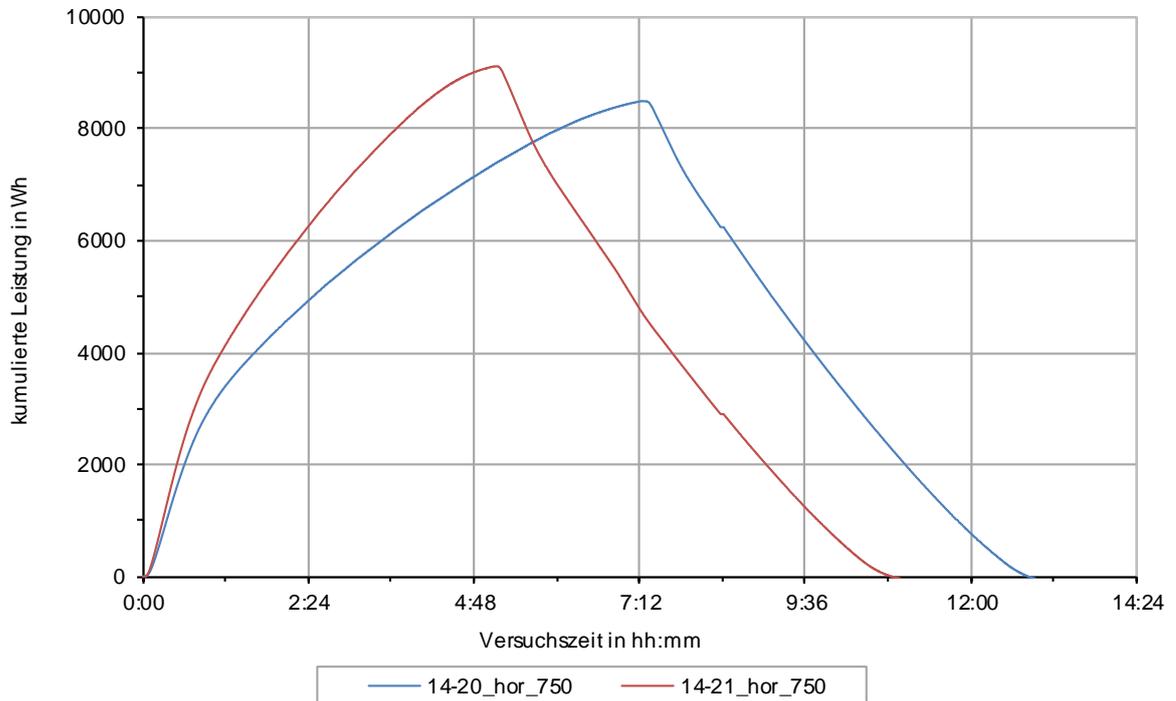


Abbildung 5.4: Kummulierte Leistungen des PCM-Speichers bei der Starttemperatur 14°C und 750 l/h

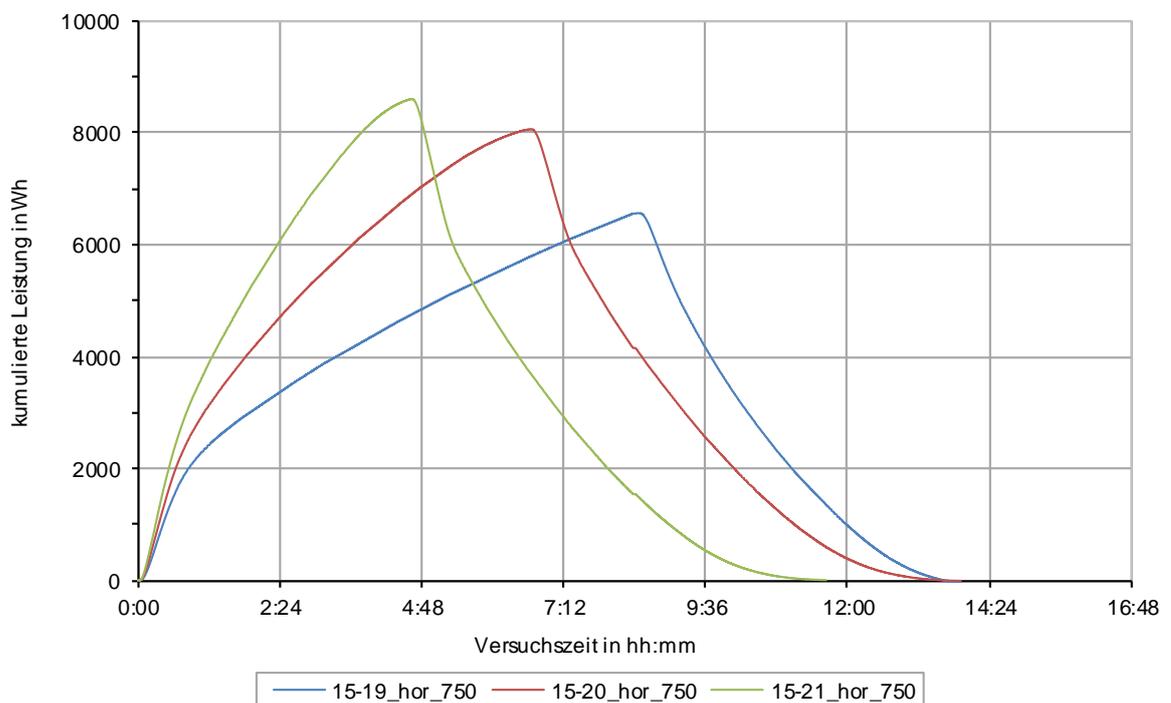


Abbildung 5.5: Kummulierte Leistungen des PCM-Speichers bei der Starttemperatur 15°C und 750 l/h

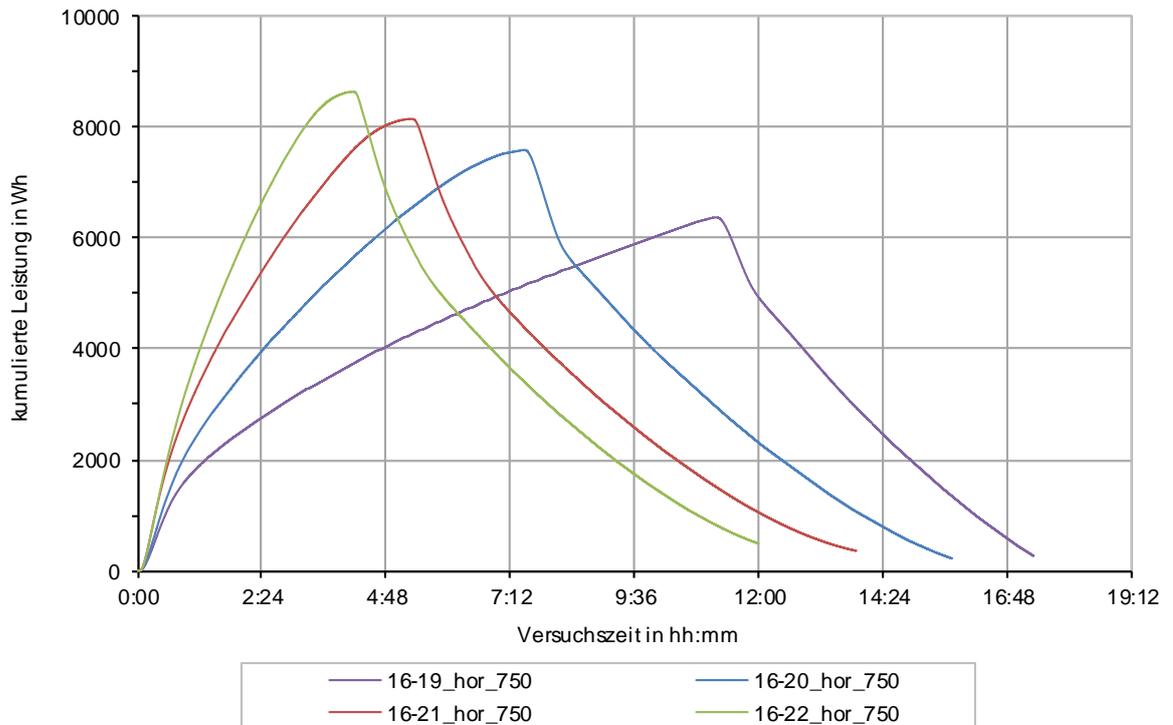


Abbildung 5.6: Kummulierte Leistungen des PCM-Speichers bei der Starttemperatur 16°C und 750 l/h

Mit den erzielten Leistungen soll nun eine Aussage über die Annahme eines vollständig durchlaufenen Phasenwechsels während des Temperatursprungs angestellt werden. Dazu werden die erzielten Kapazitäten mit den theoretisch erreichbaren Speicherleistungen verglichen und in Abbildung 5.7 aufgetragen. Aus dieser Darstellung geht hervor, dass mit steigender Temperaturdifferenz die theoretische Speicherkapazität erreicht werden kann. Die prozentualen Kapazitätsanteile werden in Tabelle 5.1 angegeben.

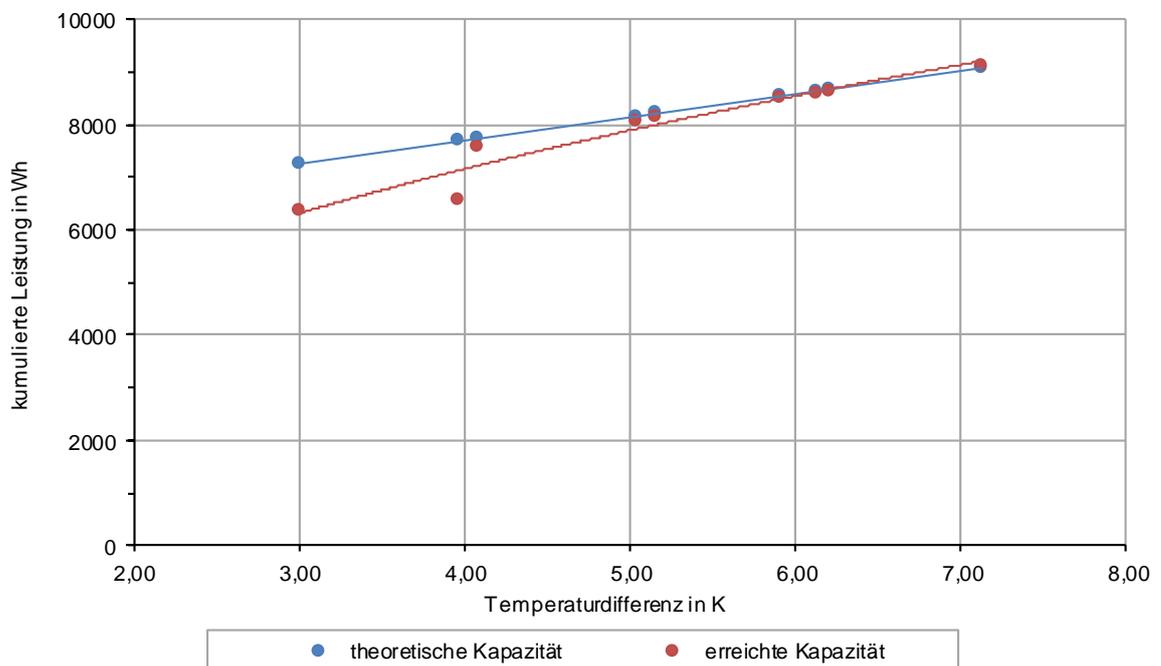


Abbildung 5.7: Vergleich der theoretischen und tatsächlich erzielten Speicherkapazität bei 750 l/h

In Abbildung 5.7 sind für die Temperaturdifferenz $\Delta T = 4 \text{ K}$ verschiedene Speicherkapazitäten aufgetragen. Die erzielte Speicherleistung, die nicht den theoretischen Wert erreicht ist dem Temperatursprung *15-19_hor_750* zuzuordnen, bei dem der latente Bereich nicht vollständig ausgenutzt werden kann. Daraus resultiert die Erkenntnis, dass für die Ausnutzung der gesamten latenten Speicherleistung ein Temperatursprung von vier Kelvin nötig ist.

Um die erreichte Speicherkapazität bewerten zu können werden in der Tabelle 5.1 die Messergebnisse mit einem konventionellen Kaltwasserspeicher verglichen und in Abbildung 5.8 dargestellt. Die theoretische Speicherkapazität beinhaltet die latente Speicherleistung, die mit der Gesamtmasse des Paraffins berechnet wurde (vgl. Formel (26)). Die für die Berechnung angesetzte Paraffinmasse wird mit der mittleren Füllmenge berechnet, die mit einem Teil der 406 Wellschläuche gemessen wurde. Das heißt, dass es sich bei der Masse m_{PCM} um die Summe der gemittelten Füllmenge aller Schläuche handelt und damit mehr Paraffin im Speicher vorhanden sein kann, als in der Berechnung angenommen. Dies würde erklären, warum die Speicherkapazität die theoretische Speicherleistung beim Temperatursprung *14-21_hor_750* überschreitet.

Ecktemperaturen	Temperaturdifferenz $\Delta T_{RL,Sp}$	Speicherkapazität Q_{Sp}	Theo. Speicherkapazität $Q_{Sp,theo,ges}$	Kapazitätsanteil $Q_{Sp}/Q_{Sp,theo,ges}$	Speicherdichte PCM-Speicher $c_{Sp,PCM}^*$	Speicherdichte KW-Speicher $c_{Sp,KW}^*$	Speicherfaktor PCM-Speicher $S_{Sp,PCM}$
in °C	in K	in Wh	in Wh	in %	in Wh/dm ³ _{Sp}	in Wh/dm ³ _{Sp}	in -
14 → 20	5,91	8494	8548	99,37	19,62	7,03	2,79
14 → 21	7,12	9116	9085	100,35	21,05	8,47	2,49
15 → 19	3,96	6563	7679	85,46	15,16	4,71	3,22
15 → 20	5,04	8061	8158	98,81	18,62	5,99	3,11
15 → 21	6,13	8599	8644	99,48	19,86	7,29	2,73
16 → 19	3,00	6374	7251	87,91	14,72	3,56	4,13
16 → 20	4,08	7591	7731	98,18	17,53	4,85	3,62
16 → 21	5,16	8152	8214	99,24	18,83	6,14	3,07
16 → 22	6,21	8642	9008	99,53	19,96	7,39	2,70

Tabelle 5.1: Messergebnisse der Temperatursprünge in der horizontalen Lage bei 750 l/h

Die aus der Berechnung resultierenden Speicherfaktoren (vgl. Abschnitt 4.3) geben Aufschluss über die erreichbare Kapazitätserhöhung des PCM-Speichers gegenüber einem Wasserspeicher gleichen Volumens. Bei dem Temperatursprung *16-19_hor_750* konnte die latente Speicherleistung nicht vollends ausgeschöpft werden, womit dieser aufgrund der langen Beladedauer bei der Betrachtung der besten Speicherfaktoren entfällt. Davon ausgehend, kann mit dem PCM-Speicher ein Speicherfaktor von ca. 3,6 bei einer Temperaturdifferenz von vier Kelvin erreicht werden. Auffällig ist dabei der negative Verlauf der Speicherfaktoren bei steigender Speicherdichte. Dies soll anhand von Abbildung 5.8 verdeutlicht werden.

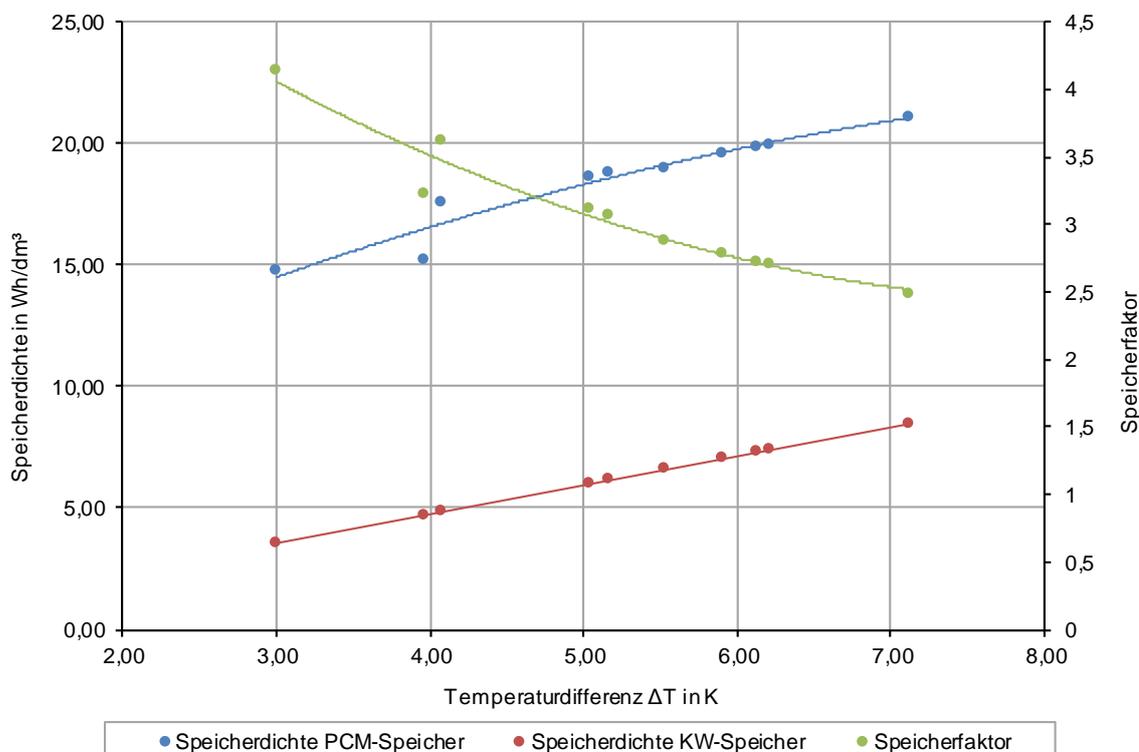


Abbildung 5.8: Vergleich der Speicherdichten von PCM- und KW-Speicher und der resultierenden Speicherfaktoren der Temperatursprünge in Abhängigkeit von ΔT bei 750 l/h

Die steigende Speicherdichte des PCM-Speichers resultiert fast vollständig aus dem Zuwachs der sensiblen Speicherleistung. Aufgrund des zum Vergleich herangezogenen Wasserspeichers wirkt sich dadurch die Erhöhung der Temperaturdifferenz negativ auf das Verhältnis der Speicherdichten und damit dem Speicherfaktor aus. Dies resultiert aus dem höheren Wasseranteil im Wasserspeicher, das die höhere spezifische Wärmekapazität als das PCM hat.

5.2 Bewertung der Ladezeiten (Phase 2)

Die Untersuchung des optimalen Temperatursprungs ergibt, dass die Annahme eines höheren Speicherfaktors bei kleinen Temperaturdifferenzen als bestätigt gilt. Dabei fällt auf, dass durch die Variation der Ecktemperaturen eine große Streuung der erzielten Be- und Entladezeiten auftritt. Als Beispiel eignet sich die Betrachtung eines Temperatursprungs von sechs Kelvin. Die beiden aufgenommenen Temperatursprünge *15-21_hor_750* und *16-22_hor_750* (in den Abbildungen 5.5 und 5.6 jeweils mit grün dargestellt) haben eine Beladedauer von ca. 04:40 Stunden bzw. 04:10 Stunden. Während die Entladedauer von *15-21_hor_750* ca. sieben Stunden beträgt, dauert die Entladung bei *16-22_hor_750* fast acht Stunden. Dies ist auf die bereits erwähnte Temperaturdifferenz zwischen Phasenwechsel- und Zieltemperatur zurückzuführen. Daraus lässt sich ableiten, dass die Ladezeiten abnehmen, wenn in der jeweiligen Ladephase ein ausreichend großer Wärmestrom während des Phasenwechsels übertragen werden kann. Für die Dauer des Entladevorgangs muss zusätzlich die Unterkühlungsneigung des *Parafol 16-97* berücksichtigt werden. Dabei gilt weiterhin, dass die Tempe-

raturdifferenz zwischen Speicher- und Zieltemperatur möglichst groß sein sollte, damit die nötige Aktivierungstemperatur für den Phasenwechsel schneller erreicht werden kann. Die Ladezeiten der einzelnen Messungen können folgender Tabelle entnommen werden.

Ecktemperaturen	Temperaturdifferenz $\Delta T_{RL,Sp}$	Beladezeit	Entladezeit
in °C	in K	in hh:mm	in hh:mm
14 → 20	5,91	07:14	05:39
14 → 21	7,12	05:08	05:48
15 → 19	3,96	08:28	06:15
15 → 20	5,04	06:40	07:14
15 → 21	6,13	04:38	06:58
16 → 19	3,00	11:11	10:01
16 → 20	4,08	07:30	08:16
16 → 21	5,16	05:16	09:51
16 → 22	6,21	04:10	07:50

Tabelle 5.2: Ladezeiten der Temperatursprünge in der horizontalen Lage bei 750 l/h

Zur weiteren Untersuchung werden zunächst die Volumenströme variiert, um den Einfluss auf die Ladezeiten zu erproben. Für die Durchführung werden drei Temperatursprünge (16→20, 15→20 und 15→21) ausgewählt, die mit den unterschiedlichen Volumenströmen auf das System gegeben werden. Für die Darstellung des Einflusses der verschiedenen Volumenströme auf die Ladedauer, wird in den Abbildungen 5.9, 5.10 und 5.11 die jeweils übertragene Leistung über dem Versuchszeitraum aufgetragen.

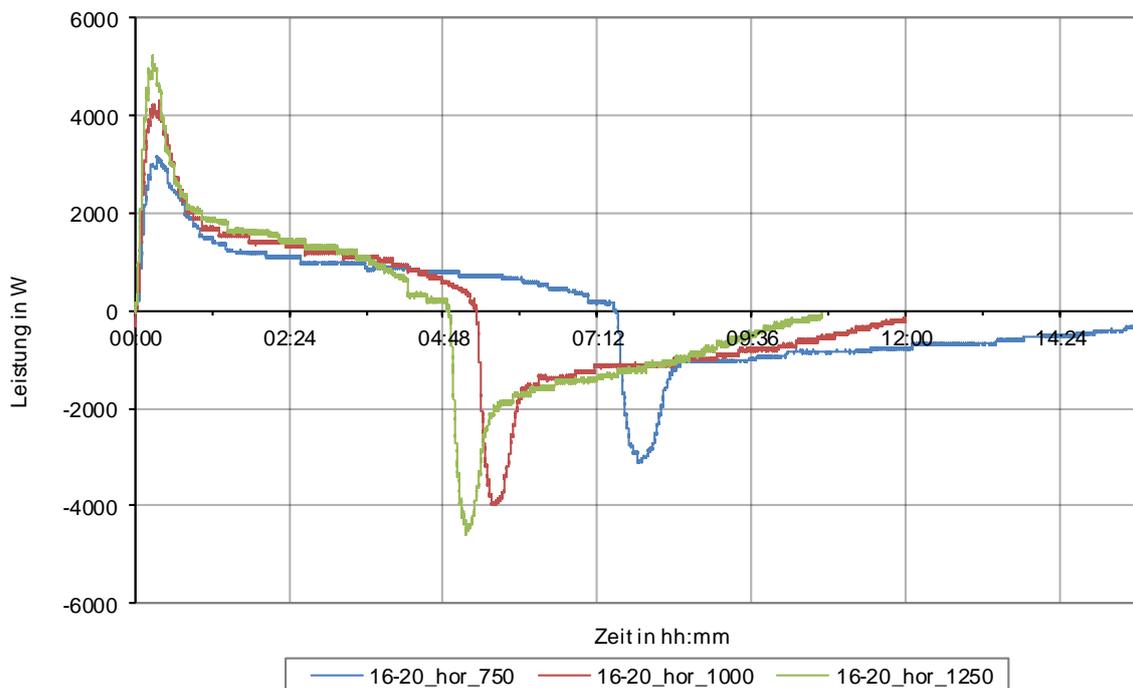


Abbildung 5.9: Leistungskurven beim Sprung 16-20 ($\Delta T = 4$ K) bei verschiedenen Volumenströmen

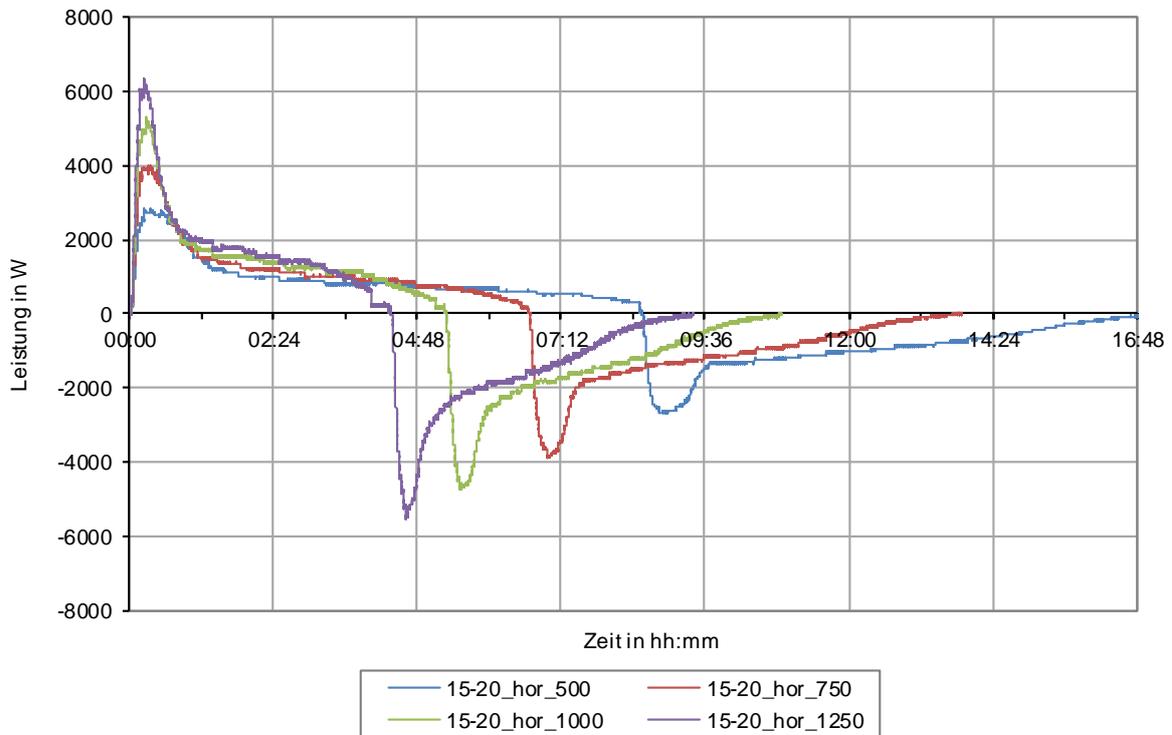


Abbildung 5.10: Leistungskurven beim Sprung 15-20 ($\Delta T = 5 \text{ K}$) bei verschiedenen Volumenströmen

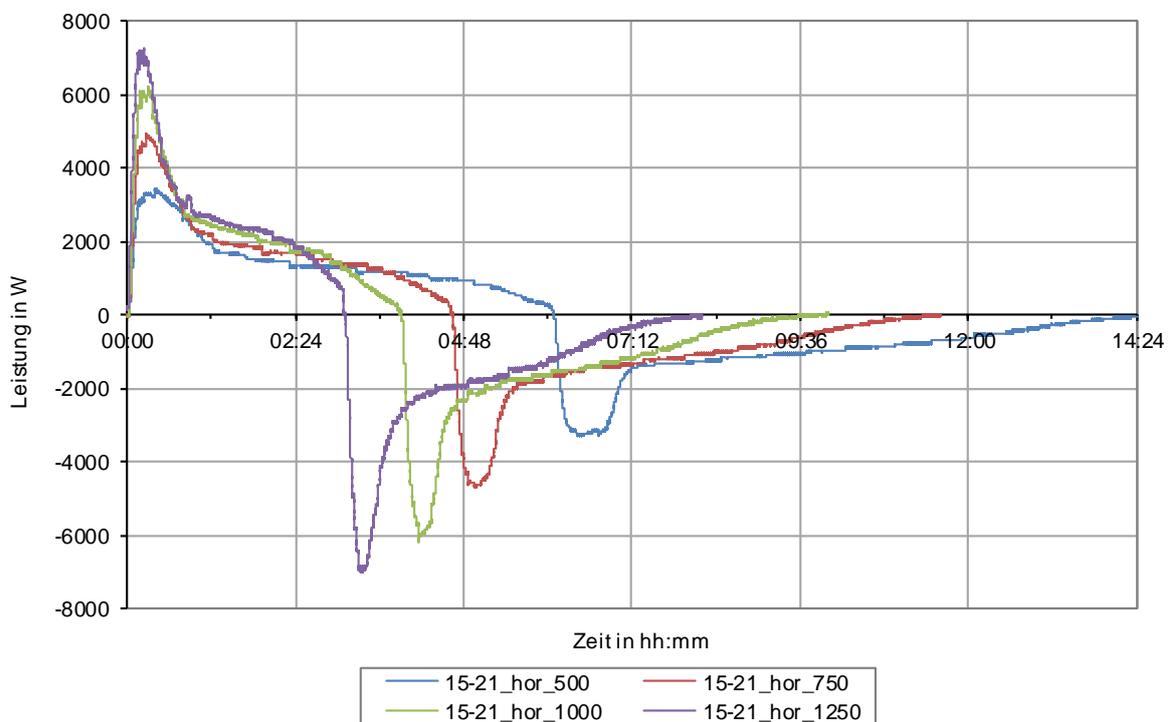


Abbildung 5.11: Leistungskurven beim Sprung 15-21 ($\Delta T = 6 \text{ K}$) bei verschiedenen Volumenströmen

Bei der Variation der Volumenströme wurde neben der Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeiten auch eine Variante mit geringem Volumenstrom untersucht, um dem strömenden Fluid eine längere Verweildauer für die Wärmeübertragung bieten zu können. Aus den Abbildungen 5.9, 5.10 und 5.11 wird ersichtlich, dass die Ladezeiten bei dem Temperatursprung mit $\dot{V}_{Sp} = 500 \text{ l/h}$ extrem zunehmen. Damit kann diese Annahme nicht bestätigt werden.

Wie in Abschnitt 4.5 beschrieben ist der Wärmeübergang besser, wenn höhere Turbulenzen an den Wellschläuchen auftreten. Bei 500 l/h ist die berechnete Reynolds-Zahl so gering (ca. 200), dass von einer laminaren Strömung ausgegangen werden kann³. Daraus resultiert ein schlechterer Wärmeübergang, der eine Erhöhung der Ladezeiten zur Folge hat. Mit der Beobachtung, dass sich höhere Volumenströme positiv auf die Ladezeiten auswirken, wurde im nächsten Schritt der maximal mögliche Volumenstrom gesucht. Wie in den Abbildungen 5.9, 5.10 und 5.11 dargestellt, konnten keine höheren Volumenströme als 1250 l/h realisiert werden. Grund für die Begrenzung ist einerseits die Pumpe, die an ihre Leistungsgrenze kommt, aber andererseits die Druckerhöhung im Speicher, die den Grenzwert für die Dichtigkeit des Speichers von ein Bar überschreiten kann (vgl. Abschnitt 3.1). Die Differenz der gemessenen Totaldrücke zwischen den beiden Anschlussstutzen bleibt dabei konstant bei einem $\Delta p = \text{ca. } 0,2 \text{ bar}$, was dem hydrostatischen Druck der Wassersäule entspricht. Daraus lässt sich ableiten, dass kein messbarer Druckverlust über die Schläuche auftritt. Die Anhebung des Druckniveaus ist auf die Erhöhung der Pumpenleistung und die damit verbundene dynamische Druckerhöhung zurückzuführen.

Mit dem maximal möglichen Volumenstrom ist nun die Möglichkeit gegeben kleinere Temperaturdifferenzen bei akzeptablen Ladezeiten von unter acht Stunden durchzuführen. Der kleinstmögliche Temperatursprung beträgt drei Kelvin, womit ein Teil des latenten Speicheranteils nicht ausgenutzt werden kann, aber der Vorteil gegenüber dem Wasserspeicher mit dem Speicherfaktor $S_{Sp} = 4,466$ besonders deutlich wird. In Tabelle 5.3 sind die erreichten Ladezeiten und der Speicherfaktor des Temperatursprungs *16-19_hor_1250* angegeben.

Ecktemperaturen	Temperaturdifferenz $\Delta T_{RL,Sp}$	Beladezeit	Entladezeit	Kapazitätsanteil $Q_{Sp}/Q_{Sp,theo,ges}$	Speicherfaktor $S_{Sp,PCM}$
in °C	in K	in hh:mm	in hh:mm	in %	in -
16 → 19	2,85	07:53	06:36	91,21	4,47

Tabelle 5.3: Messergebnisse des Temperatursprung 16-19_hor_1250

Mit der Erhöhung des Volumenstroms und der damit einhergehenden Reduktion der Ladezeiten, muss weiterhin die Ausnutzung der latenten Speicherleistung sichergestellt werden. In Abbildung 5.12 sind die jeweiligen Temperatursprünge bei 750 l/h und 1250 l/h dargestellt. Daraus ist abzulesen, dass die erreichten Speicherdichten bei beiden Volumenströmen nahezu identisch sind und damit der Phasenwechsel weiterhin als komplett ausgenutzt angenommen werden kann.

³ Der Grenzwert der Reynolds-Zahl für turbulente Strömungen an quer angeströmten Röhren liegt bei 1000 [14]

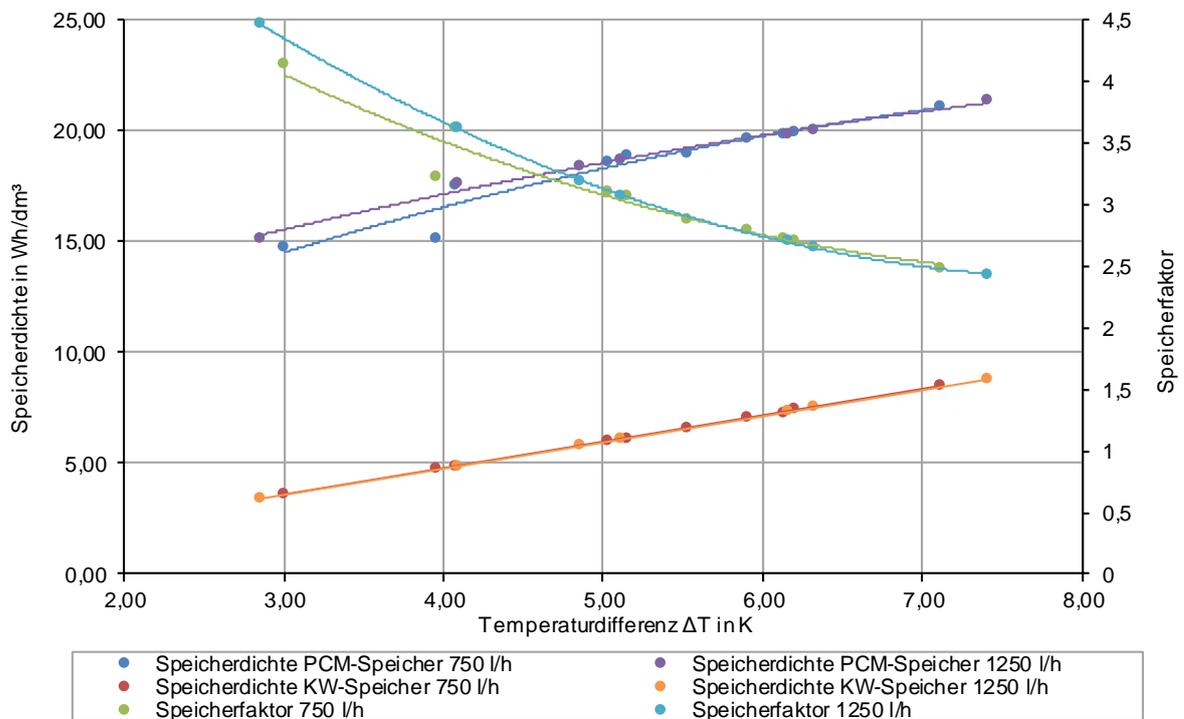


Abbildung 5.12: Vergleich der Speicherdichten von PCM- und KW-Speicher und der resultierenden Speicherkoeffizienten der Temperatursprünge in Abhängigkeit von ΔT bei 750 l/h und 1250 l/h

Aus den Berechnungen in Abschnitt 4.7 geht hervor, dass der größte Widerstand für die Wärmeübertragung die Wärmeleitung ins Innere der Welschläuche ist. Daraus resultiert die Frage, warum die Erhöhung des Volumenstroms, der durch erhöhte Strömungsgeschwindigkeiten den Wärmeübergang außerhalb der Schläuche verbessert, einen positiven Einfluss auf die Ladezeiten haben kann. Eine mögliche Erklärung ist die Berücksichtigung der Speicherhöhe. Durch den verbesserten Wärmeübergang wird die Energie von dem Wärmeträgerfluid an das Paraffin übertragen. Das bedeutet, dass durch die die Höhe des Speichers eine Schichtung innerhalb der Welschlauchanordnung entsteht. Die zuerst umspülten Welschläuche können einen hohen Anteil der Energie aufnehmen. Die dahinterliegenden Welschlauchebenen werden mit Wasser umspült, das kälter als die eingestellte Speichervorlauf-temperatur ist. Mit dem höheren Volumenstrom, kann die Schichtung reduziert und mehrere hintereinanderliegende Welschlauchreihen mit dem Wärmeträgerfluid erreicht werden. Dies ist auch eine mögliche Erklärung für das Erzielen der gleichen Speicherdichten bei unterschiedlichen Volumenströmen (vgl. Abbildung 5.12). In der vorangegangenen Arbeit im kleinen Maßstab (vgl. Abschnitt 1.2) wurde eine Reduktion der Speicherdichte bei der Erhöhung der Volumenströme festgestellt. Im damaligen Versuchsaufbau hatte die Erhöhung des Volumenstroms einen schnellen Anstieg der Speicherrücklauf-temperatur zur Folge. Dabei hat das Wasser den Speicherprototyp so schnell durchströmt, dass dem Paraffin zu wenig Zeit blieb um die Energie aufzunehmen bevor die Zieltemperatur erreicht wurde.

5.3 Vertikale Anordnung (Phase 3)

In der dritten und letzten Phase der Versuchsdurchführung soll der Einfluss der Strömungsrichtung auf die Ladezeiten untersucht werden. Dabei ist festzuhalten, dass durch den Umbau auf die vertikale Anordnung 5 % der Wellschläuche nicht im Speicher positioniert werden konnten. Grund dafür sind die sich ändernden Platzverhältnisse im Stack durch die hinzukommenden Blenden. Damit wird das Paraffingewicht um ca. 4,7 kg und die Speicherleistung um ca. 306 Wh reduziert.

Um das Speicherverhalten in der vertikalen Lage der Wellschläuche bewerten zu können, werden die Temperatursprünge aus der ersten Phase mit den bekannten Volumenströmen wiederholt. Die kürzesten Ladezeiten werden wie in der horizontalen Lage beim höchsten Volumenstrom erreicht, womit in der folgenden Auswertung der Fokus auf die Messergebnisse der Messreihe mit $\dot{V}_{Sp} = 1250 \text{ l/h}$ gelegt wird. Die Messergebnisse für den Volumenstrom $\dot{V}_{Sp} = 1250 \text{ l/h}$ sind in Tabelle 5.4 dargestellt.

Ecktemperaturen	Temperaturdifferenz $\Delta T_{RL,Sp}$	Speicherkapazität Q_{Sp}	Speicherdichte PCM-Speicher $c_{Sp,PCM}^*$	Kapazitätsanteil $Q_{Sp}/Q_{Sp,theo,ges}$	Beladezeit	Entladezeit	Speicherfaktor PCM-Speicher $S_{Sp,PCM}$
in °C	in K	in Wh	in Wh/dm ³ _{Sp}	in %	in hh:mm	in hh:mm	in -
15 → 20	4,93	7533	17,40	96,30	05:20	03:58	2,97
15 → 21	6,05	8090	18,68	97,19	03:50	04:01	2,60
15 → 22	7,20	8757	20,23	99,08	02:49	03:50	2,36
16 → 19	2,96	5924	13,68	85,40	07:48	04:40	3,89
16 → 20	4,21	7284	16,82	97,16	06:12	05:10	3,36
16 → 21	5,04	7688	17,76	97,71	03:51	05:04	2,97
16 → 22	6,42	8393	19,38	98,90	03:24	04:57	2,54

Tabelle 5.4: Messergebnisse der Temperatursprünge in der vertikalen Lage bei 1250 l/h

Um die Ladezeiten zu untersuchen, sind in den folgenden Abbildungen Diagramme mit ausgewählten Temperatursprüngen bei $\dot{V}_{Sp} = 1250 \text{ l/h}$ der beiden unterschiedlichen Wellschlauchausrichtungen dargestellt. Damit soll der Einfluss auf die Ladezeiten veranschaulicht und verglichen werden.

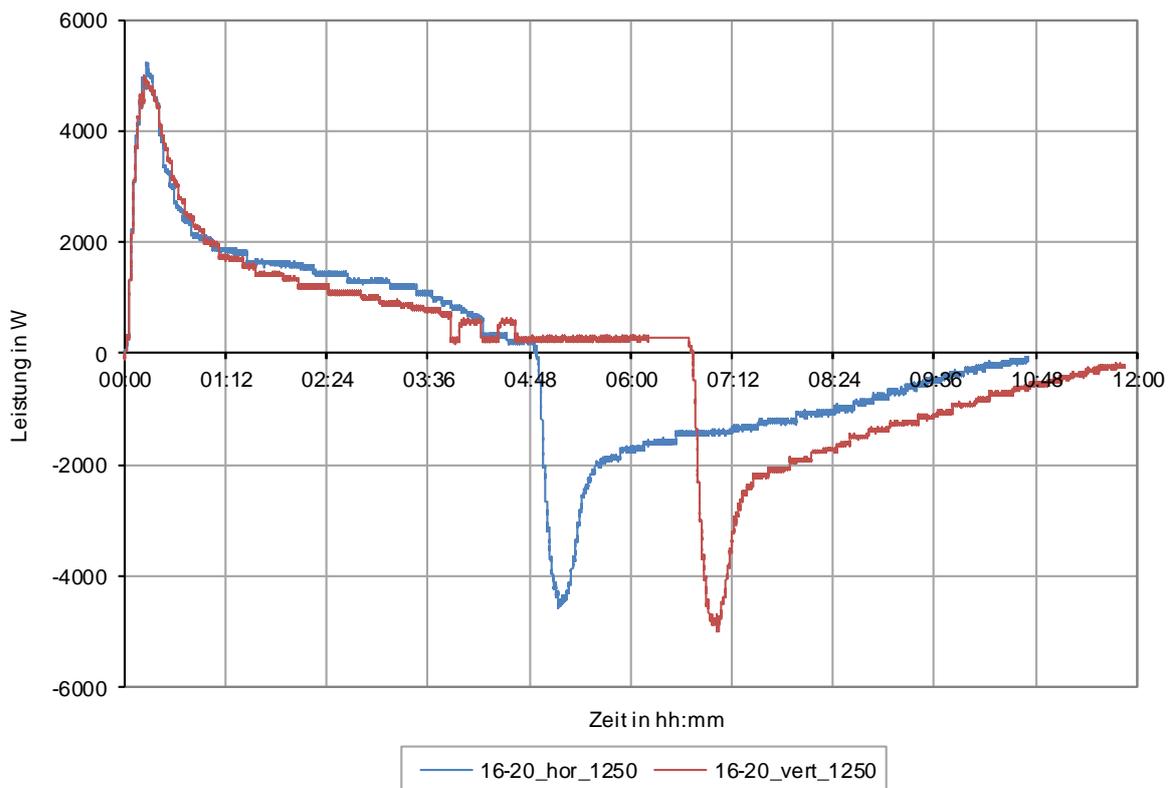


Abbildung 5.13: Vergleich der Temperatursprünge 16-20 bei 1250 l/h

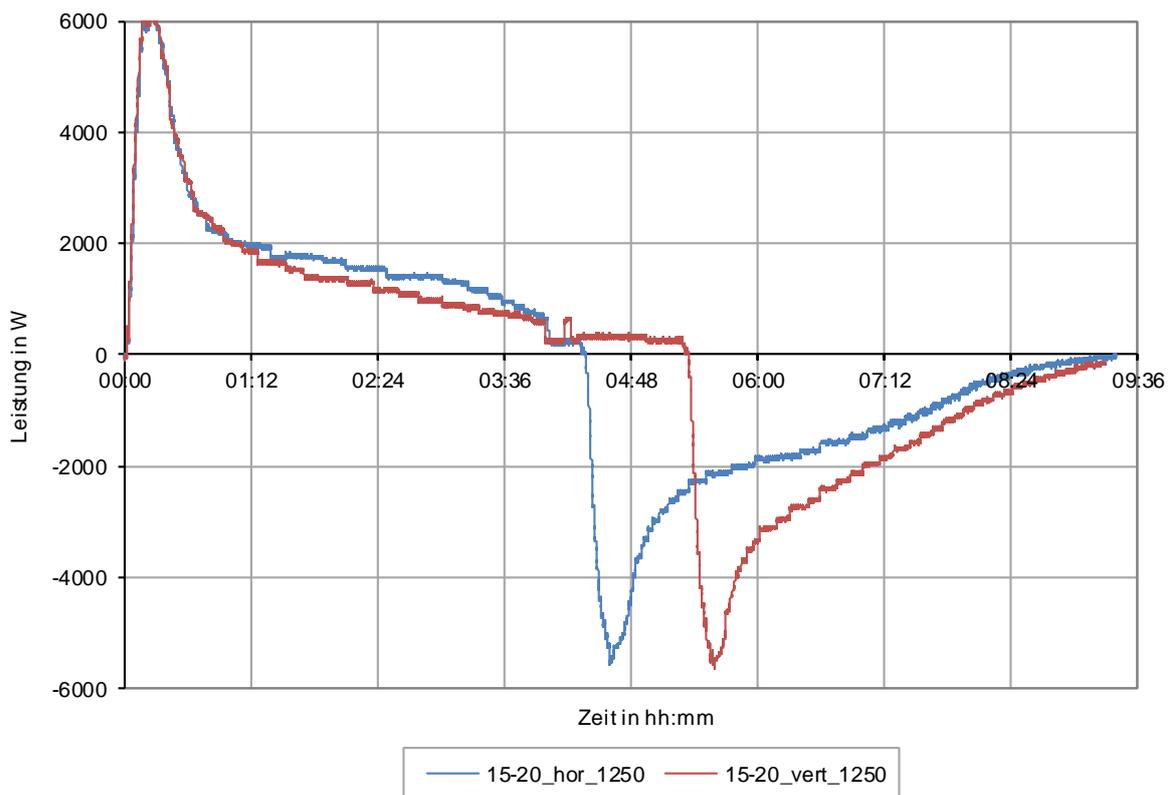


Abbildung 5.14: Vergleich der Temperatursprünge 15-20 bei 1250 l/h

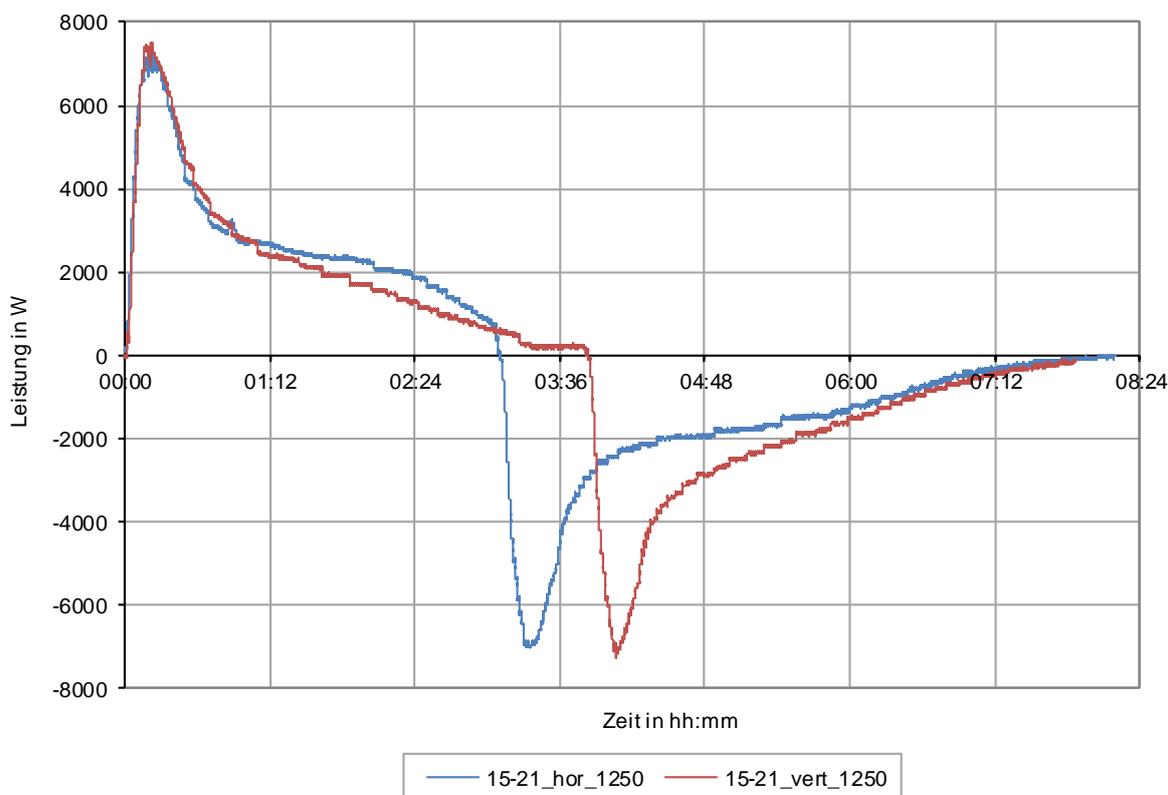


Abbildung 5.15: Vergleich der Temperatursprünge 15-21 bei 1250 l/h

In den Abbildung 5.13, 5.14 und 5.15 werden die Leistungsverläufe für die jeweilige Temperaturdifferenz für die horizontale Lage in blau gezeigt. Die äquivalente Messung für die vertikale Lage ist jeweils in rot dargestellt. Das Problem, das in den Diagrammen sichtbar wird, ist die Regelung der Vorlauftemperatur zum Ende der Beladephase. Wenn die Vorlauftemperatur des Speichers nahe an der Zieltemperatur der Regelung liegt, wird das Regelventil geschlossen. Die Schwierigkeit für die Messung der vertikalen Lage liegt darin begründet, dass der Phasenwechsel bis zum Erreichen der Zieltemperatur andauert. Das bedeutet, dass sich ein konstanter Wärmestrom von ca. 200 W (vgl. Abbildung 5.13, 5.14 und 5.16) einstellt, wenn das Regelventil schließt. Die Messung kann zu diesem Zeitpunkt nicht beendet werden, da die Temperaturdifferenz zwischen Speicherrücklauf-temperatur und Zieltemperatur noch so groß ist, dass ein großer Anteil der erreichbaren Speicherkapazität nicht ausgenutzt werden würde.

Diese Zusammenhänge sollen anhand der Abbildung 5.16 erläutert werden. In dem Diagramm ist der Temperatursprung `15-21_hor_1250` für beide Stackanordnungen dargestellt. Auffällig ist dabei, dass die Rücklauf-temperatur für die horizontale Lage einen deutlichen latenten Bereich aufzeigt. In der vertikalen Lage hingegen ist ein stetiger Temperaturanstieg zu verzeichnen, nachdem die Phasenwechseltemperatur erreicht ist.

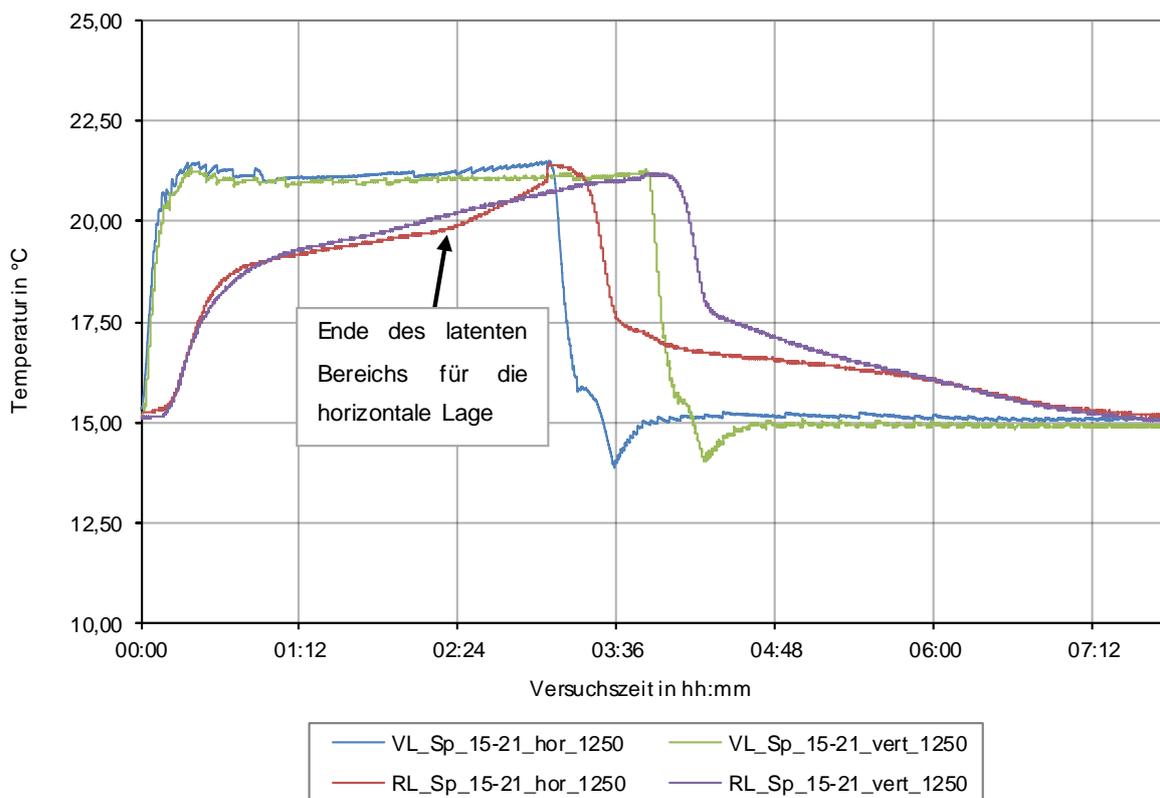


Abbildung 5.16: Vergleich der Temperaturverläufe des Speichers beim Sprung 15-21 bei 1250 l/h

Wie in Abschnitt 4.6 beschrieben hat die horizontale Anordnung der Wellschläuche einen positiven Effekt auf die Nusselt-Zahl. Damit wird der Wärmeübergang über die gesamte Stackhöhe verbessert. In Bezug auf den Phasenwechsel hat die horizontale Anordnung einen weiteren positiven Effekt. Durch die geschichteten Wellschläuche wird der ersten Well-schlauchreihe im Strömungsverlauf der höchste Wärmestrom zugeführt. Wenn die Well-schlauchreihe den Phasenwechsel vollzogen hat, wird der nachfolgenden Reihe der größte Wärmestrom zur Verfügung gestellt. Dies setzt sich fort bis alle Reihen den Phasenwechsel durchgeführt haben (vgl. Abbildung 5.16). Bei der vertikalen Anordnung werden alle Wellschläuche gleichzeitig im Strömungsverlauf erfasst. Das bedeutet, dass während des Phasenwechsels jedem Schlauch der gleiche Wärmestrom zugeführt wird. Daraus folgt, dass die Temperaturdifferenz zwischen Speicherrücklauftemperatur und Zieltemperatur kleiner wird ohne den maximal möglichen Wärmestrom an die Wellschläuche zu übertragen. Der Anstieg der Rücklauftemperatur hat zur Folge, dass der Vorlauftemperatur weniger Energie zugeführt werden muss, um das Temperaturniveau zu halten. Dadurch schließt das Regelventil bevor die Speicherrücklauftemperatur die Zieltemperatur erreicht hat. Mit diesem Regelverhalten werden die Zeiten am Ende des Beladevorgangs in der vertikalen Lage stark erhöht (vgl. Abbildung 5.13, 5.14 und 5.15). Damit können die Ladezeiten der beiden Stackausrichtungen nicht eindeutig miteinander verglichen werden.

5.4 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Die überschlägige Kostenanalyse soll Aufschluss über die spezifischen Kosten des PCM-Speichers im Vergleich zu einem Kaltwasserspeicher gleichen Volumens geben. Diese Betrachtung findet Anwendung in Fällen, in denen vorhandene Speicher zu einem PCM-Speicher aufgerüstet werden sollen. Damit kann der Kapazitätsgewinn als Kosten pro kWh beziffert werden. Durch diese Darstellung entfällt die Kostenaufstellung für die Errichtung eines Speichertanks und aller Anbauteile, da diese als vorhanden vorausgesetzt werden.

Die Bauteile und Materialien, die für die Umrüstung zu einem Latentwärmespeicher benötigt werden, sind in Tabelle 5.5 aufgeführt. Die aufgelisteten Posten entsprechen den Komponenten, die im Versuchsstand des 433 Liter Speichers verbaut sind. Die Bauteile, die für die Realisierung des Umbaus auf die vertikale Lage der Stacks benötigt werden (Querstreben und Lochblech), werden in der Kostenanalyse nicht einkalkuliert. Diese Bauteile werden im Realfall nicht verbaut, wenn die Stacks horizontal eingebaut werden.

Bauteil	Menge	Benennung	Sachnummer/Norm - Kurzbezeichnung	Material	Kosten
Stack	3	Rechteckprofil, 6 m Rohr	EN 10305/5 (25 x 15 x 2,00) mm	1.4301	124,20 €
Blenden	2	Blechplatte, s = 1 mm	(2000 x 1000 x 1,00) mm	1.4301	86,40 €
Querstreben (vertikal)	1	Blechplatte, s = 2 mm	(2000 x 1000 x 2,00) mm	1.4301	83,20 €
Aufnahme der Welschläuche (vertikal)	1	Quadrat Lochblech, s = 2,0 mm	DIN 24041 10-14, (1000x2000) mm	1.4301	156,50 €
Makroverkapselung	450	Wellschlauch DN 20,L: 695 mm	TYP RS 331 Schlauch/Scheiben	1.4404/1.4301	9.000 €
Verschlusschrauben	450	Schraube ISK M10 x 1	DIN 908, Nr. 025 103 101	1.4404	259,10 €
Dichtung	450	Dichtung 10 x 14	DIN 7603 A, Nr. 046 010 14	Kupfer	26,40 €
Fixierung der Schläuche	1	Lochband	BIS IKS – 2000, Rolle 20 m	1.4301	69,77 €
Stackaufnahme im Speichertank	1	U – Profil, 6 m Stange	EN 10279 U Profil 40 (40x20x3,00) mm	1.4301	172,80 €
PCM	5	Parafol 16 – 97	Hexadecane, Kanister 22 kg		1.100 €
Gesamt					11.078,37 €

Tabelle 5.5: Stückliste für den PCM-Speicher

Aus dieser Kostenaufstellung entstehen Umrüstkosten von 9.823,20 €, wenn der Speicher mit 406 horizontal angeordneten Welschläuchen bestückt werden soll. Damit diese Kosten auf die Speicherleistung normiert werden kann, muss die Kapazitätserhöhung durch die PCM-Einbindung ermittelt werden. Dafür wird der Beispielsprung *15-21_hor_750* angesetzt, der im Versuch den Speicherfaktor $S_{Sp} = 2,73$ (vgl. Tabelle 5.1) erreicht hat. Bei der Kostenabschätzung hat der Speicherfaktor allerdings keine Aussagekraft, da dieser die erreichten Speicherkapazitäten ins Verhältnis setzt. Die Differenz der erreichbaren Kapazitäten zwischen KW- und PCM-Speicher bleiben hingegen, aufgrund der relativ hohen spezifischen Wärmekapazität des *Parafol 16-97* (vgl. Tabelle 3.2), nahezu gleich.

Damit kann das ΔQ_{Sp} überschlägig mit der Leistungsaufnahme während des Phasenwechsels $Q_{Sp,lat}$ gleichgesetzt werden. Während des Temperatursprungs 15-21_hor_750 wurde eine Speicherkapazität von $Q_{Sp} = 8,599 kWh$ erreicht. Wird nun die theoretische Speicherleistung eines KW-Speichers gleichen Volumens mit $Q_{Sp,KW} = 3,157 kWh$ angesetzt, ergibt sich für die Kapazitätserhöhung $\Delta Q_{Sp} = 5,442 kWh$. Mit diesem Wert und den Umrüstkosten belaufen sich die spezifischen Mehrkosten des PCM-Speichers auf 1.805 €/kWh.

Die größten Kosten entstehen durch die Herstellung der Makroverkapselung. Die Wellschläuche sind Spezialanfertigungen für den errichteten Prüfstand, wodurch die hohen Kosten von 20,00 € pro Schlauch entstehen. Nach Angaben der Firma *Witzenmann GmbH* ist eine Preisreduktion, auch bei großen Stückzahlen, nur bedingt möglich, womit Bezug auf den hohen Arbeitsaufwand des Schweißverfahrens genommen wird. Auch bei der Abnahme höherer Stückzahlen kann der Preis nicht signifikant gesenkt werden. Bei einer Abnahmemenge von 50.000 Wellschläuchen könnte der Stückpreis auf ca. 17,00 € pro Stück reduziert werden. Mit diesem Mengenrabatt könnten die spezifischen Mehrkosten des PCM-Speichers auf 1.581,26 €/kWh gesenkt werden.

5.5 Optimierungspotential

Im aktuellen Versuchsaufbau kann der Speicher bereits hohe Speicherfaktoren erreichen. Im folgenden Abschnitt werden weitere Optimierungspotentiale des Speichers untersucht und durch ein Rechenbeispiel veranschaulicht.

Die erste Möglichkeit den Speicherbetrieb zu optimieren ist die Reduktion der Speicherkapazität. Damit ist gemeint, dass die Speicherbeladung bei 95 % der maximalen Speicherkapazität zugunsten der Beladezeit abgebrochen wird. Aus den Versuchsreihen ist ersichtlich, dass die meiste Zeit (im Verhältnis zum Anstieg der Speicherleistung) im letzten Abschnitt der Speicherbeladung aufgebracht werden muss. Dies resultiert aus den geringen Temperaturdifferenzen am Ende des Beladevorgangs, womit nur geringe Wärmeströme übertragen werden können. Wenn die Speicherkapazität nicht komplett ausgeschöpft werden würde, können die Ladezeiten, je nach Volumenstrom, um bis zu 20 % reduziert werden. Ein weiterer positiver Effekt ist die geringere Leistungsaufnahme der Förderpumpe, womit die Gesamtanlage effizienter betrieben werden kann.

Die zweite Möglichkeit zur Verbesserung des Versuchsspeichers beinhaltet den Umbau des Speichertanks. Der Speicherbehälter besteht aus drei Bauteilen, die das Speichervolumen definieren. Die beiden im Speicher positionierten Stacks nehmen aber nur einen Teil des Volumens ein. Aufgrund der Volumenverhältnisse zwischen Paraffin und Wasser, besteht in der Reduktion des freien Volumens ein weiteres Potential zur Optimierung des Speicherbetriebs, da der Versuchsspeichertank ein größeres Volumen bietet als für die homogene

Anströmung der konstruierten Stacks nötig wäre. Für die Umsetzung kann die Speicherhöhe um 300 mm verkürzt werden, womit das Speichervolumen auf 341 l reduziert wird.

Unter der Annahme, dass das Paraffinvolumen und die latente Speicherkapazität konstant bleiben, können daraus neue Speicherdichten und Speicherfaktoren für den optimierten Speicher berechnet werden. Die theoretisch erzielbaren Speicherfaktoren sind in folgender Tabelle dargestellt:

Temperatur- differenz $\Delta T_{RL,Sp}$	Speicherdichte KW-Speicher $c_{Sp,KW}^*$	Speicherdichte PCM-Speicher (opt.) $c_{Sp,PCM,opt}^*$	Speicherfaktor PCM-Speicher (opt.) $S_{Sp,PCM,opt}$	Speicherdichte PCM-Speicher $c_{Sp,PCM}^*$	Speicherfaktor PCM-Speicher $S_{Sp,PCM}$
in K	in Wh/dm ³ _{Sp}	in Wh/dm ³ _{Sp}	in -	in Wh/dm ³ _{Sp}	in -
3,00	3,602	20,331	5,645	16,751	4,650
4,00	4,803	21,322	4,440	17,778	3,702
5,00	6,003	22,314	3,717	18,805	3,132
6,00	7,204	23,305	3,235	19,831	2,753
7,00	8,404	24,296	2,891	20,858	2,482

Tabelle 5.6: Theoretische Werte für den optimierten Speicher bei unterschiedlichen ΔT

Zur Veranschaulichung werden die theoretischen Werte in Abbildung 5.17 mit den Temperatursprüngen in der horizontalen Lage beim Volumenstrom $\dot{V}_{Sp} = 1250 \text{ l/h}$ verglichen.

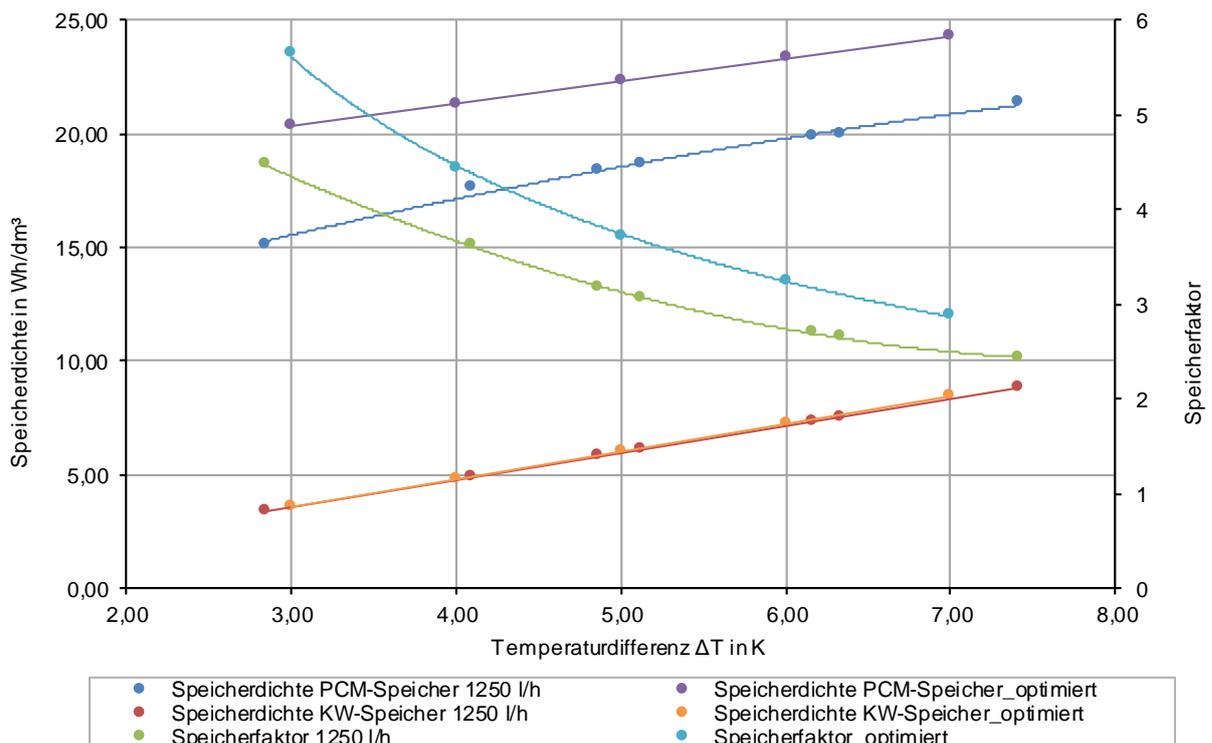


Abbildung 5.17: Vergleich der Speicherdichten von PCM- und KW-Speicher und der resultierenden Speicherfaktoren bei 1250 l/h und dem optimierten Speicher

Daraus wird ersichtlich, dass der Speicherfaktor um ca. 17 % auf 5,645 bei einer Temperaturdifferenz von 3 Kelvin gesteigert werden kann. Der Grund dafür ist die Erhöhung der auf das Volumen normierten Speicherdichte des optimierten PCM-Speichers, da die Speicherdichte des Wasserspeichers konstant bleibt.

Ein weiterer Verbesserungsvorschlag ist ein Ansatz zur Kostenreduktion. Wie in Abschnitt 5.4 beschrieben, entstehen die größten Kosten durch die Herstellung der Makroverkapselung. Eine Möglichkeit die Kosten für das aufwendige Schweißverfahren zu senken, ist die Anpassung des Speichers zur Aufnahme längerer Welschläuche. Dieser Ansatz erfordert die Überarbeitung der Bauform und setzt die entsprechenden Aufstellungsmöglichkeiten zum Errichten des Speichers voraus. Wenn die Länge der Welschläuche verdoppelt werden würde, würde sich die Anzahl der Schweißvorgänge halbieren, ohne dass es Einbußen des Paraffinvolumens gäbe. Diese Betrachtung ist rein hypothetisch, wodurch an dieser Stelle keine Zahlen und keine Konstruktionsvorschläge vorgestellt werden können.

6 Fazit und Ausblick

Die vorangegangene Arbeit *Entwicklung, Realisierung und messtechnische Bewertung eines Energiespeichers für makroverkapselte Phasenwechselmaterialien (PCM)* (vgl. Abschnitt 1.2) hat bereits vielversprechende Ergebnisse für den aktuellen Versuchsstand in Aussicht gestellt. Die daraus resultierenden Erwartungen und die vorausberechneten Größen können durch die messtechnische Untersuchung fast vollständig erfüllt und reproduziert werden. Die Wellschläuche als Kernelement der Konstruktion beweisen dabei ihre Eignung als Makroverkapselung für das PCM, da ihre Form und das Material den schlechten Wärmeleitkoeffizienten des Paraffins kompensieren und eine stabile Einbindung des PCM in den Speicherbehälter bieten. Ebenso haben sich die konstruierten Stacks zur Aufnahme der Wellschläuche im Speichertank bewährt. Damit stellt diese Lösung des Makrospeichers eine gute Basis zur Weiterentwicklung latenter Energiespeicher dar.

Der zur Verfügung stehende Speicher kann aufgrund des makroverkapselten Paraffins *Parafol 16-97* eine deutliche Kapazitätzunahme erreichen. Beim kleinstmöglichen Temperatur sprung *16-19_hor_1250* erzielt der Speicher mit dem maximalen Volumenstrom $\dot{V}_{Sp} = 1250 \text{ l/h}$ eine Speicherkapazität von $Q_{Sp} = 6555 \text{ Wh}$. Das entspricht bei einem Speichervolumen von $V_{Sp} = 433 \text{ l}$ einer Speicherdichte von $C_{Sp,PCM}^* = 15,14 \text{ Wh/dm}^3$ und dem Speicherfaktor $S_{Sp,PCM} = 4,47$. Mit höheren Temperaturdifferenzen können zwar höhere Speicherkapazitäten erzielt werden, allerdings sind diese auf die sensible Art der Energiespeicherung zurückzuführen und haben dementsprechend eine Reduktion des Speicherfaktors zur Folge. Kleinere Temperaturdifferenzen als $\Delta T = 3 \text{ K}$ sind in diesem Versuchsaufbau nicht möglich, da die Abweichung der Erstarrungstemperatur zur Schmelztemperatur des *Parafol 16-97* relativ groß ist. Die Hysterese beträgt dabei 1 K bis 1,5 K und begrenzt so den Bereich des Phasenwechsels für die Be- und Entladephase.

Wie in Abschnitt 5.5 beschrieben kann der Speicher durch Umbaumaßnahmen weiter optimiert und damit der Speicherfaktor verbessert werden. Die zu klärenden Fragen für diese Optimierungsmaßnahme sind, ob die homogene Anströmung der Wellschläuche weiterhin gewährleistet und ob die theoretischen Werte erreicht werden können. Im aktuellen Versuchsaufbau konnten die vorausberechneten Werte zu fast 100 % reproduziert werden, so dass die Berechnungsgrundlage weitere Versuchsreihen für einen optimierten Speicher erlauben würden.

In Bezug auf die Be- und Entladezeiten konnten akzeptable Speicherzyklen durchgeführt werden. Der selbstgestellte Grenzwert von acht Stunden pro Ladephase kann durch die Variation des Volumenstroms eingehalten werden. Der in diesem Versuchstand maximal mögliche Volumenstrom von $\dot{V}_{Sp} = 1250 \text{ l/h}$ ermöglicht Ladezeiten von ca. drei Stunden, wenn der Temperatursprung ein ausreichend großes Temperaturgefälle zwischen Phasenwechsel- und Zieltemperatur zulässt. In diesem Zusammenhang sind kleine Temperaturdifferenzen für das Erreichen kurzer Ladezeiten hinderlich, womit in der praktischen Anwendung der Betreiber einen sinnvollen Betriebspunkt für den jeweiligen Anwendungsfall finden muss. Die Betriebsweise des Speichers kann dementsprechend auf hohe Speicherfaktoren oder auf kurze Ladezeiten ausgelegt werden. Durch die Volumenstromvariation, ist die Leistungsaufnahme bzw. -abgabe des Speichers und die Dauer der Ladevorgänge gut regelbar. Je nach Anforderung kann dadurch der Speicherbetrieb dem entsprechenden Lastprofil angepasst werden.

Im Zuge der dritten Phase der Versuchsdurchführung konnte kein direkter Vergleich zwischen den verschiedenen Anströmungsarten vorgenommen werden. Dies liegt einerseits an dem geringeren Bestückungsgrad von ca. 3 % (auf das Gesamtvolumen bezogen), andererseits an den leicht unterschiedlichen Phasenwechseleigenschaften, die das Erreichen der Zieltemperatur während der Beladephase herauszögern. Damit ist die Untersuchung der Ladezeiten in diesem Versuchstand nur bedingt möglich, da die Regelstation erheblichen Einfluss auf die Beladephase nimmt.

Während der Versuchsreihe wurden ideale Speicherzyklen mit konstanter Beschickungstemperatur durchgeführt. Im realen Betrieb wäre das in den wenigsten Anwendungen der Fall. Damit sollen in einem nächsten Schritt verschiedene Lasten bei unterschiedlichen Ladeständen am Speicher untersucht werden. Die daraus resultierenden Kennlinien sollen für die Simulation mit dem von der *Modelica Association* herausgegebenen Simulationsprogramm *Dymola* in einer Kälteversorgungsanlage verwendet werden. Daraus sollen Rückschlüsse für einen längerfristigen Betrieb unter realen Bedingungen bezüglich Energieeffizienz und Amortisationszeit gezogen werden. In diesem Zusammenhang kann im Folgeversuch zur Ermittlung der Lastkennlinien die vertikale Lage weiter untersucht werden, da im Lastfall weniger Einfluss der Regelstation zu erwarten ist. Dennoch sollte der Fokus auf die horizontale Lage der Wellschläuche gelegt werden, da der latente Bereich klarer definiert werden kann.

In Bezug auf die Weiterentwicklung dieser Art der Makrokapsel, sollte die vertikale Lage jedoch keinesfalls ignoriert werden. Diese Anordnung bietet bessere Optionen für die Auslegung des Speicherbehälters. Die vertikale Lage kann in einen Speichertank mit runder Bauform integriert werden, der eine höhere Resistenz gegen inneren Überdruck aufweist und damit den Betrieb mit höheren Volumenströmen zulässt.

Die Kosten für den errichteten Speicher sind trotz vorhandenem Speicherbehälter und der zugehörigen Regelungsanlage sehr hoch. Die Umbaukosten eines vorhandenen Speichers zur Erhöhung der Speicherkapazität mit PCM-Modulen betragen ca. 1.800 €/kWh. Diese hohen Kosten sind auf die Makroverkapselung zurückzuführen, die mit 20,00 € pro Stück den teuersten Posten der Kostenaufstellung darstellen. Mit diesen hohen Kosten konfrontiert, muss die Implementierung dieser Makrokapsel kritisch hinterfragt werden, sofern keine konstruktive Lösung gefunden wird, um die Herstellungskosten der Wellschläuche zu senken. Als einzige Alternative kann zurzeit nur die Änderung des Speicherbehälters angeführt werden, um die Schläuche zu verlängern und damit die Anzahl der nötigen Schweißverbindungen zu reduzieren.

Im Rahmen dieser Bachelorarbeit kann das Potenzial der latenten Speichertechnologie weiterhin bestätigt werden. Die als Makroverkapselung eingesetzten Wellschläuche können dabei zur Leistungssteigerung bestehender Speicheranlagen oder zur Reduzierung des Platzbedarfs für neue Speichereinrichtungen genutzt werden. Problematisch sind den noch die hohen Kosten und der niedrige Erfahrungsstand bezüglich der Standfestigkeit. Neben der Unkenntnis über die langfristige Dichtigkeit der Wellschläuche, muss die Zyklenstabilität des PCM über mehrere Jahre hinweg untersucht werden.

Literaturverzeichnis

- [1] **FIZ Karlsruhe – Leibniz-Institut für Informationsinfrastruktur GmbH, Redaktionsleitung der Forschungsinitiative der Bundesregierung: Durst, Anna und Meyer, Franz.** http://forschung-energiespeicher.info/aktuelles/aktuelles-einzelansicht/2/Herausforderung_bei_der_Verkapselung/. 14.07.2016
- [2] **Detzer, Rüdiger, et al.** *Abschlussbericht - Entwicklung von Kältespeichern auf der Basis von Phasenwechselfluiden und makroverkapselten Phasenwechselmaterialien.* Imtech Deutschland GmbH & Co. KG, Hamburg, 2011.
- [3] **Grimm, Jannik.** *Entwicklung, Realisierung und messtechnische Bewertung eines Energiespeichers für makroverkapselte Phasenwechselmaterialien (PCM).* Bachelorarbeit. Hochschule für angewandte Wissenschaften. Hamburg, 2015.
- [4] **Stadler, Ingo und Sterner, Michael.** *Energiespeicher-Bedarf, Technologien, Integration.* 1. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014.
- [5] **Urbanek, Thorsten.** *Kältespeicher - Grundlagen, Technik, Anwendung.* 1. Auflage. Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH, München, 2012.
- [6] **FIZ Karlsruhe – Leibniz-Institut für Informationsinfrastruktur GmbH, Redaktionsleitung der Forschungsinitiative der Bundesregierung: Durst, Anna und Meyer, Franz.** http://forschung-energiespeicher.info/projektschau/gesamtliste/projekt-einzelansicht/95/Rueckkuehlung_mit_neuen_Salzhydraten/. 28.04.2016
- [7] **Schmidt, Manfred.** *Auf dem Weg zum Nullemissionsgebäude - Grundlagen, Lösungsansätze, Beispiele.* 1. Auflage. Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2013.
- [8] **Schmidt, Achim.** *Vorlesungsskript - Wärmeübertragung.* Hochschule für Angewandte Wissenschaften, Hamburg, Wintersemester 2013.
- [9] **Sasol GmbH.** *Produktdatenblatt Parafol.* Hamburg, 2015.
- [10] **Temperatur Messelemente Hettstedt GmbH.** Produktkatalog. 2015.
- [11] **TC Mess- und Regeltechnik GmbH.** *Handbuch zur Temperaturmessung mit Thermoelementen und Widerstandsthermometer, Version 6.1.* 2012.
- [12] **Krohne Messtechnik GmbH & Co. KG.** Technische Daten – Magnetisch-Induktive Durchflussmesser in Kompaktbauweise. 09/1995.

- [13] **Gaßmann, Eugen und Gries, Anna mit fachlicher Unterstützung der WIKA Alexander Wiegand SE & Co. KG.** Elektronische Druckmesstechnik – Grundlagen, Anwendungen und Geräteauswahl. Süddeutscher Verlag onpact GmbH, München, 2009.
- [14] **Glück, Bernd.** *Bausteine der Heizungstechnik – Wärmeübertragung: Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren.* 2. Auflage. Verlag für Bauwesen GmbH, Berlin, 1990.
- [15] **Wagner, Walter.** *Wärmeaustauscher – Grundlagen, Aufbau und Funktion thermischer Apparate.* 2. Auflage, Vogel Verlag, Würzburg, 1999
- [16] **Spindler, Klaus.** *Vorlesungsskript – Grundlagen der Wärmeübertragung.* Universität Stuttgart, Stuttgart, Wintersemester 2016.
- [17] **Fischer, Ulrich, et al.** *Tabellenbuch Metall.* 45. Auflage. Verlag Europa Lehrmittel Haan-Gruiten, 2011.
- [18] **Armacell Enterprise GmbH & Co. KG.** *ArmWin AS V1.1 – Fachlexikon.* Deutschland, 2015
- [19] **Herr, Horst.** *Technische Physik Band 3: Wärmelehre.* 4. Auflage. Verlag Europa Lehrmittel Haan-Gruiten, 2006



Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: _____

Vorname: _____

dass ich die vorliegende _____ – bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

~~Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der _____ ist erfolgt durch:~~

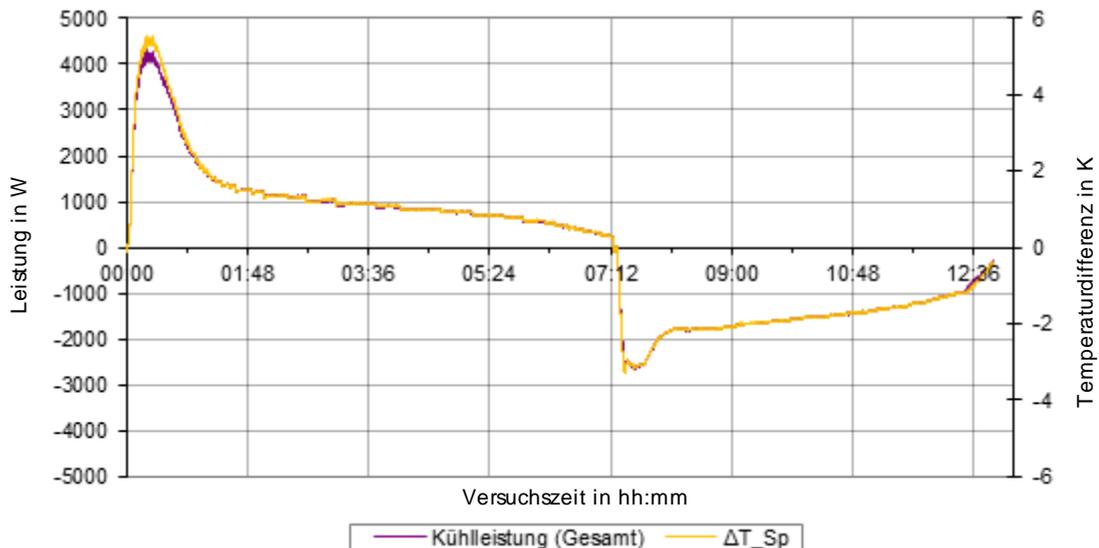
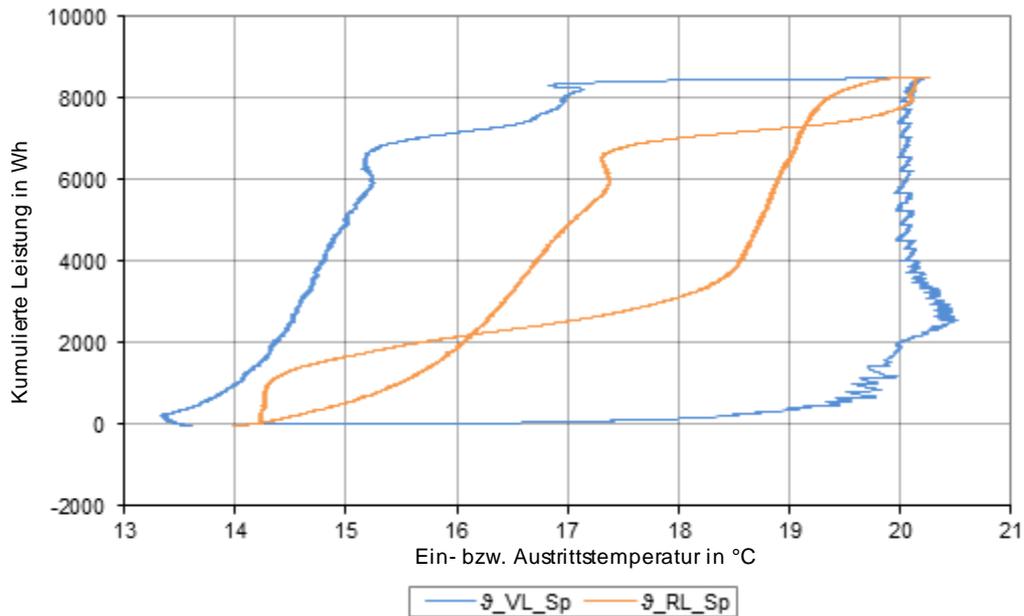
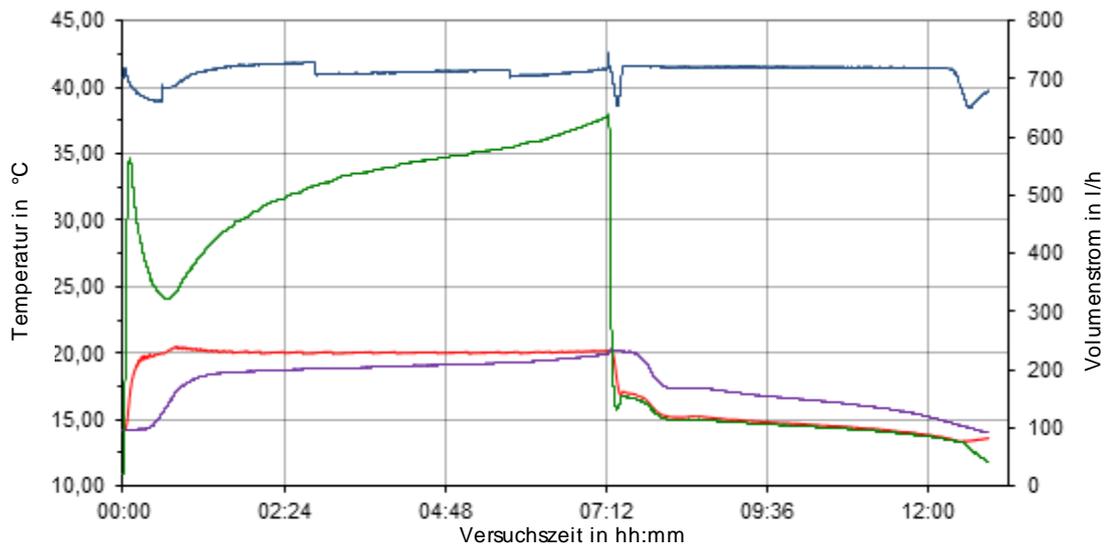
Ort

Datum

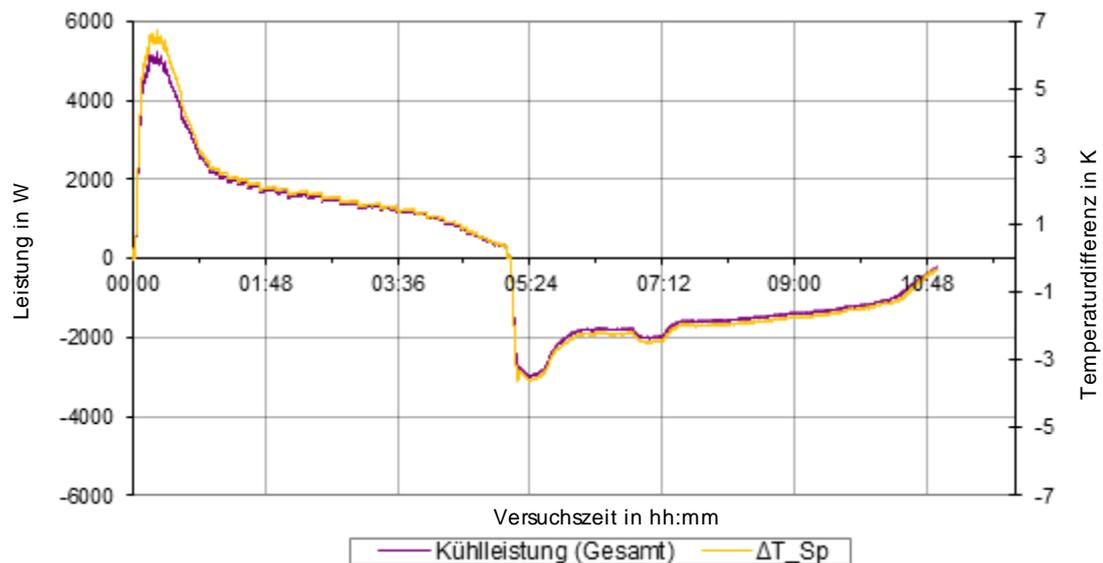
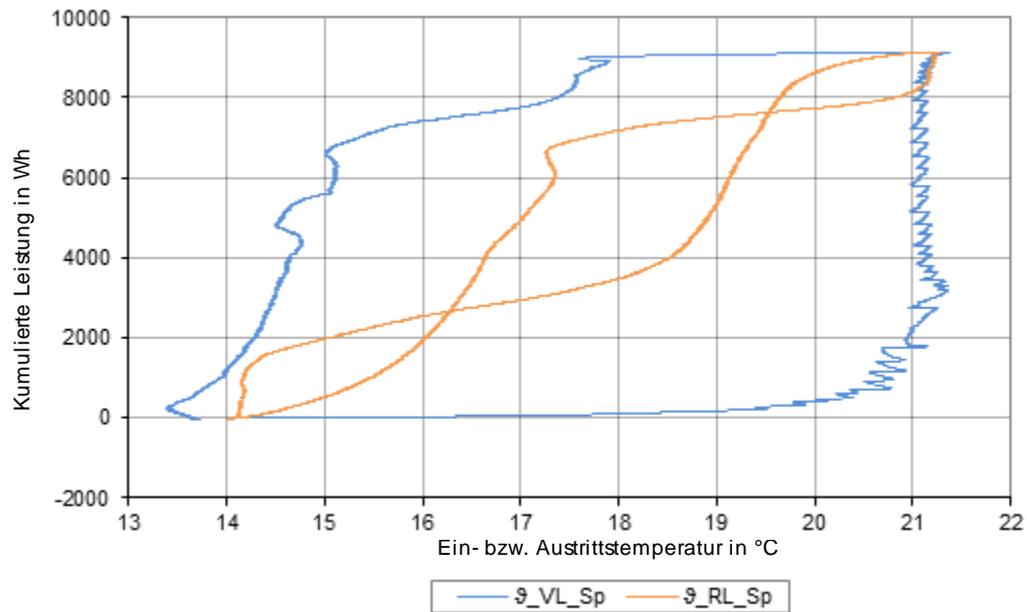
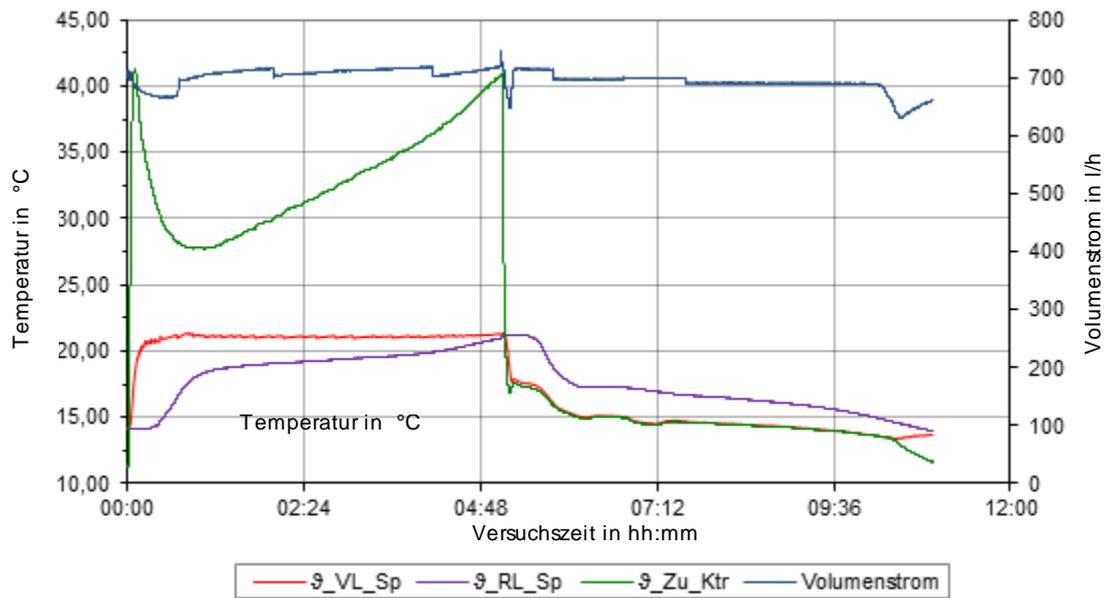
Unterschrift im Original

Anhang

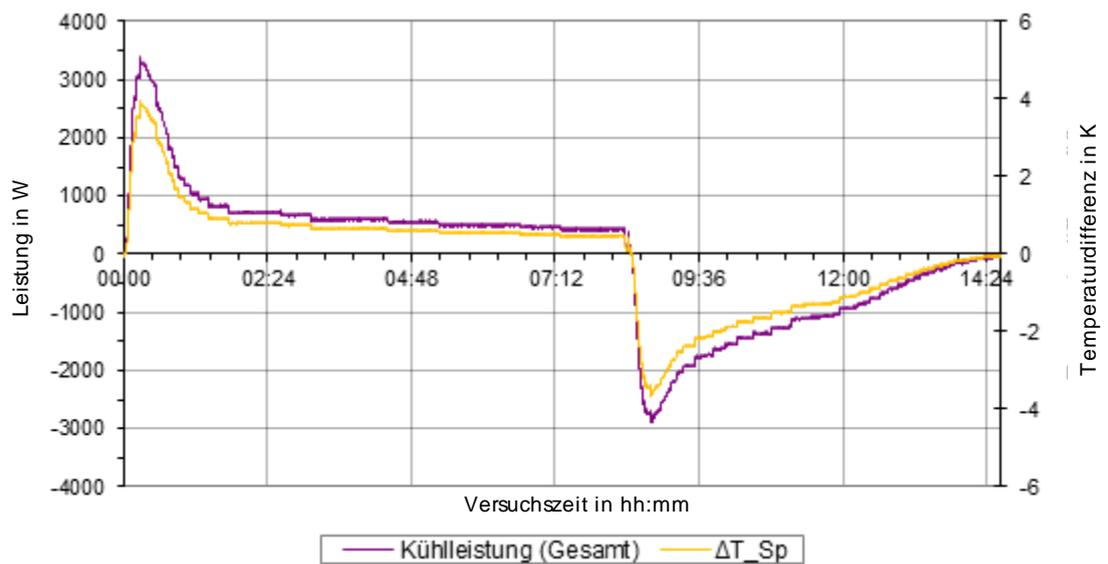
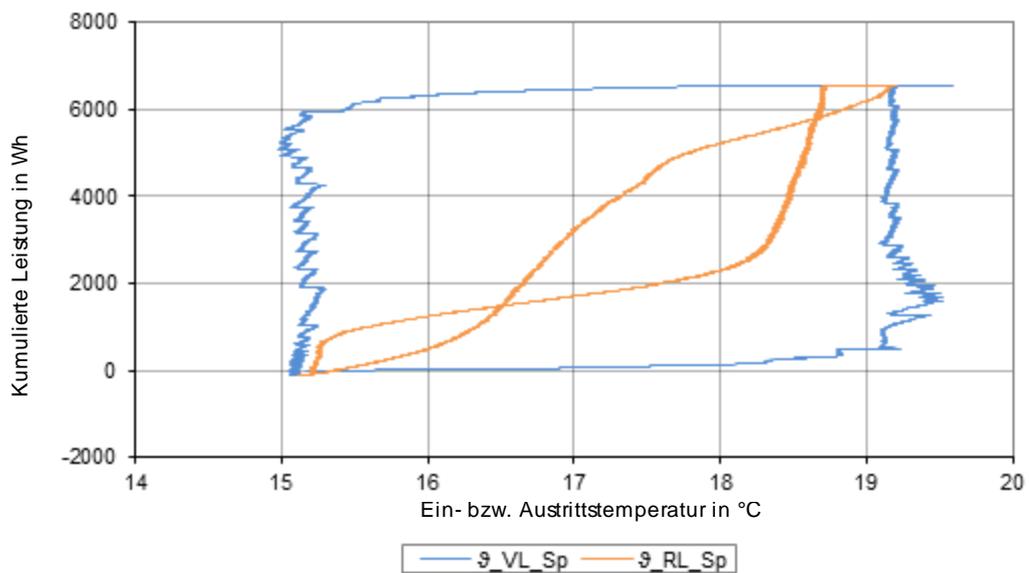
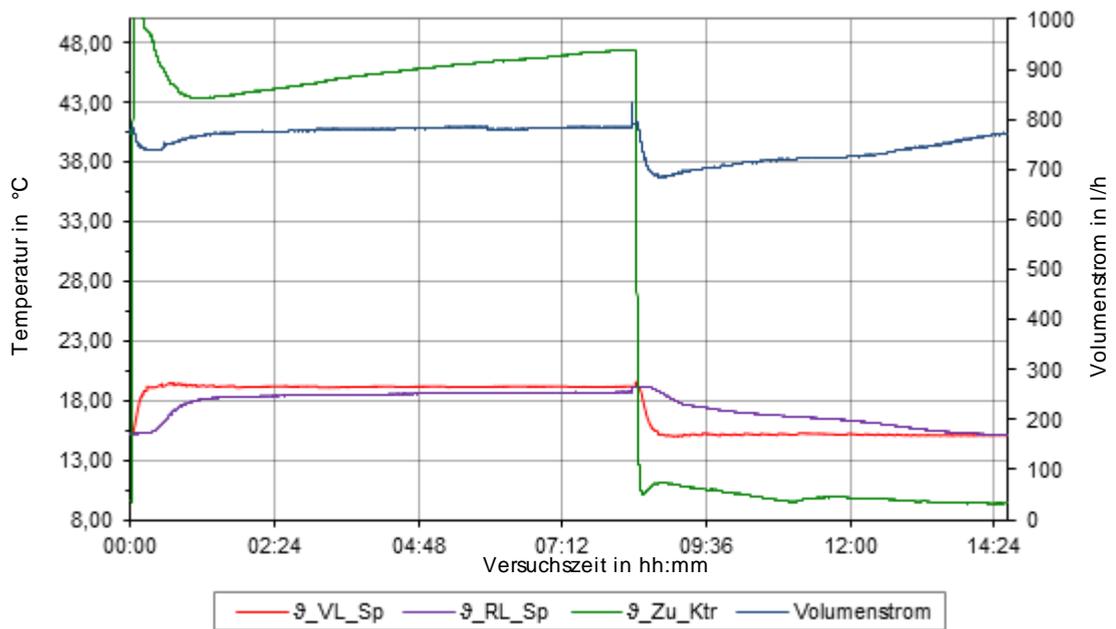
A	Temperatursprung 14-20_hor_750.....	1
B	Temperatursprung 14-21_hor_750.....	2
C	Temperatursprung 15-19_hor_750.....	3
D	Temperatursprung 15-20_hor_500.....	4
E	Temperatursprung 15-20_hor_750.....	5
F	Temperatursprung 15-20_hor_1000.....	6
G	Temperatursprung 15-20_hor_1250.....	7
H	Temperatursprung 15-20_vert_1250.....	8
I	Temperatursprung 15-21_hor_500.....	9
J	Temperatursprung 15-21_hor_750.....	10
K	Temperatursprung 15-21_hor_1000.....	11
L	Temperatursprung 15-21_hor_1250.....	12
M	Temperatursprung 15-21_vert_1250.....	13
N	Temperatursprung 15-22_vert_1250.....	14
O	Temperatursprung 16-19_hor_750.....	15
P	Temperatursprung 16-19_hor_1250.....	16
Q	Temperatursprung 16-19_vert_1250.....	17
R	Temperatursprung 16-20_hor_750.....	18
S	Temperatursprung 16-20_hor_1000.....	19
T	Temperatursprung 16-20_hor_1250.....	20
U	Temperatursprung 16-20_vert_1250.....	21
V	Temperatursprung 16-21_hor_750.....	22
W	Temperatursprung 16-21_hor_1250.....	23
X	Temperatursprung 16-22_hor_750.....	24
Y	Temperatursprung 16-22_vert_1250.....	25

A Temperatursprung 14-20_hor_750

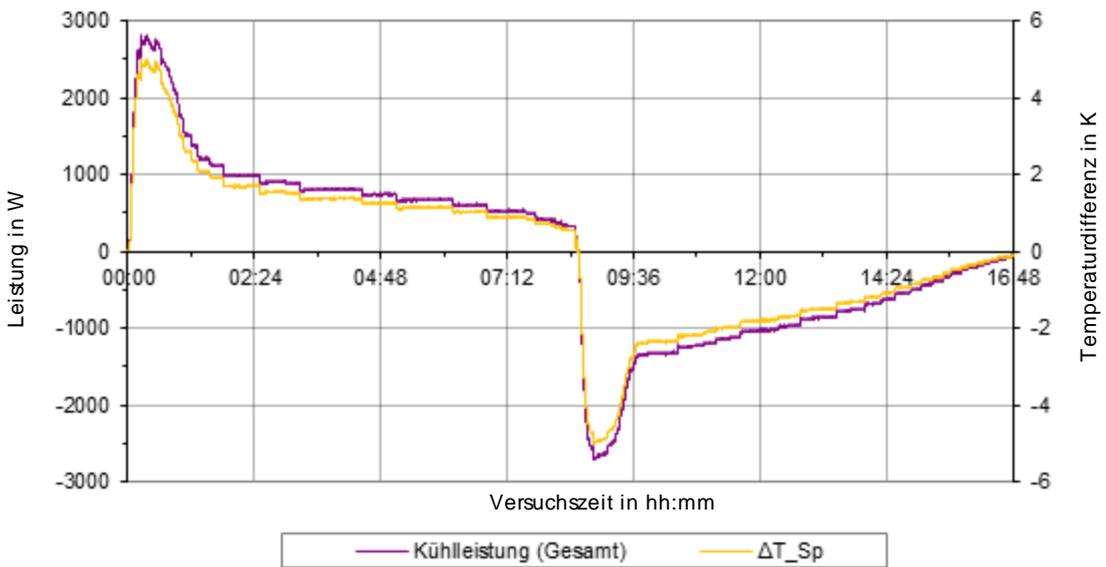
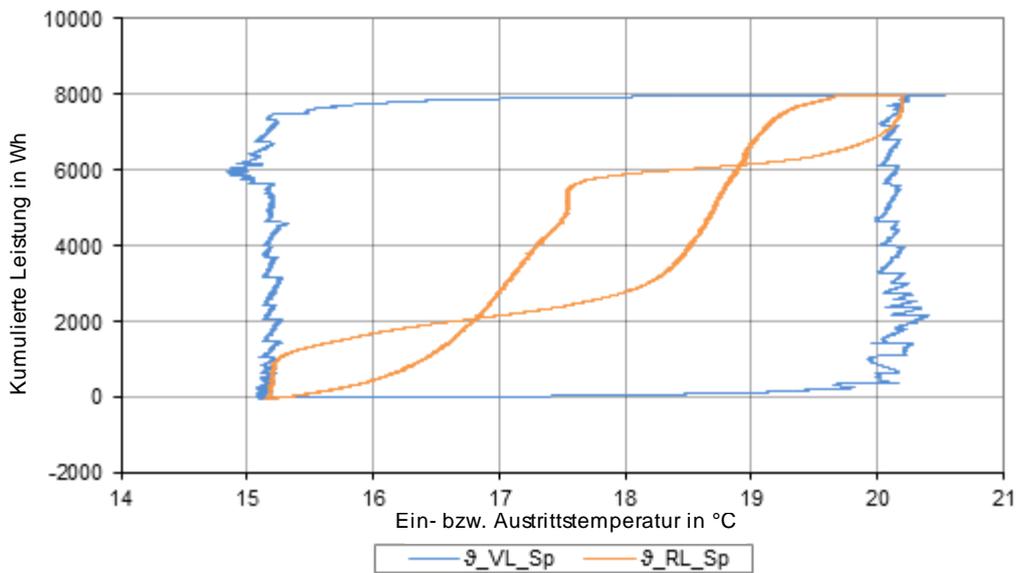
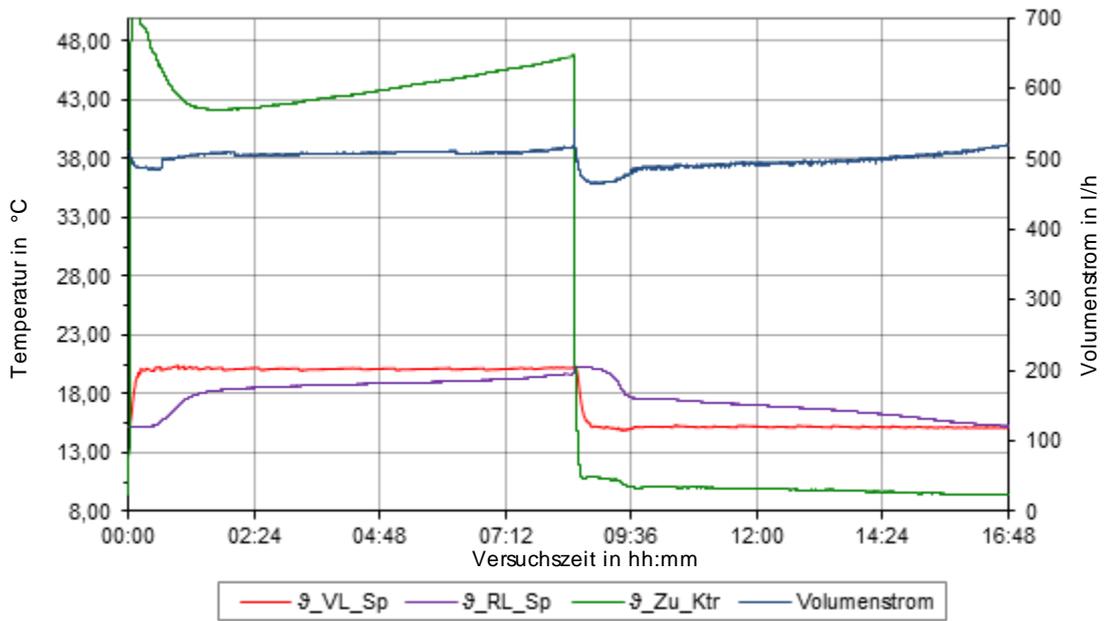
B Temperatursprung 14-21_hor_750



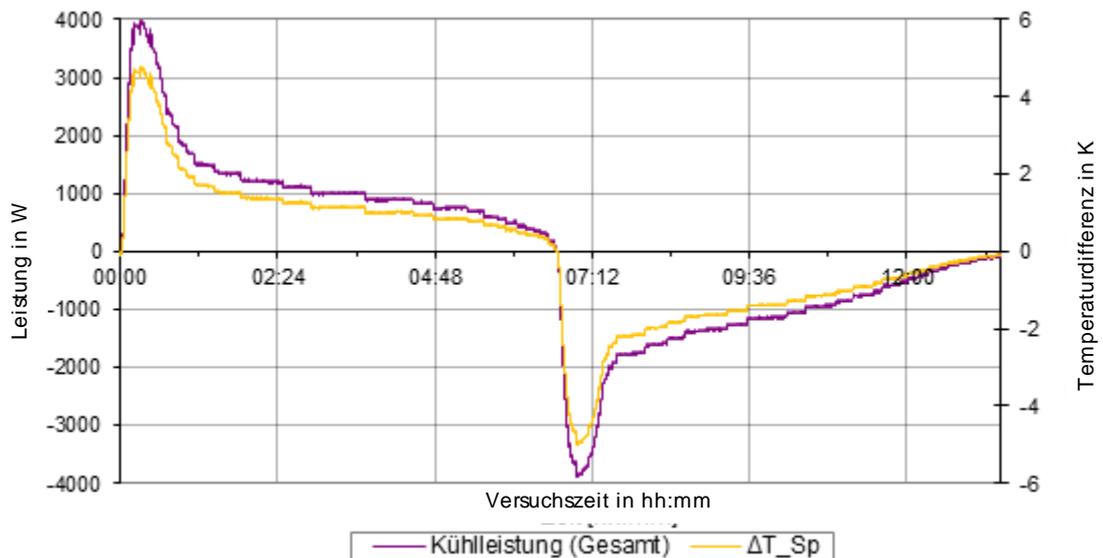
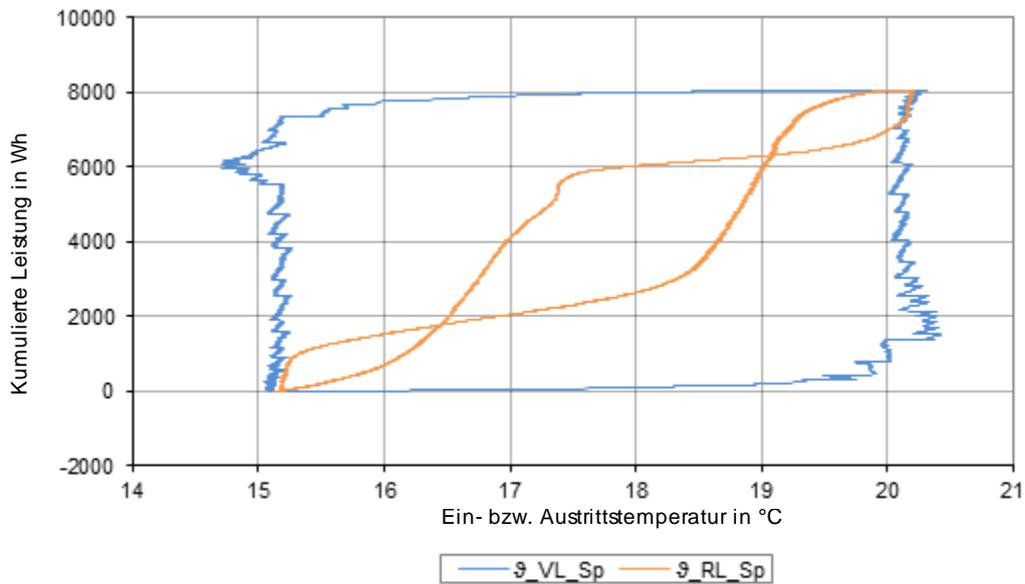
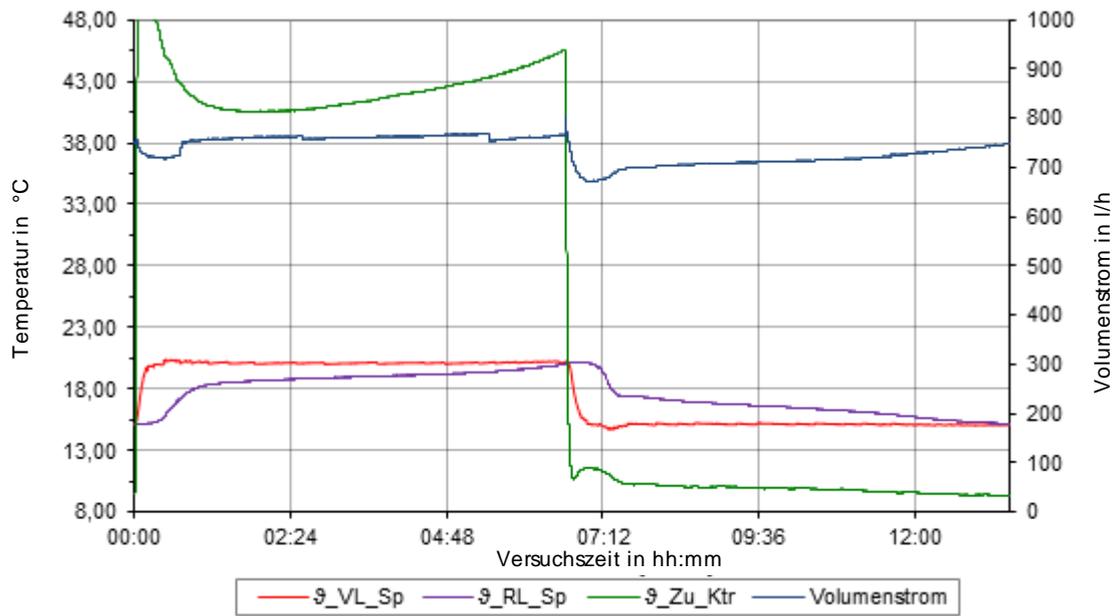
C Temperatursprung 15-19_hor_750



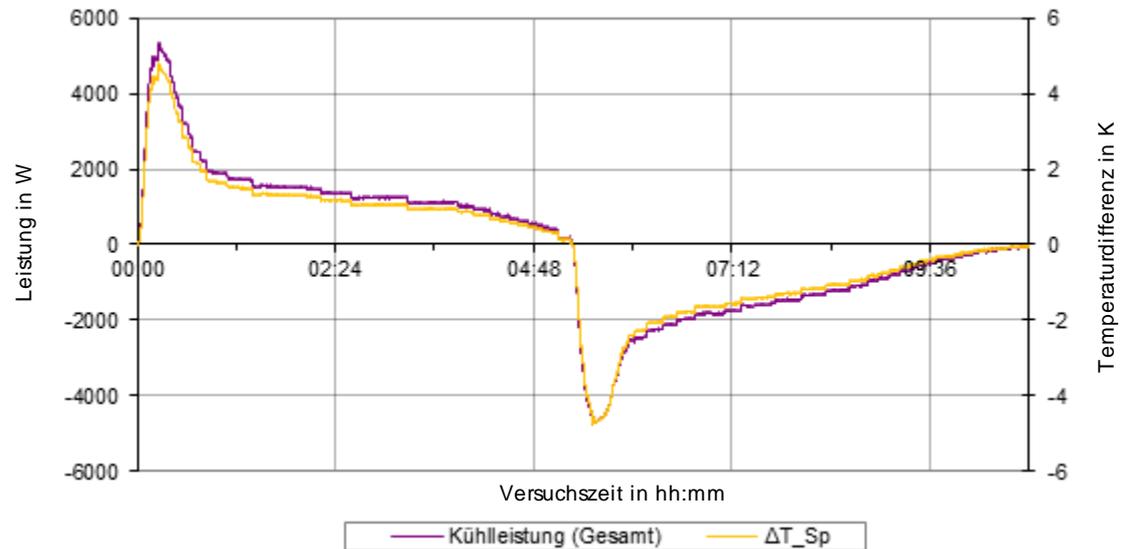
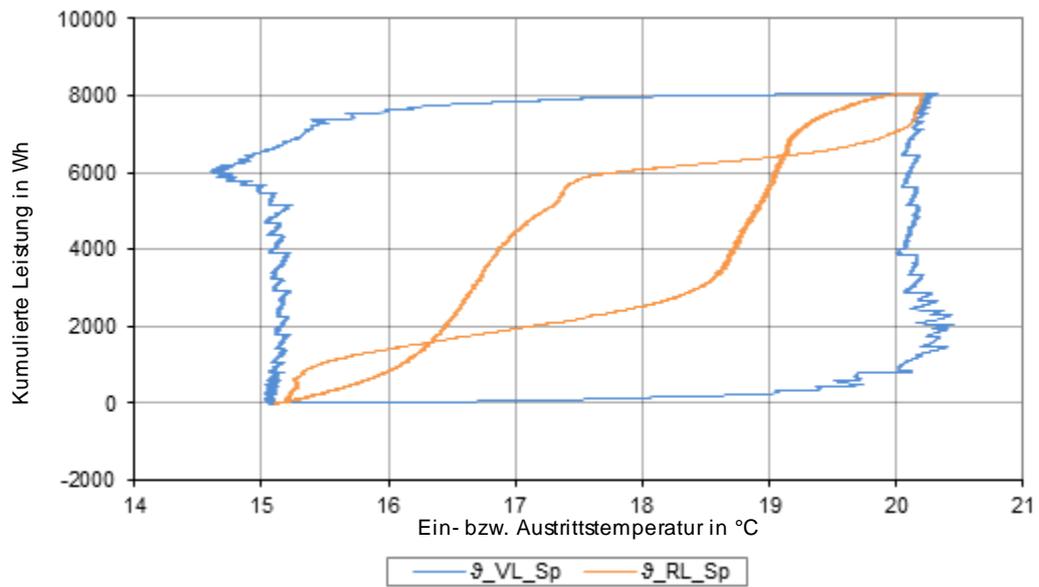
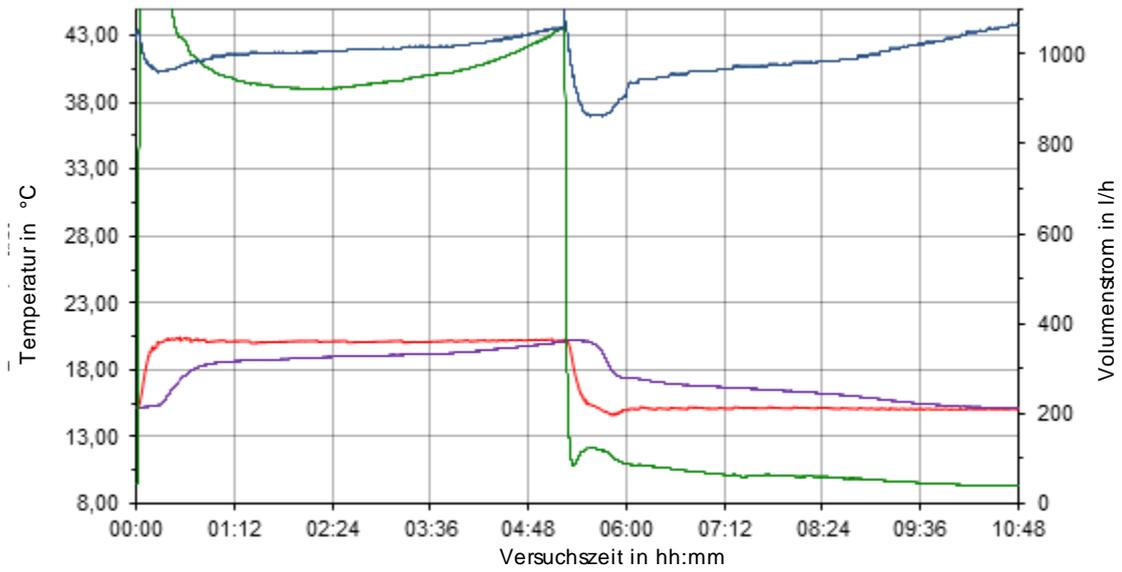
D Temperatursprung 15-20_hor_500

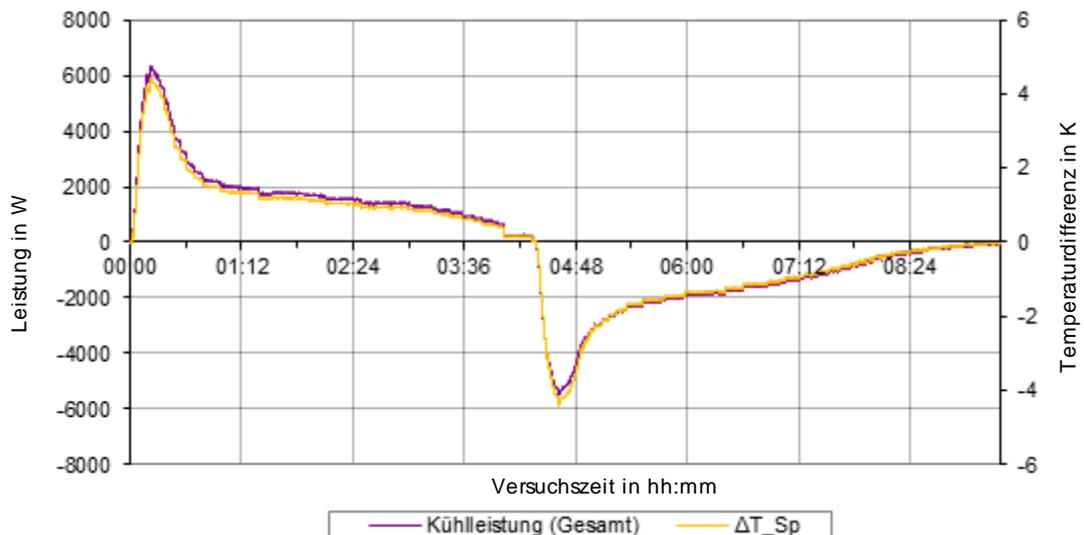
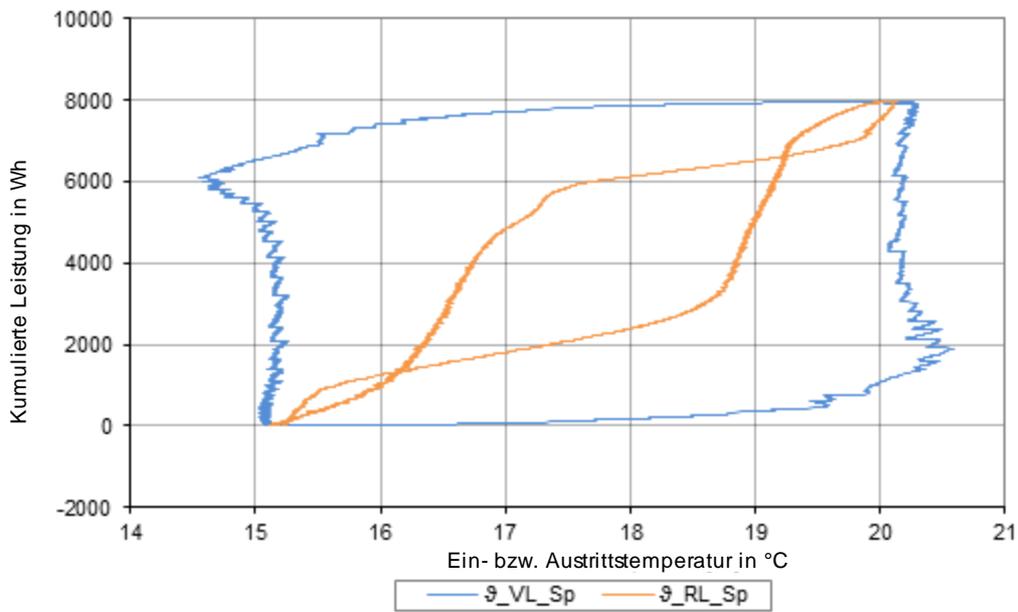
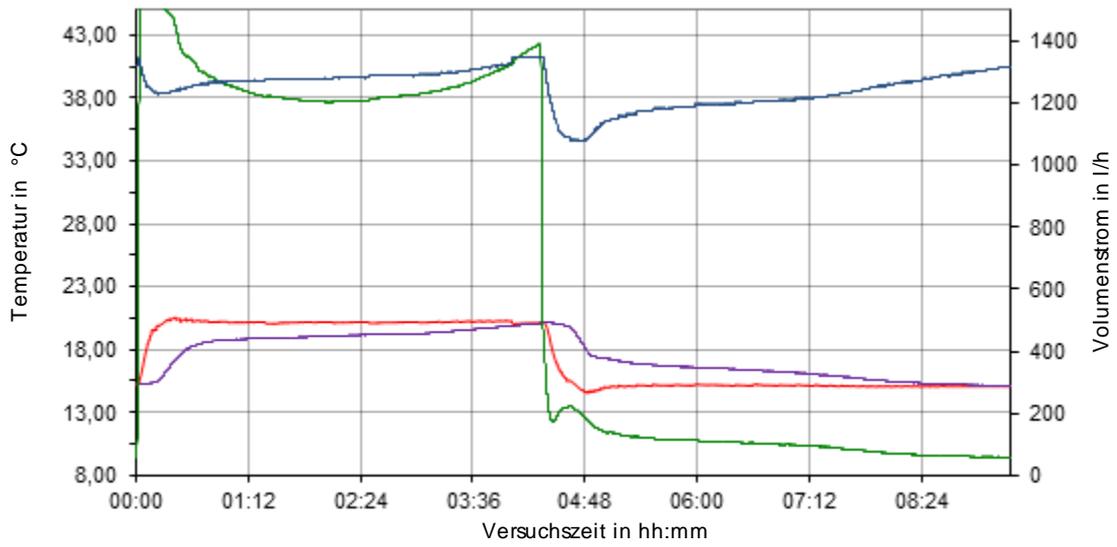


E Temperatursprung 15-20_hor_750

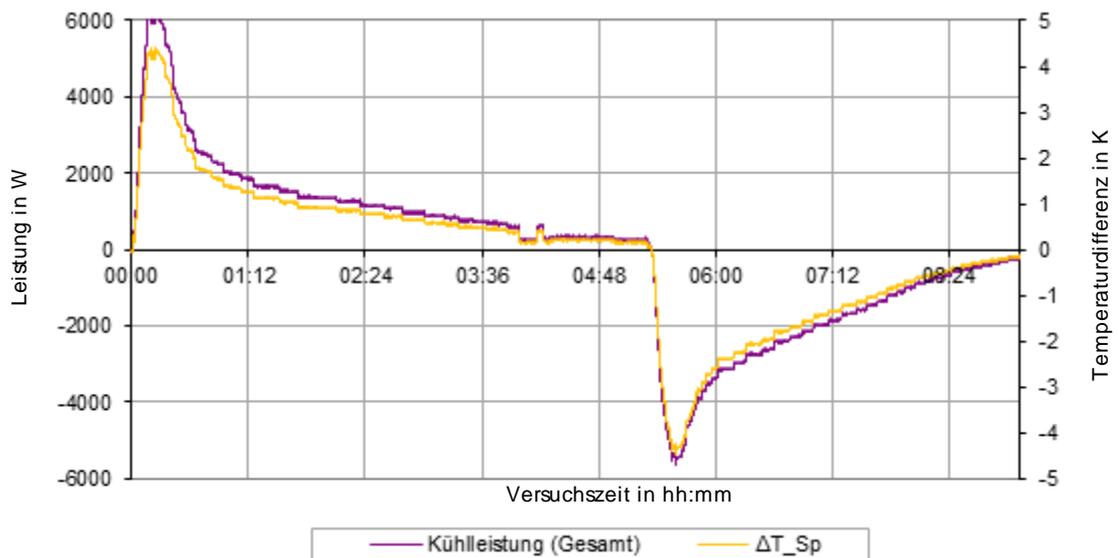
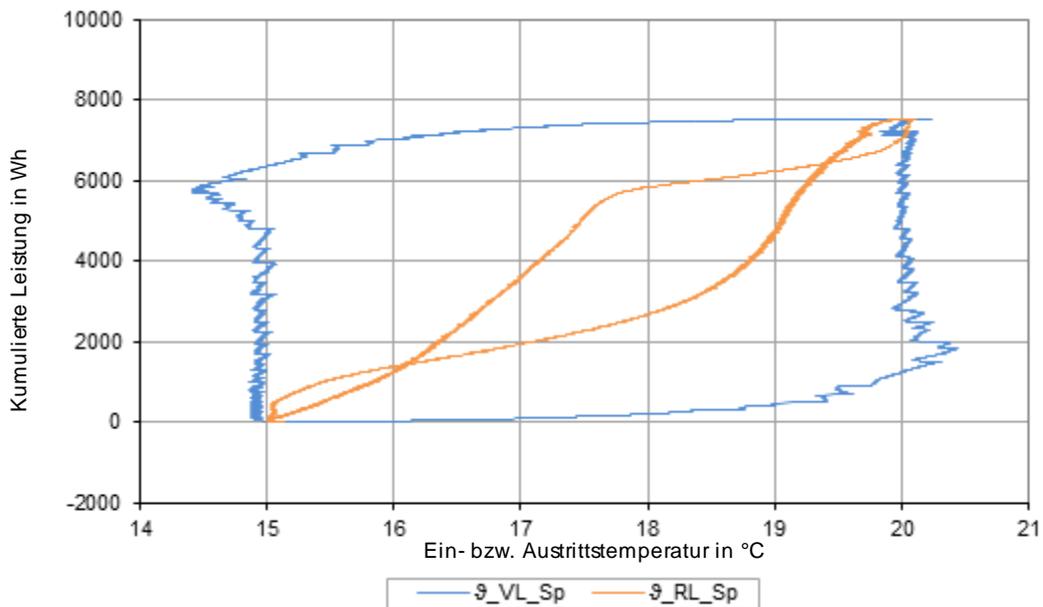
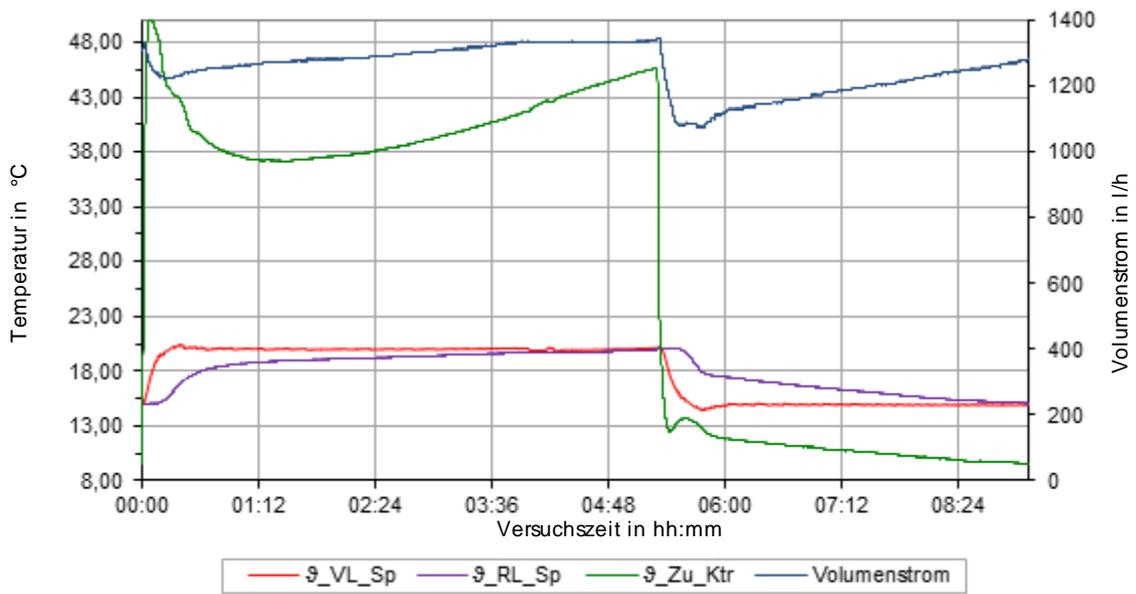


F Temperatursprung 15-20_hor_1000

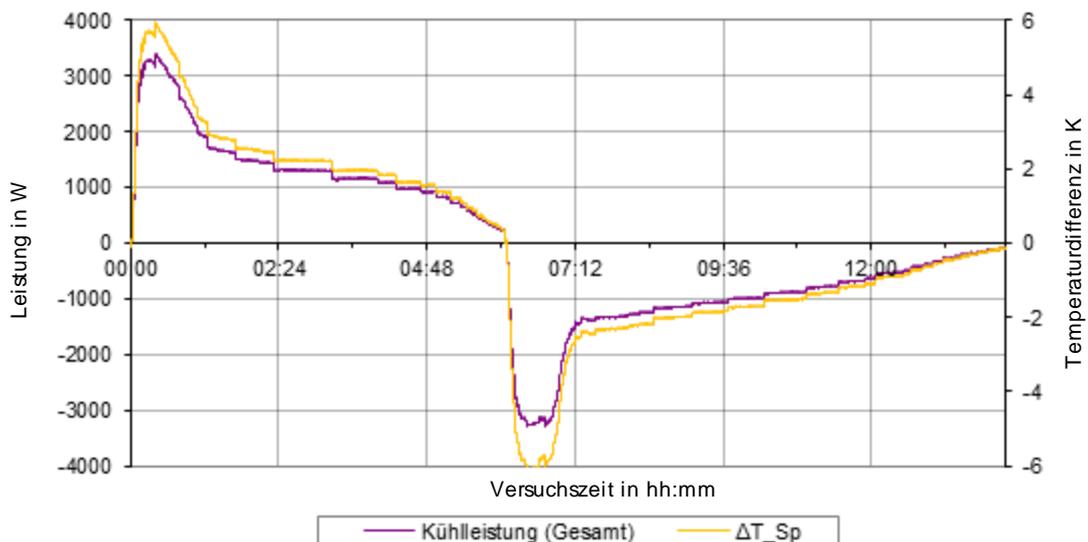
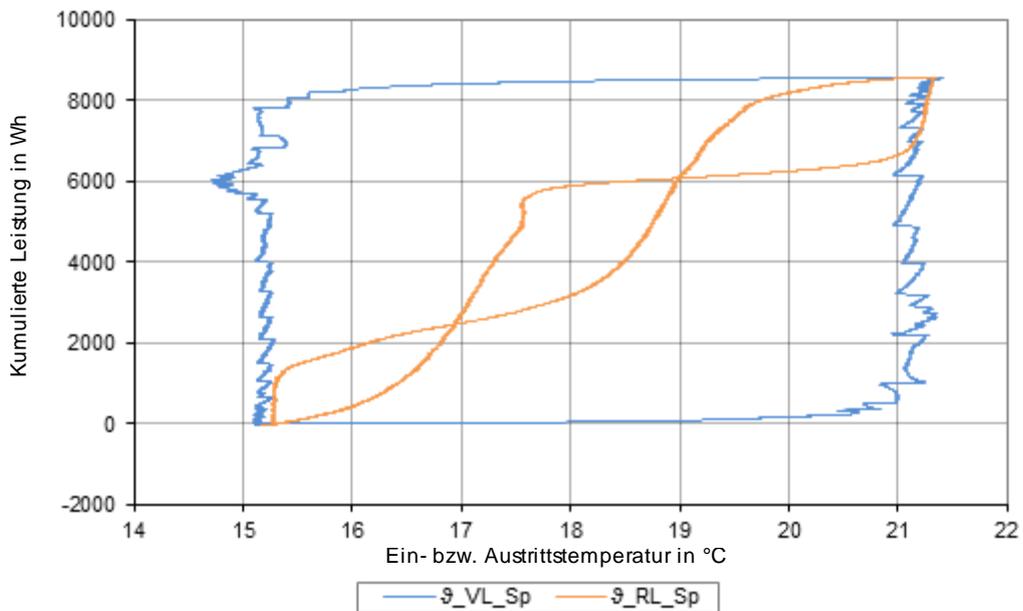
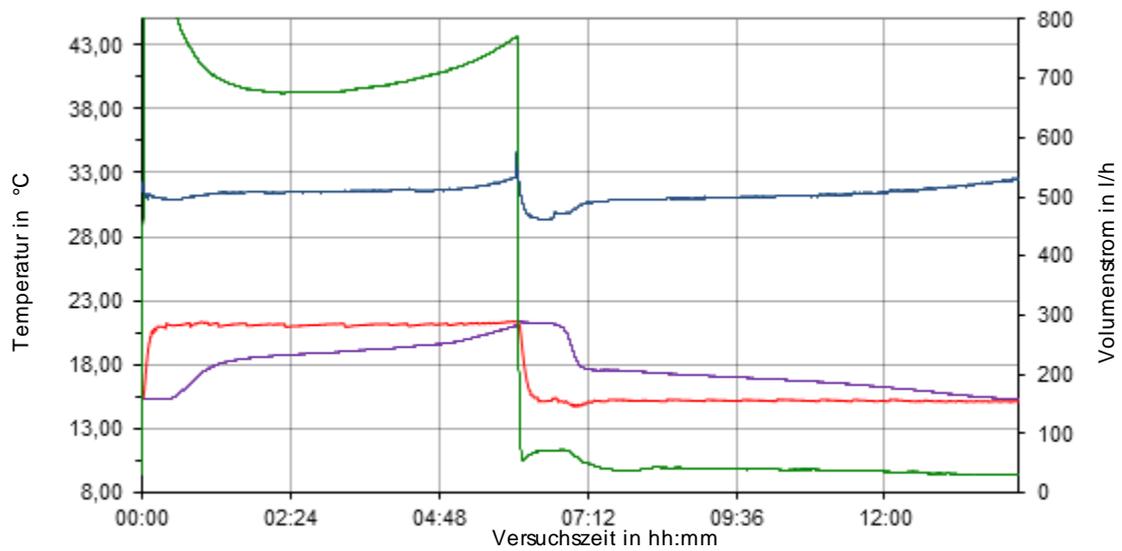


G Temperatursprung 15-20_hor_1250

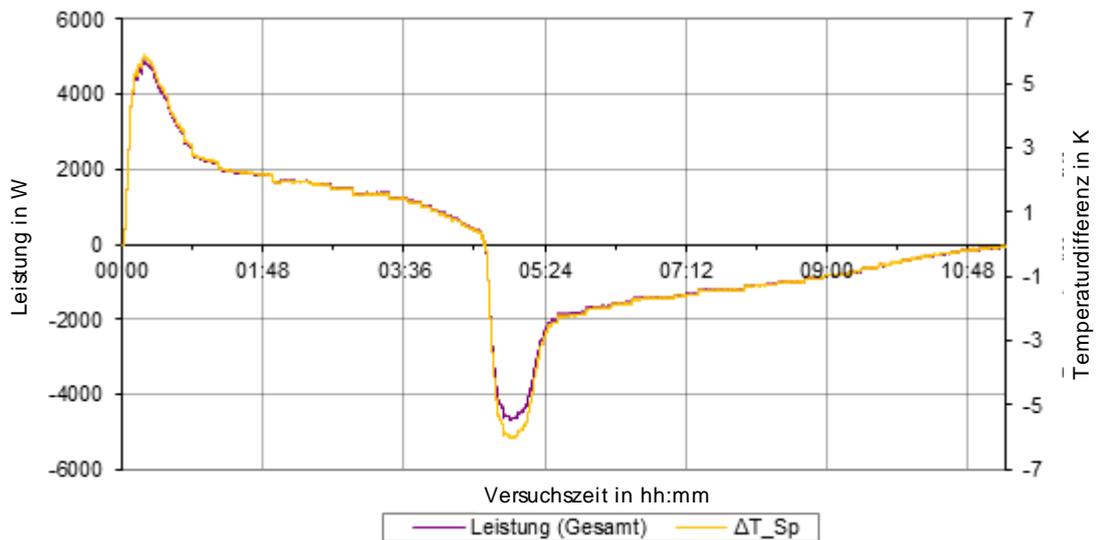
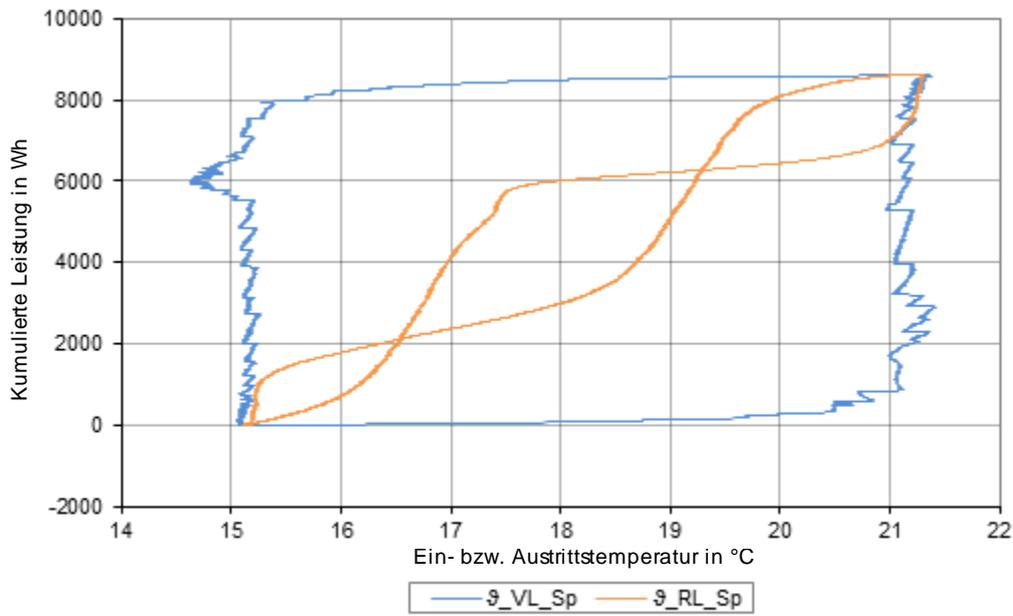
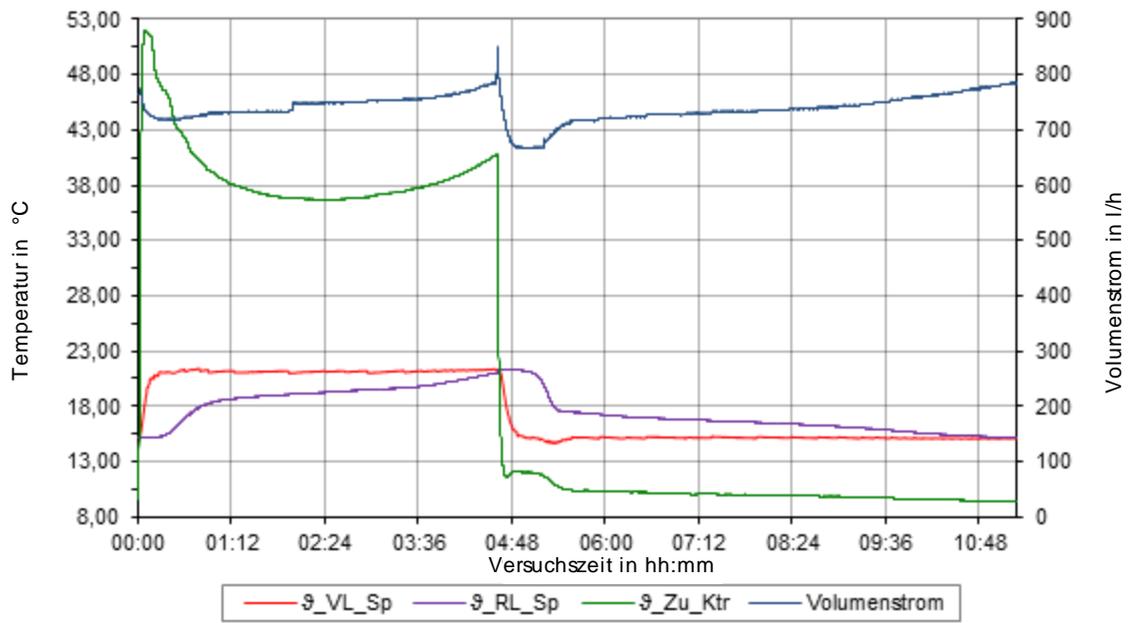
H Temperatursprung 15-20_vert_1250



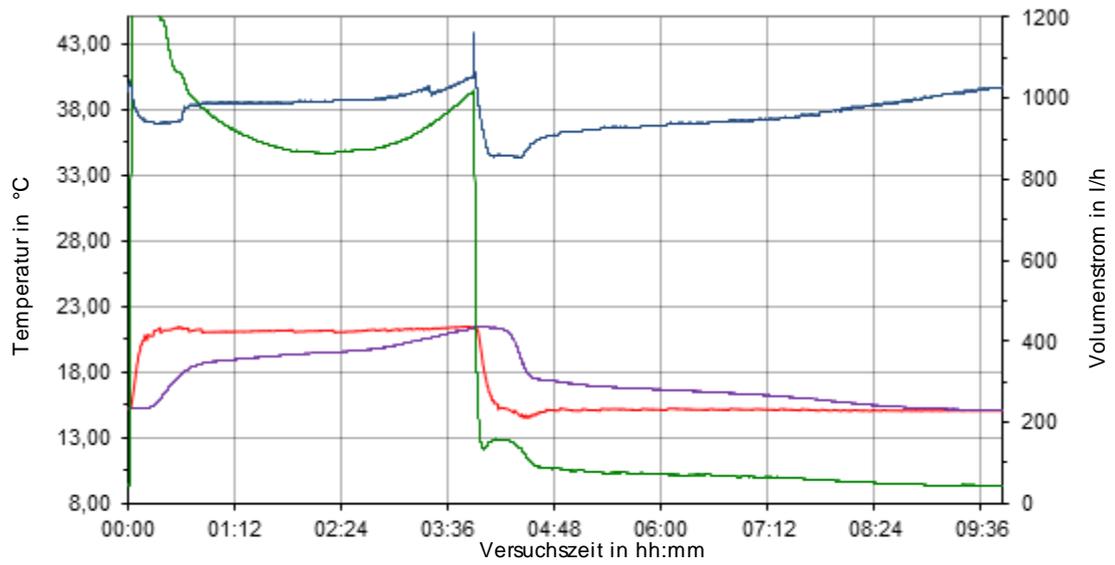
I Temperatursprung 15-21_hor_500



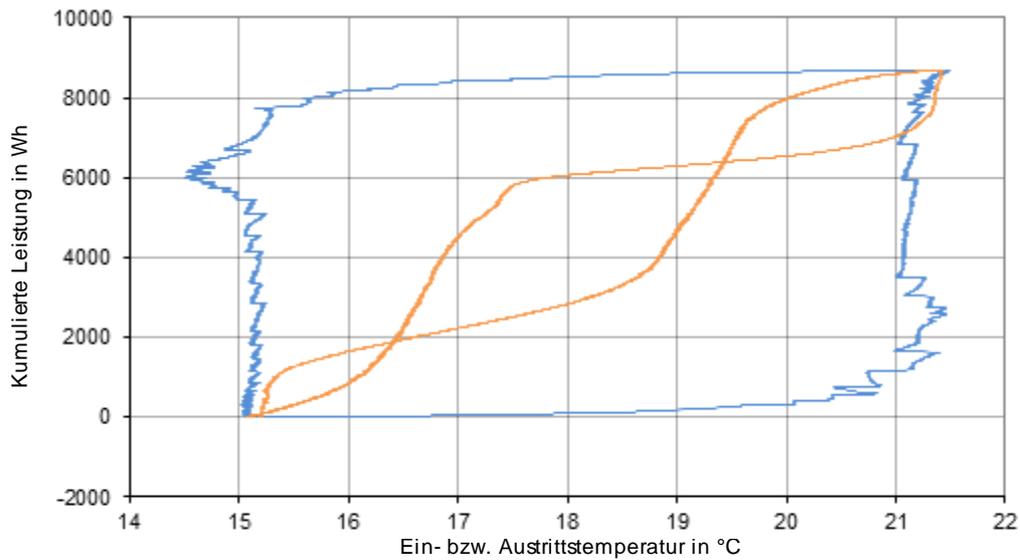
J Temperatursprung 15-21_hor_750



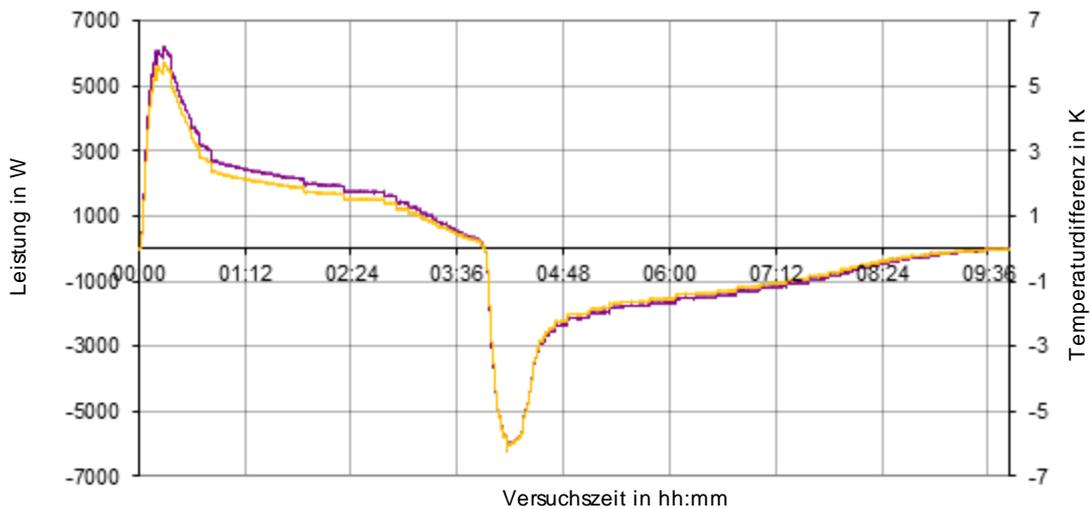
K Temperatursprung 15-21_hor_1000



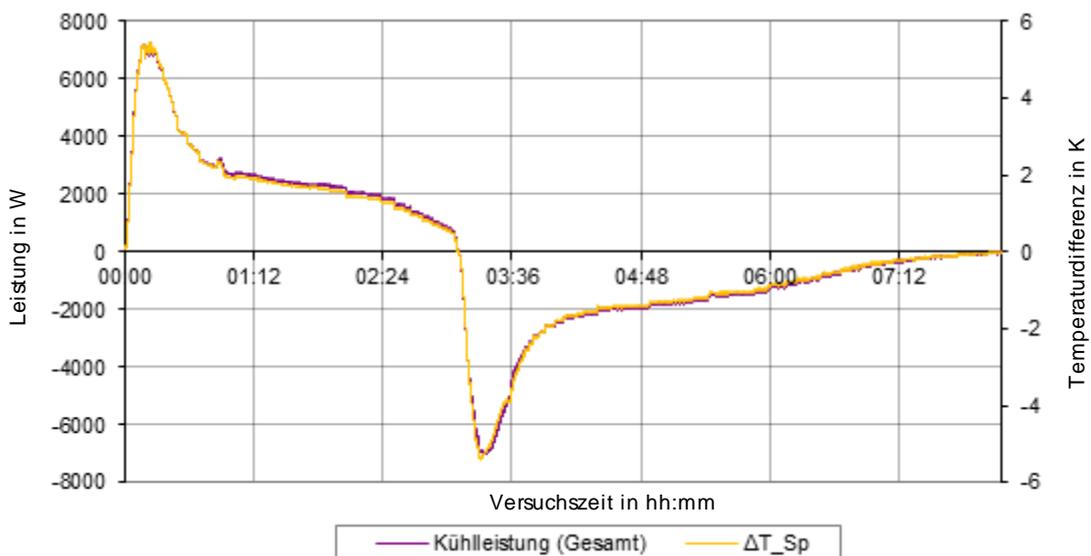
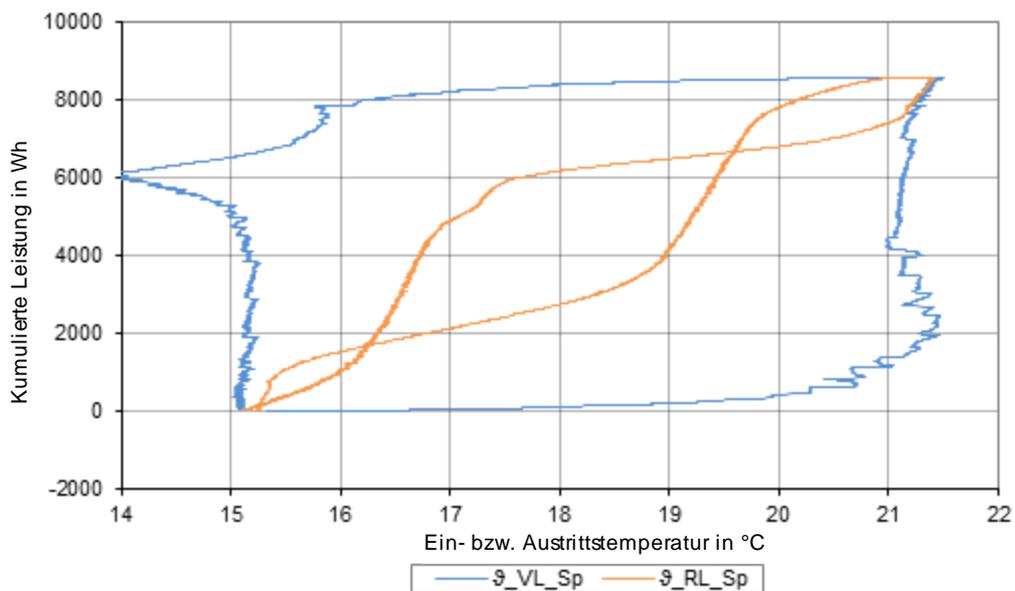
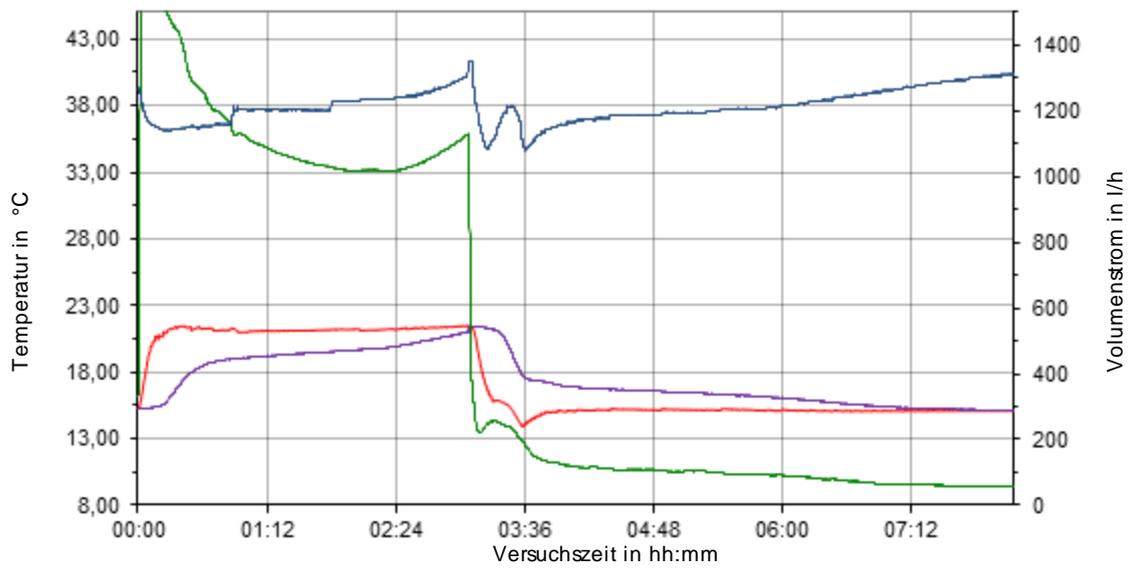
— ̑_VL_Sp — ̑_RL_Sp — ̑_Zu_Ktr — Volumenstrom



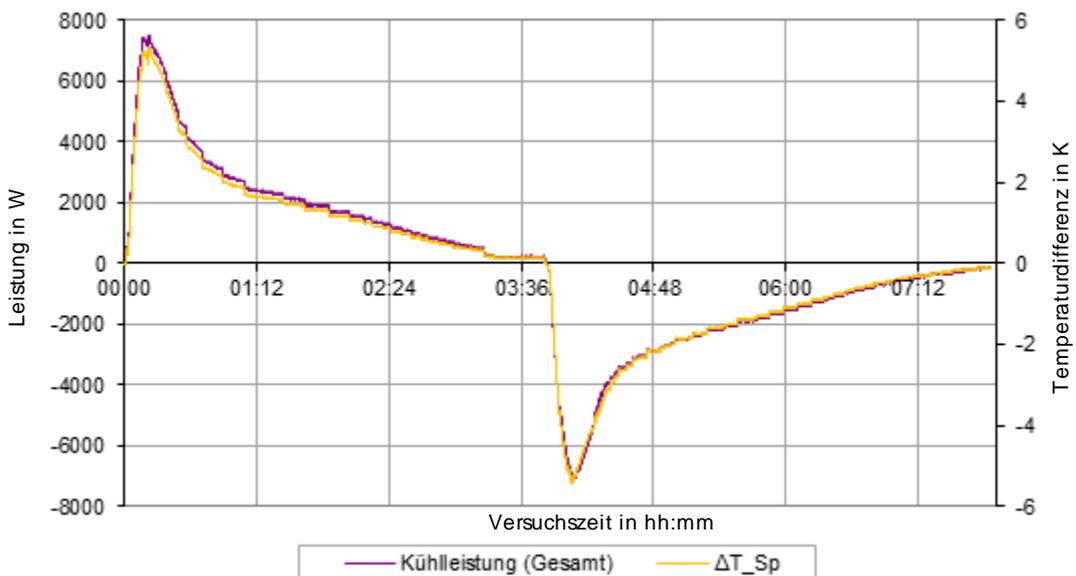
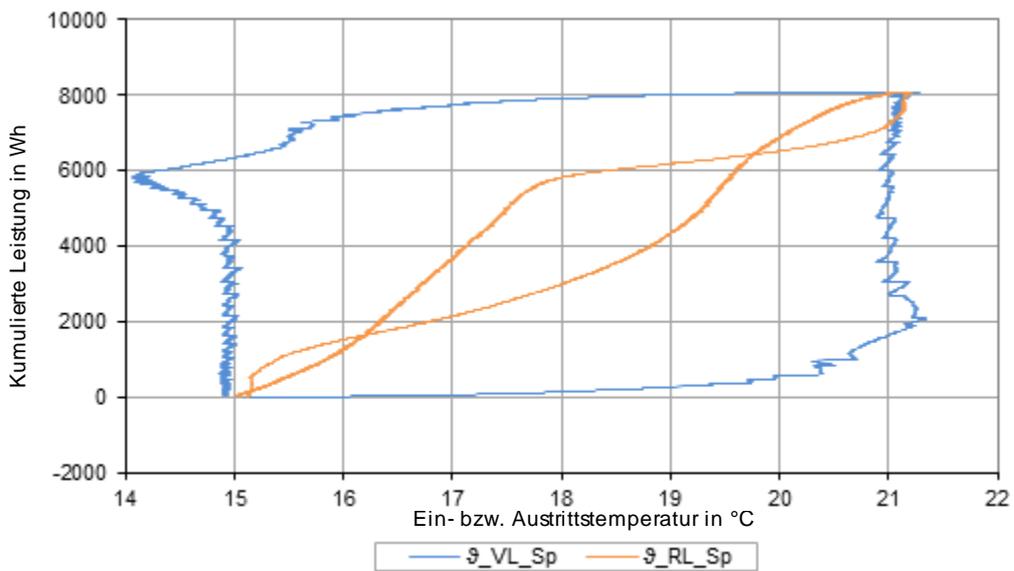
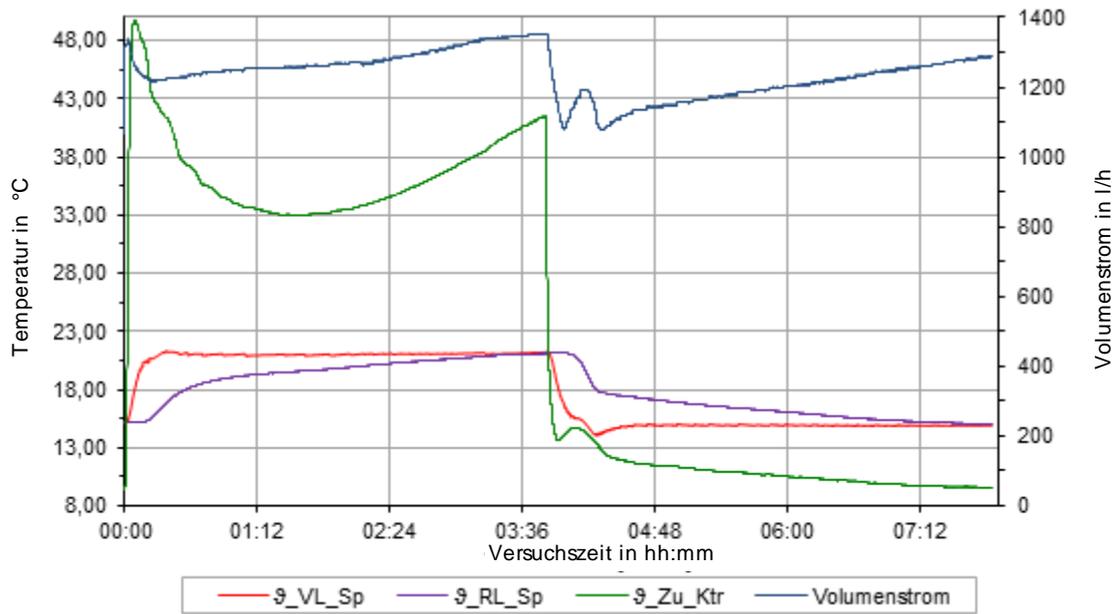
— ̑_VL_Sp — ̑_RL_Sp



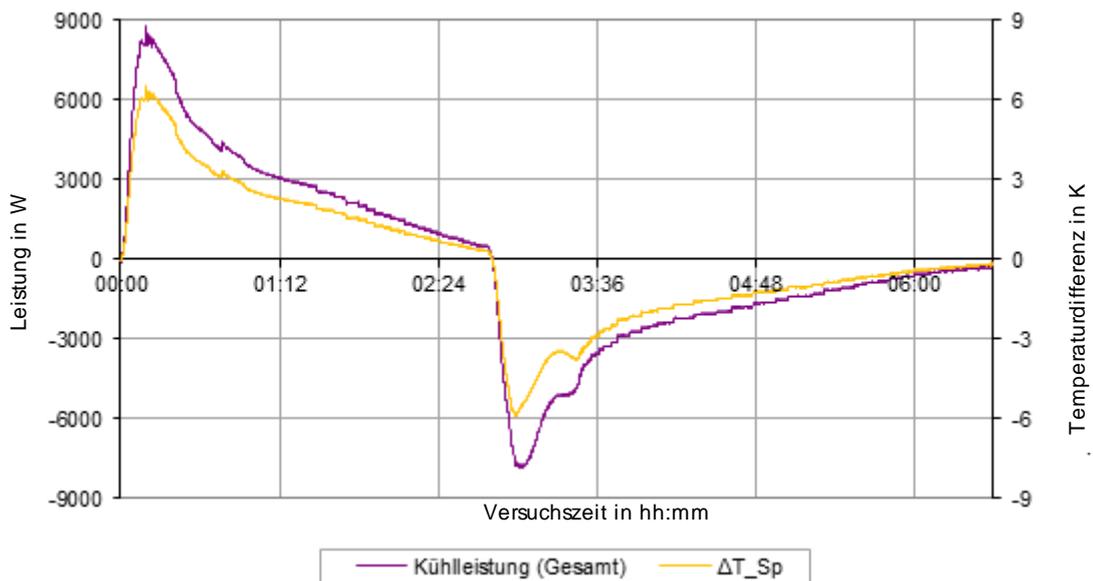
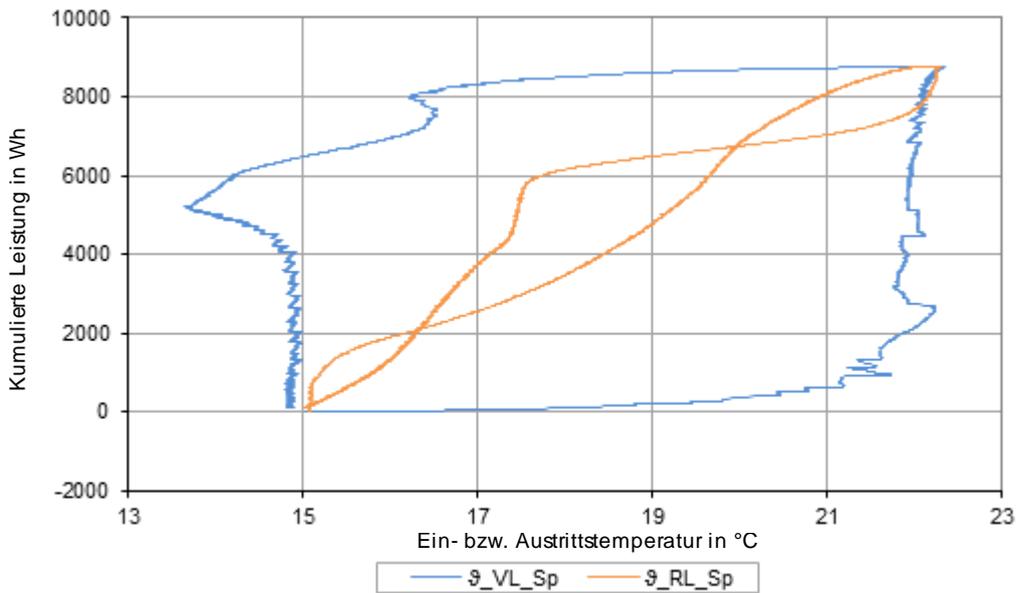
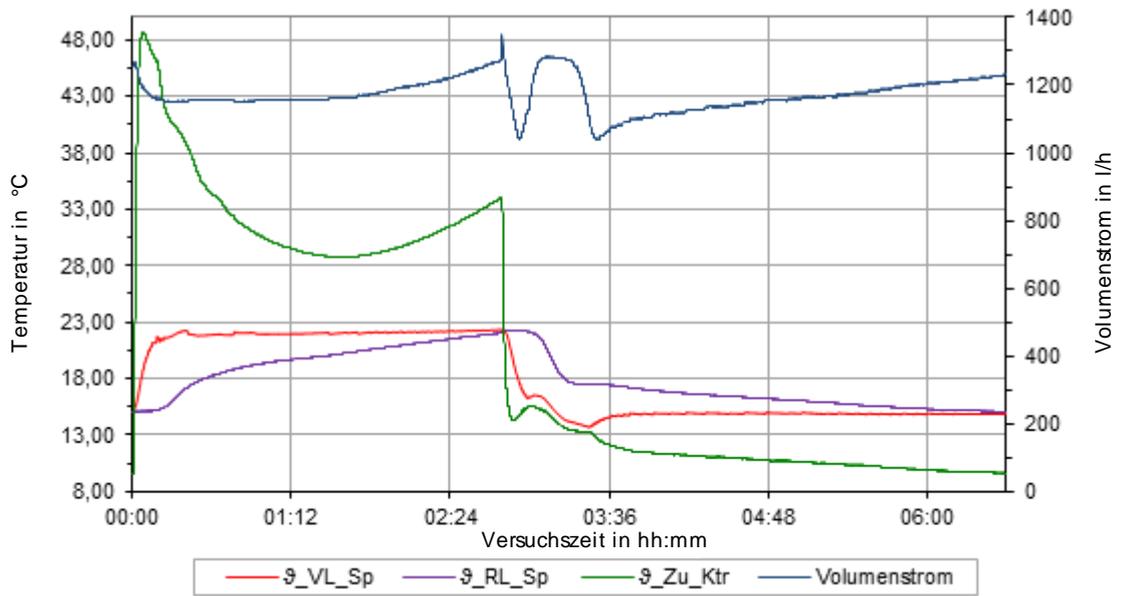
— Kühleistung (Gesamt) — ΔT_Sp

L Temperatursprung 15-21_hor_1250

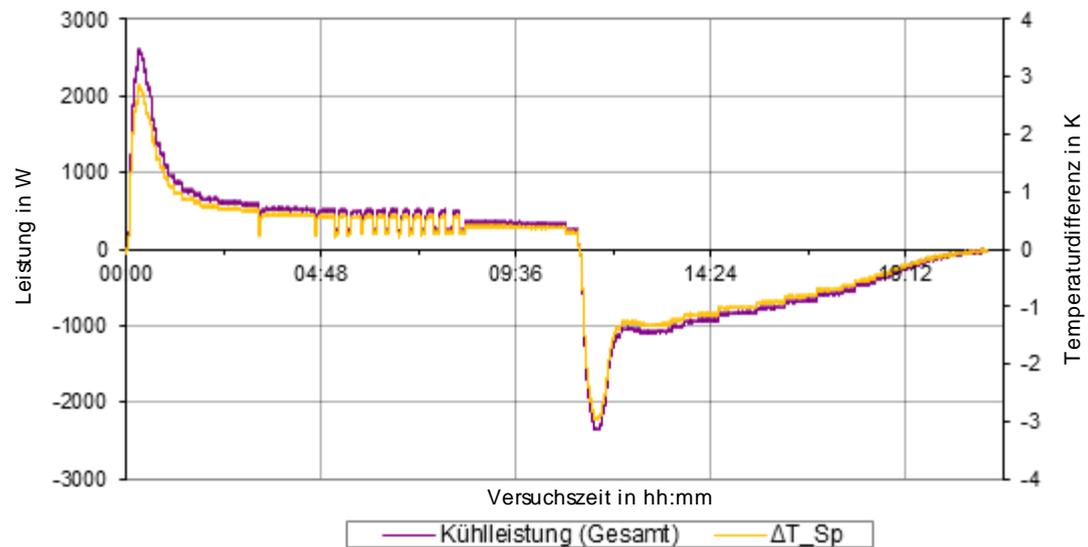
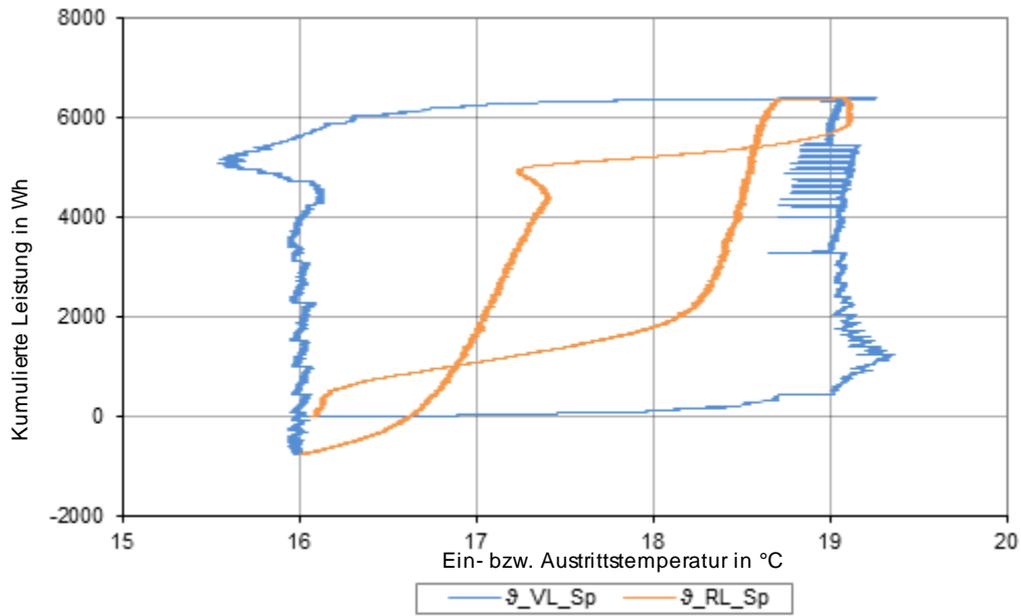
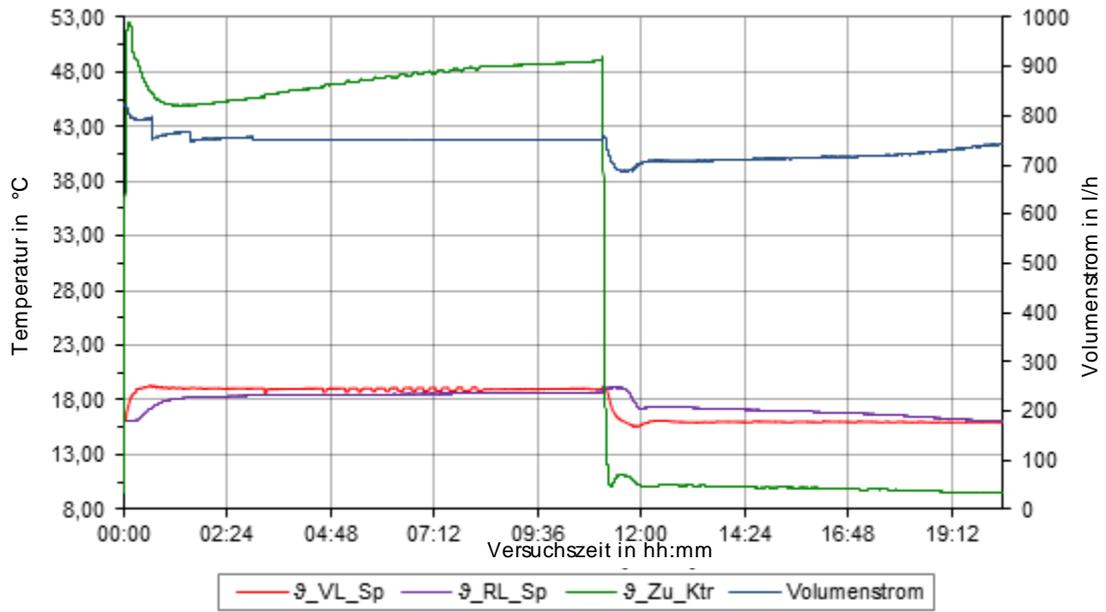
M Temperatursprung 15-21_vert_1250



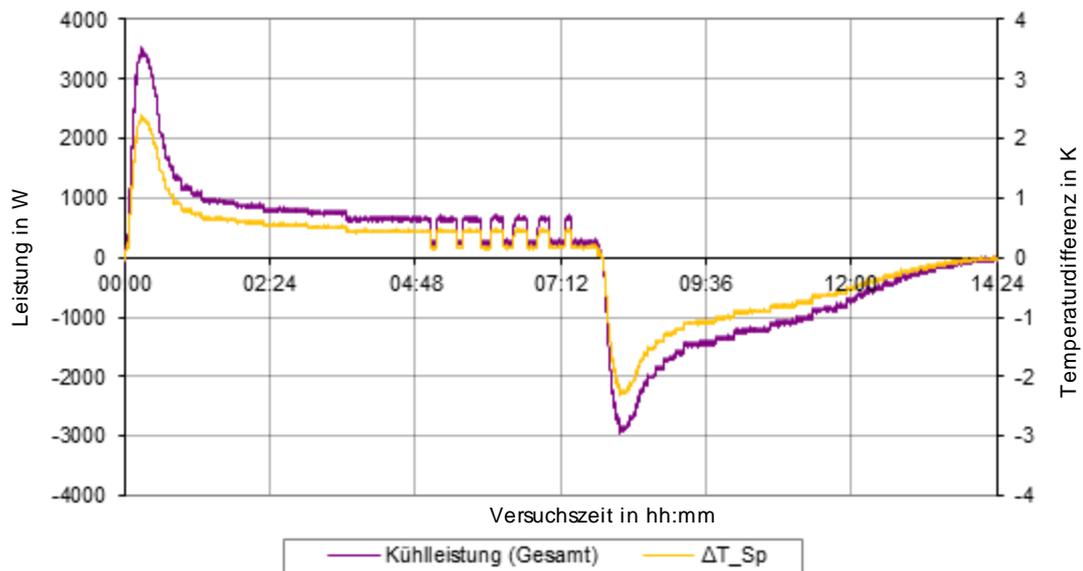
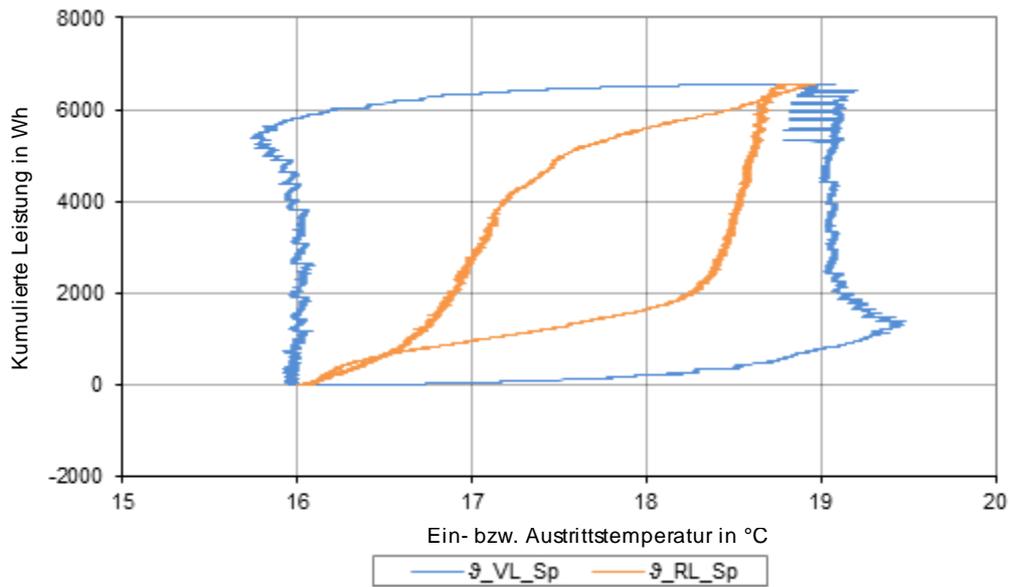
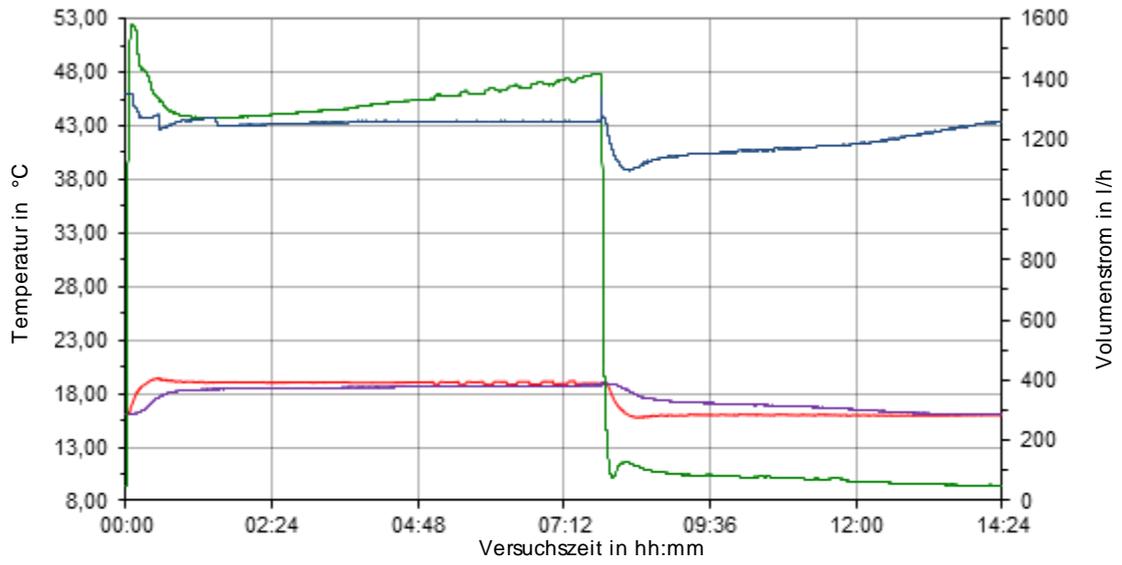
N Temperatursprung 15-22_vert_1250



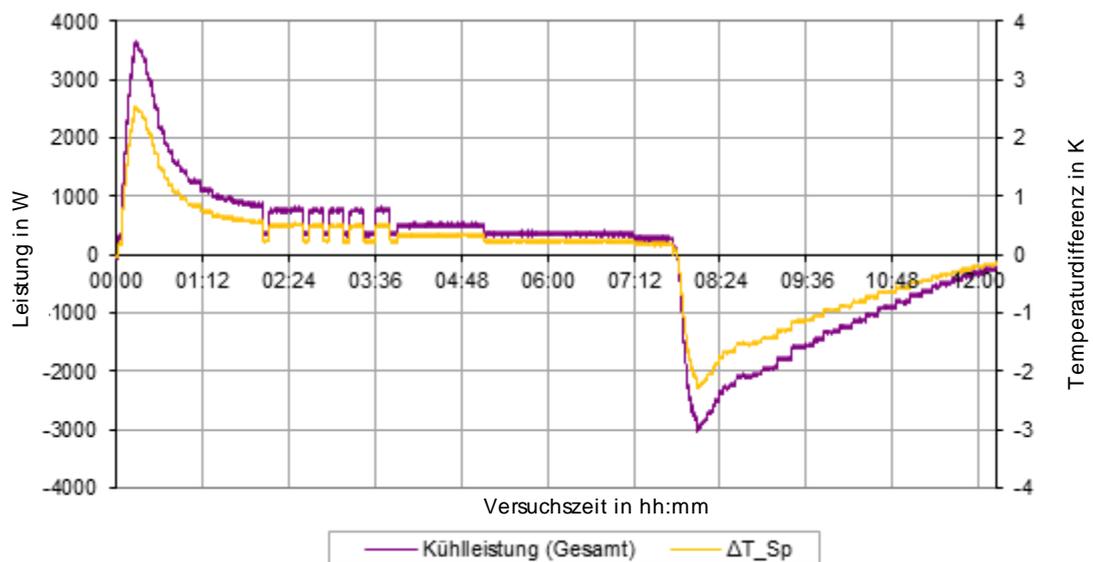
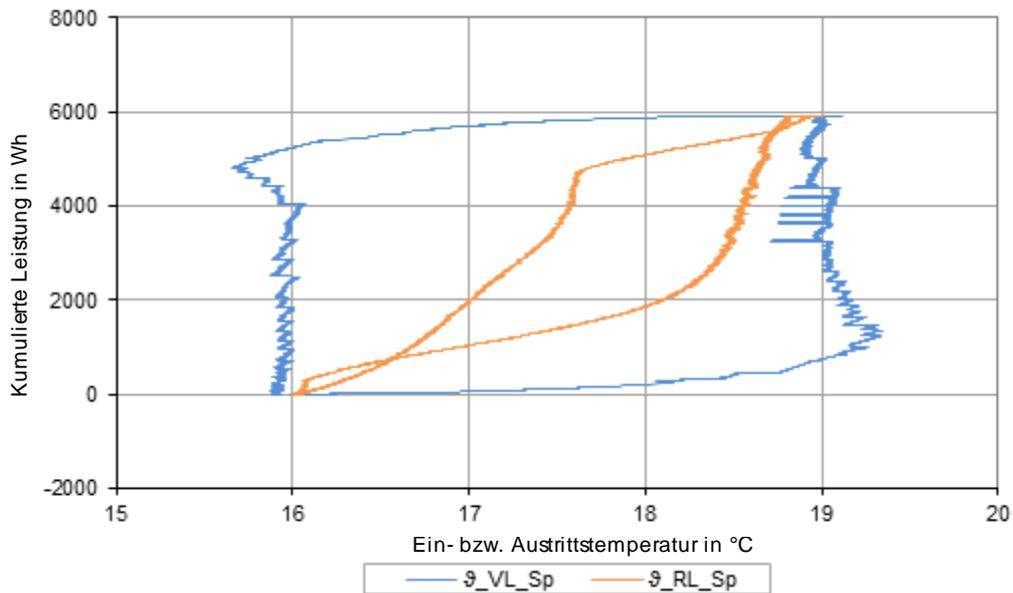
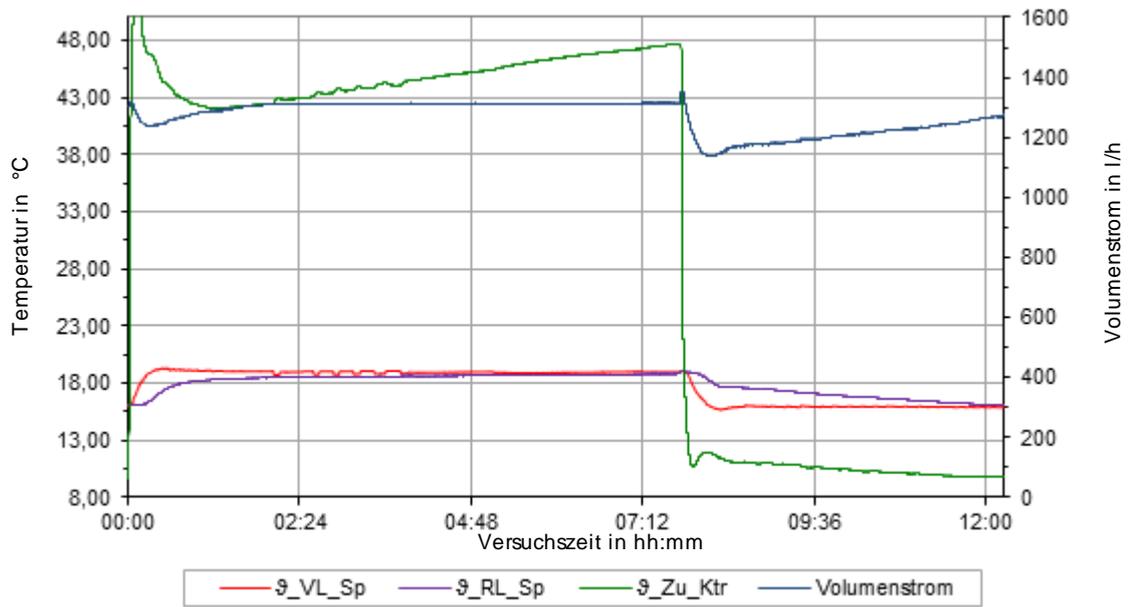
O Temperatursprung 16-19_hor_750



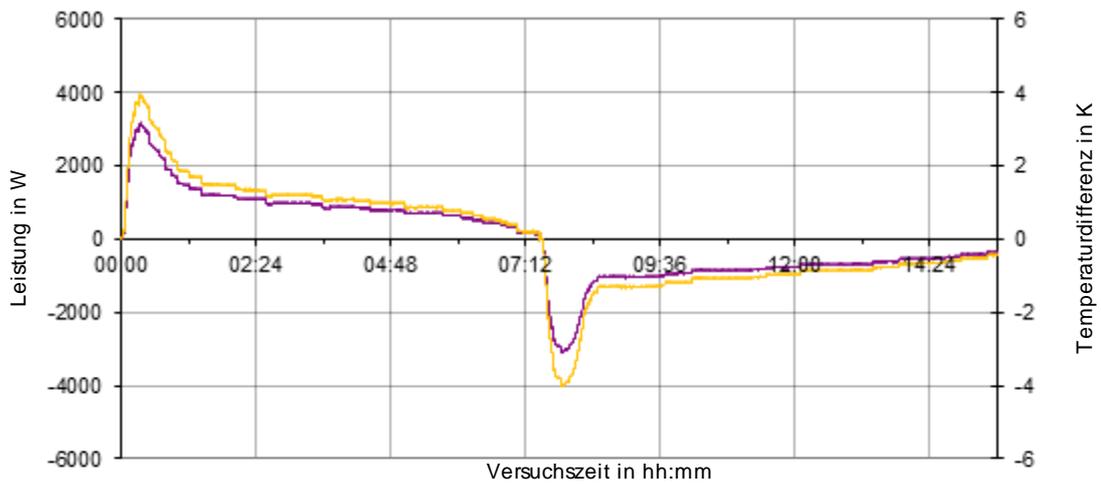
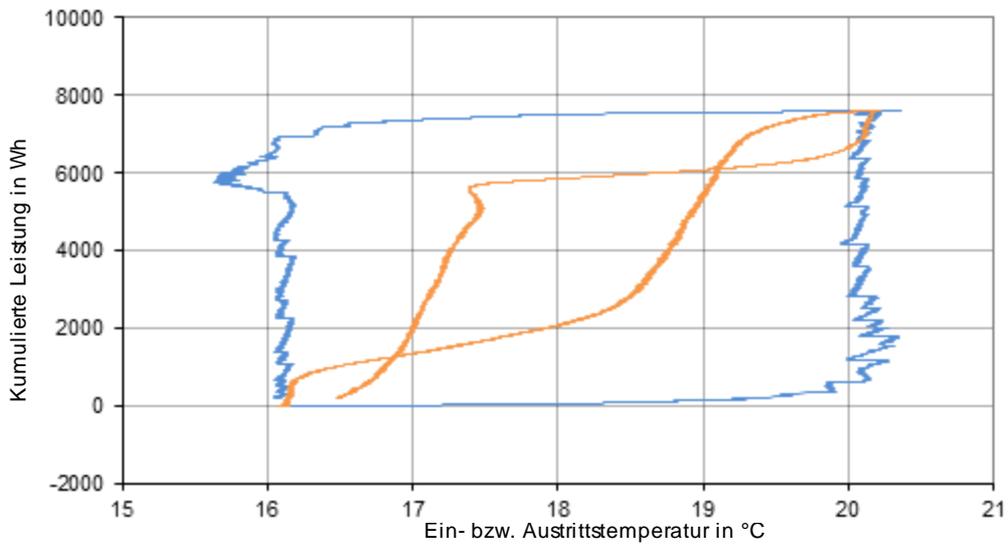
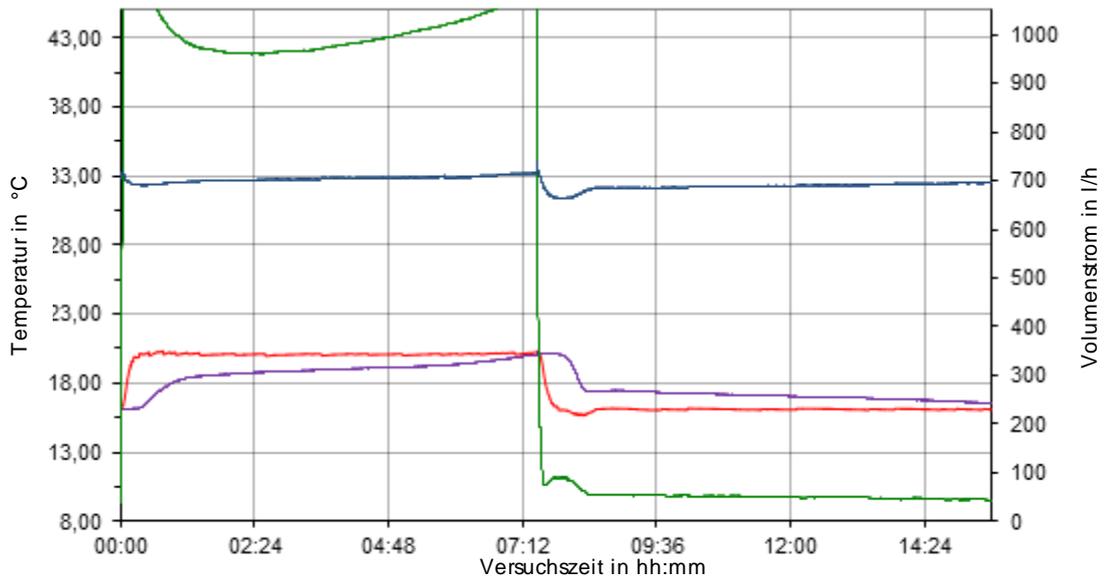
P Temperatursprung 16-19_hor_1250



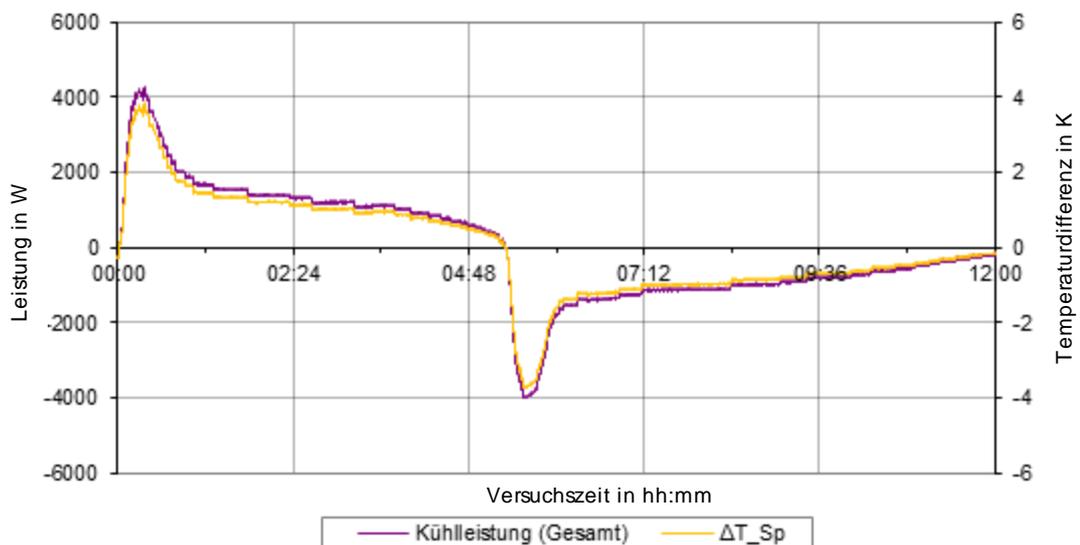
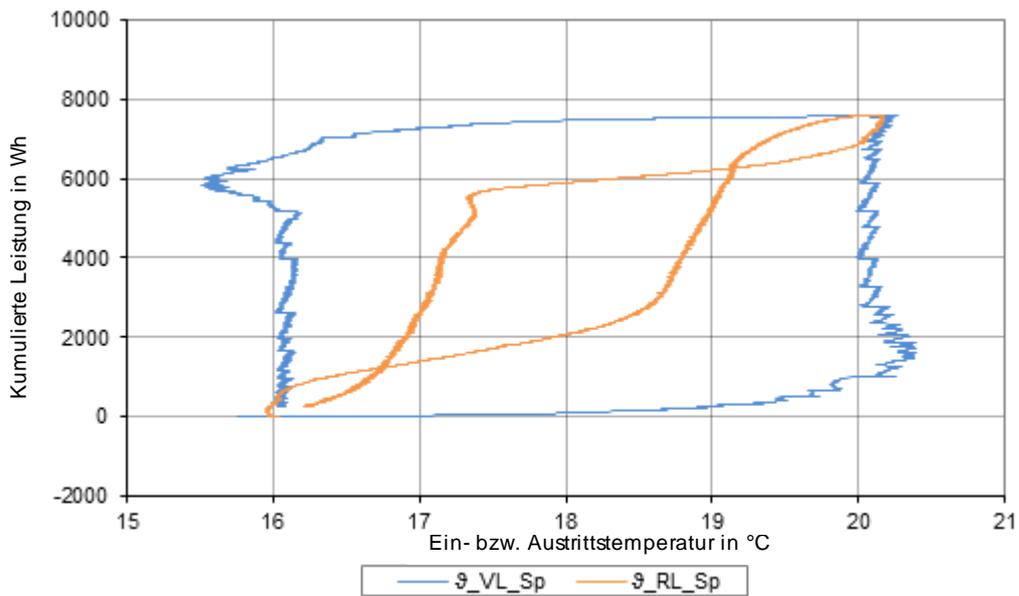
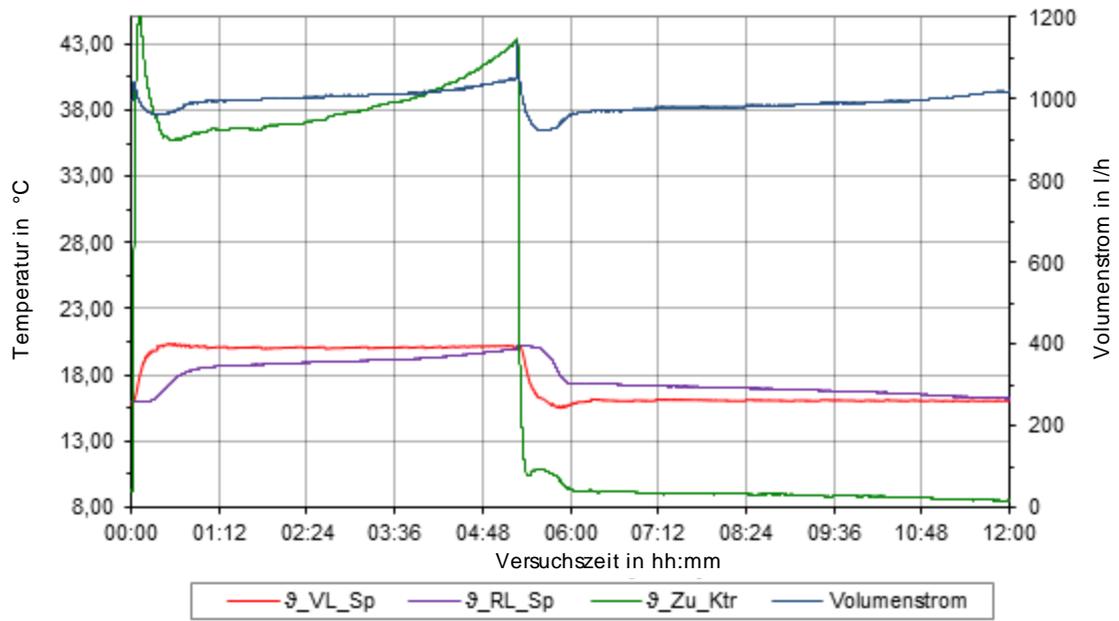
Q Temperatursprung 16-19_vert_1250



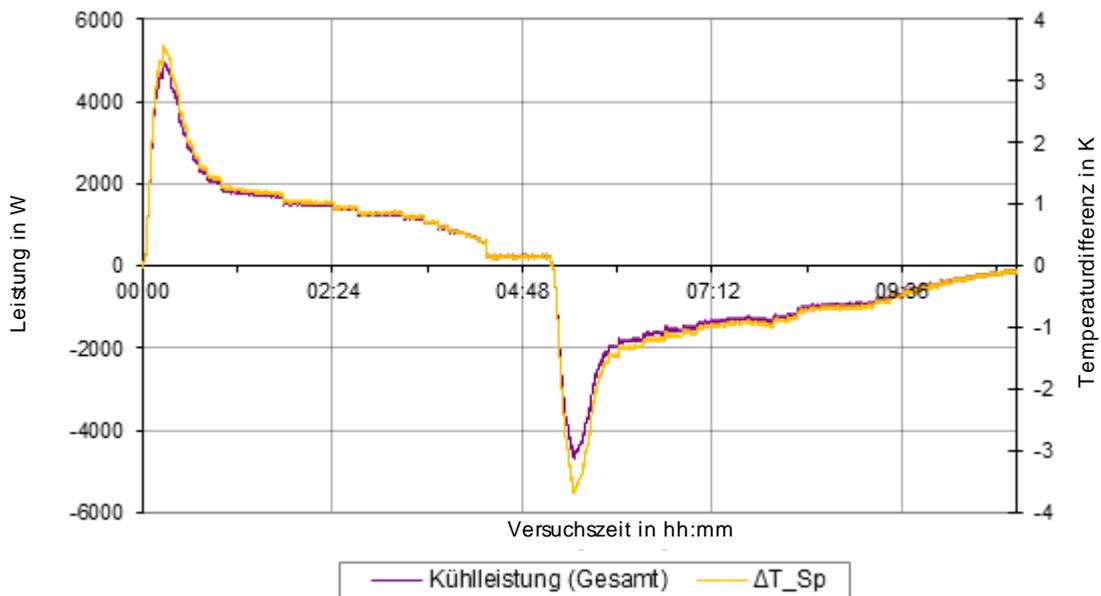
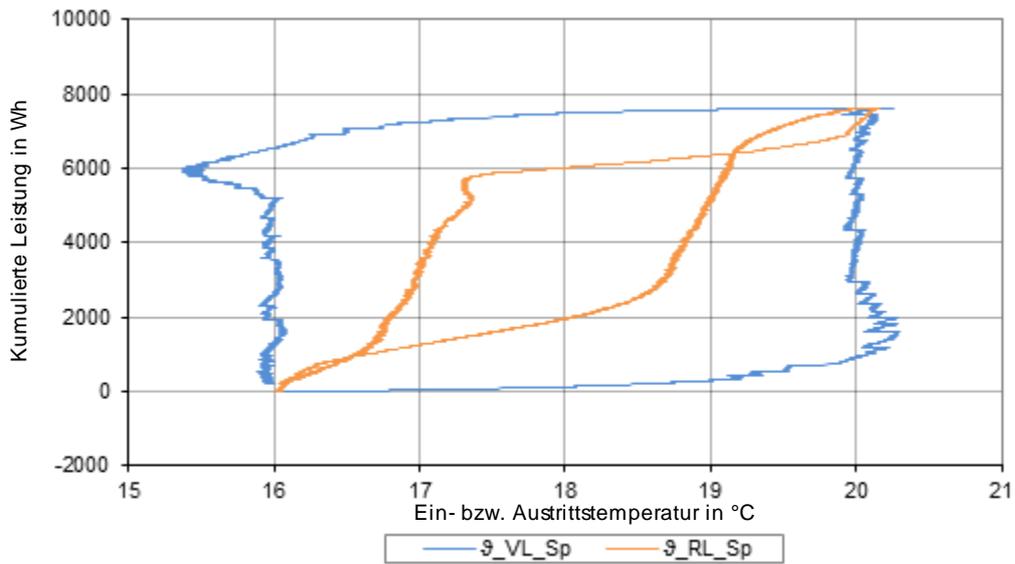
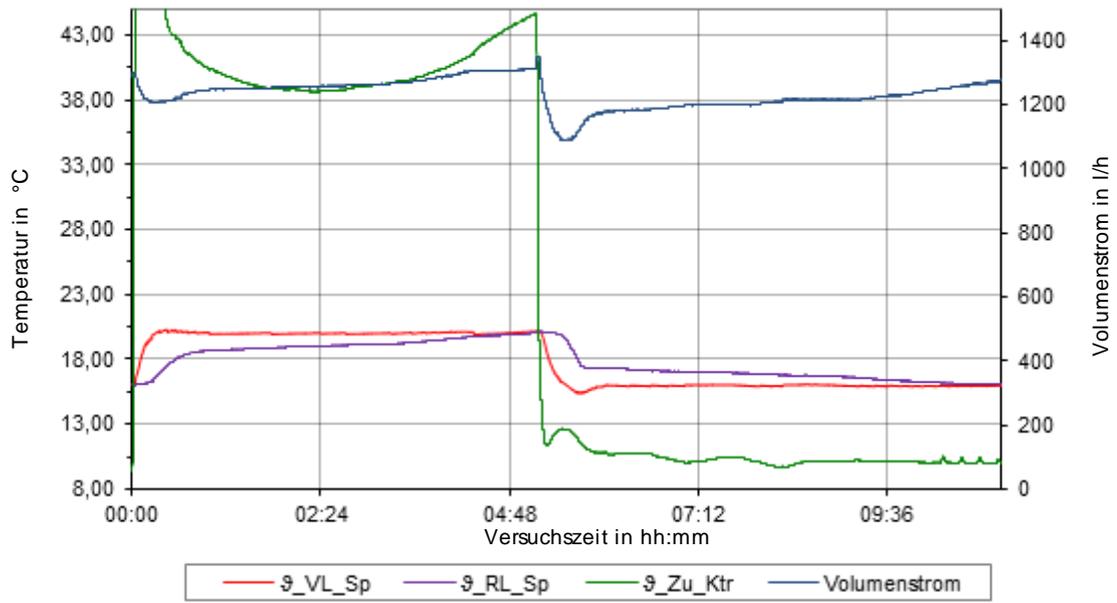
R Temperatursprung 16-20_hor_750



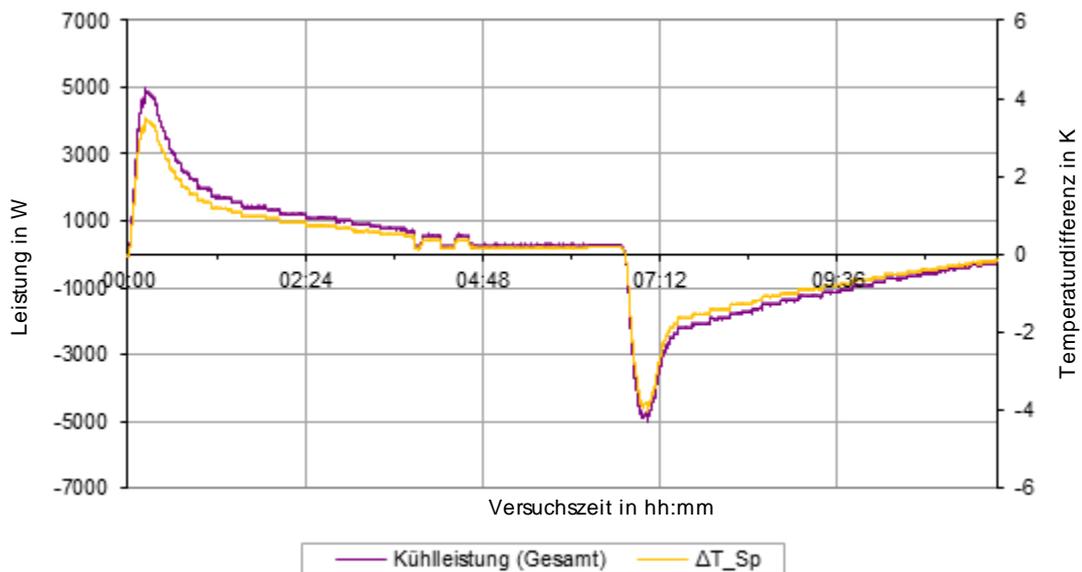
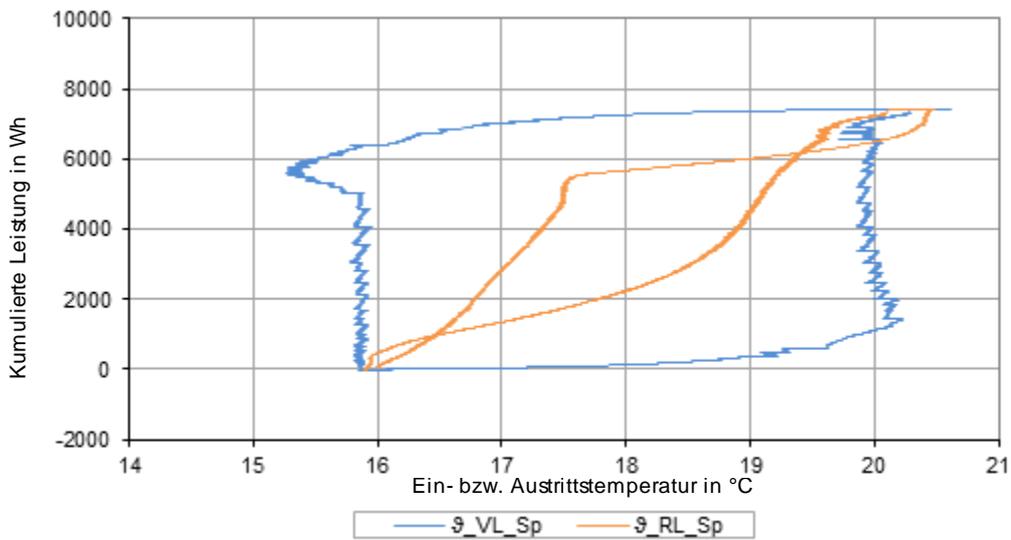
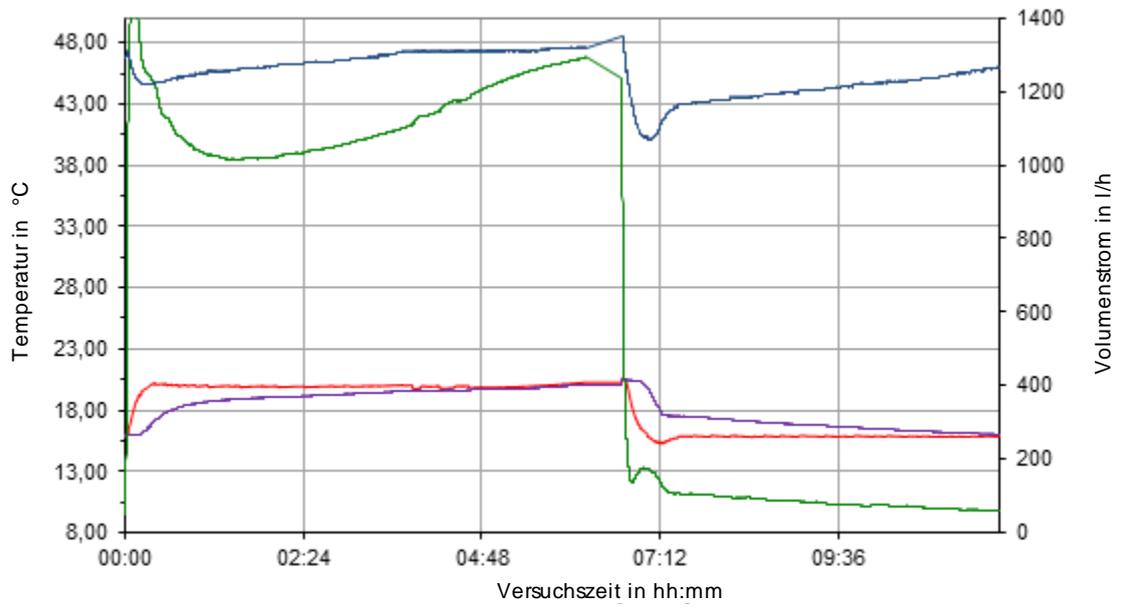
S Temperatursprung 16-20_hor_1000



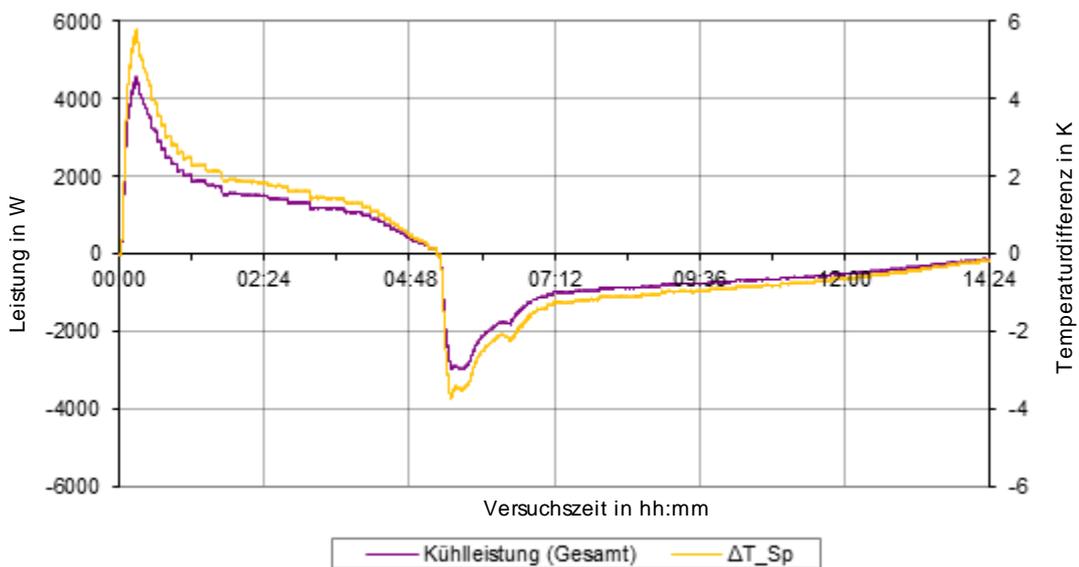
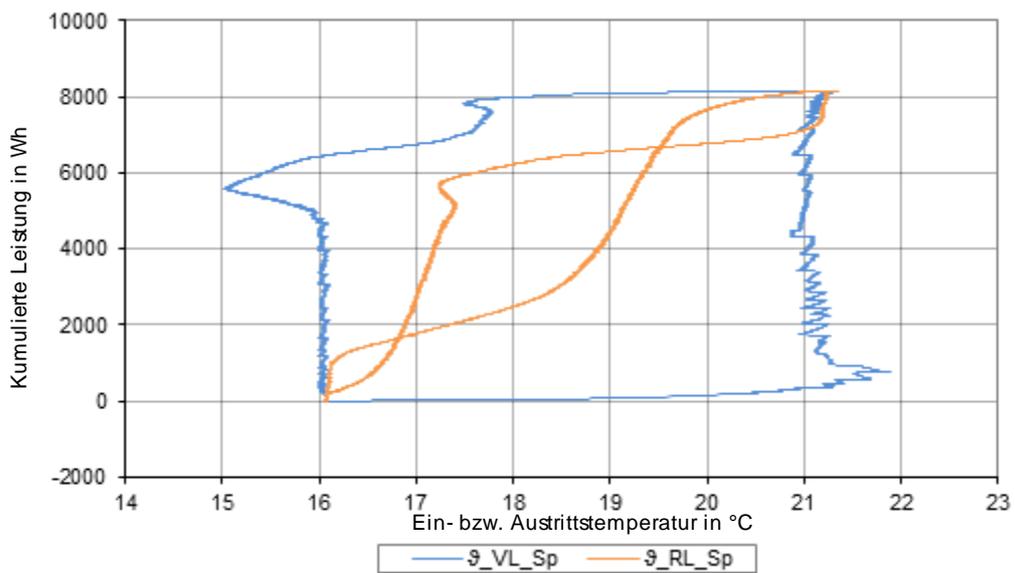
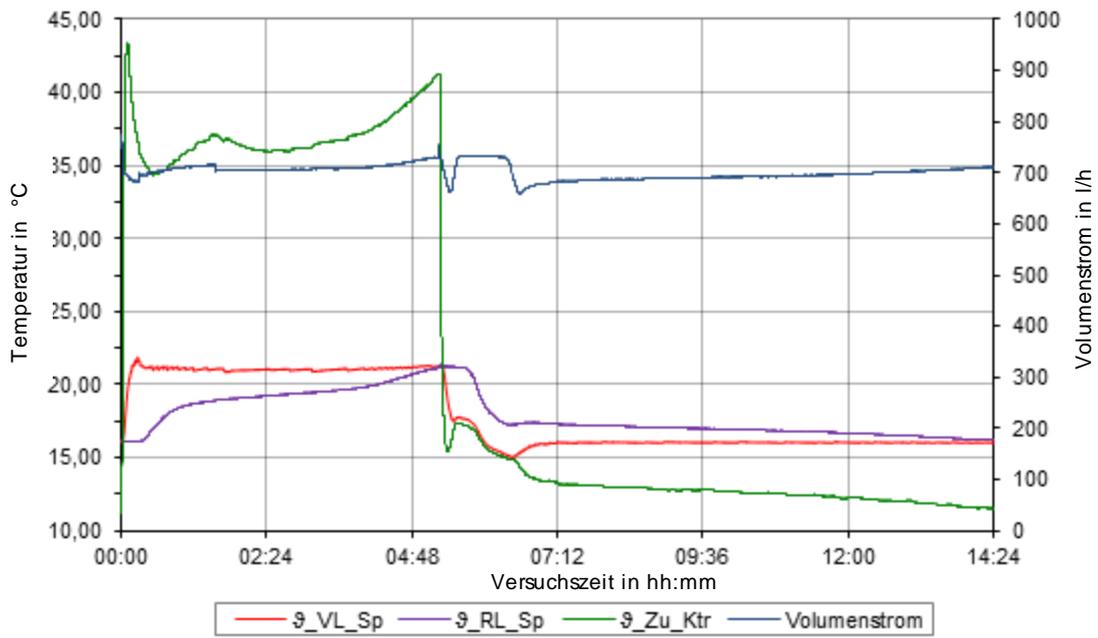
T Temperatursprung 16-20_hor_1250



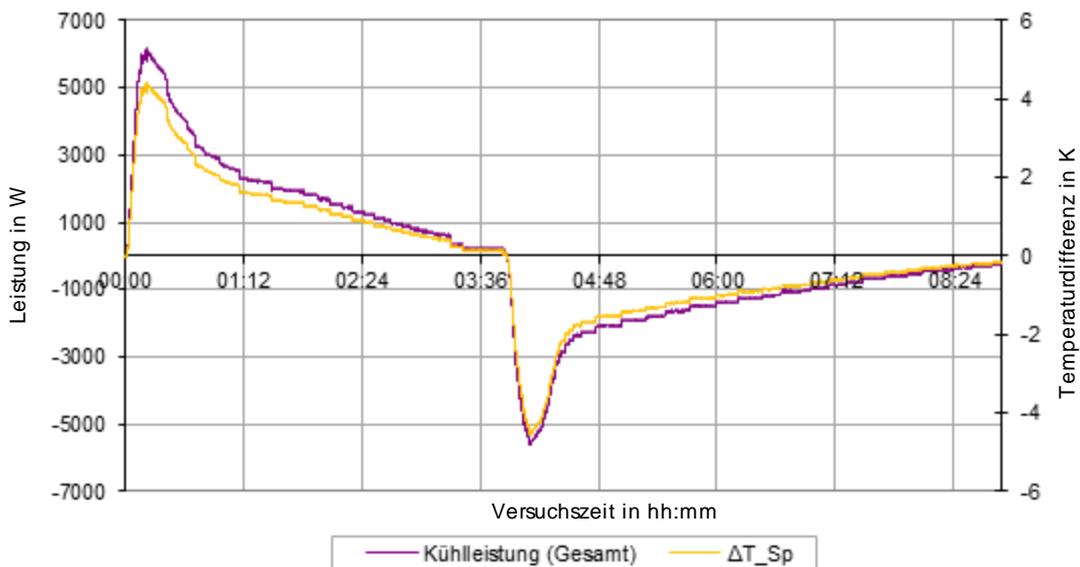
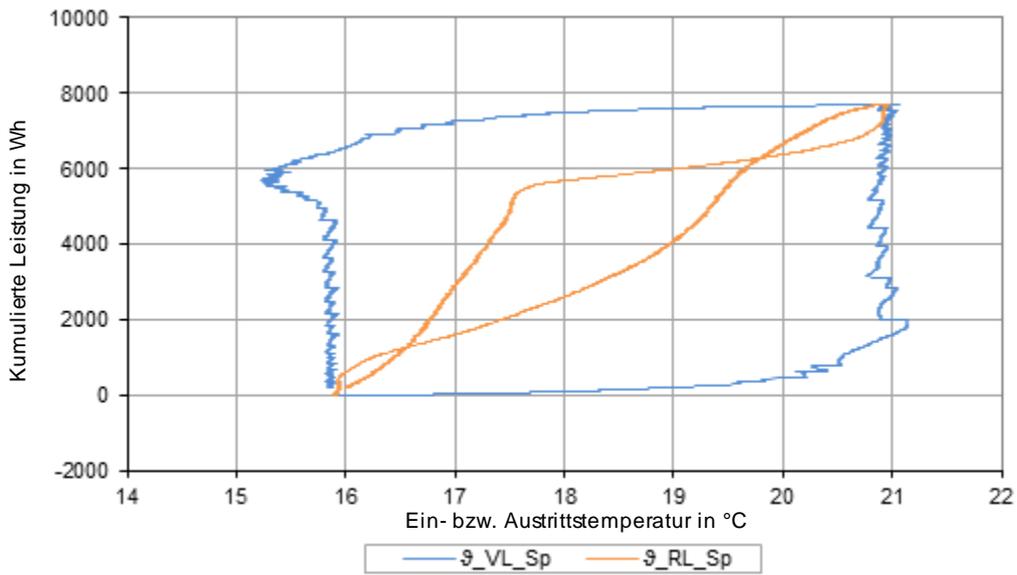
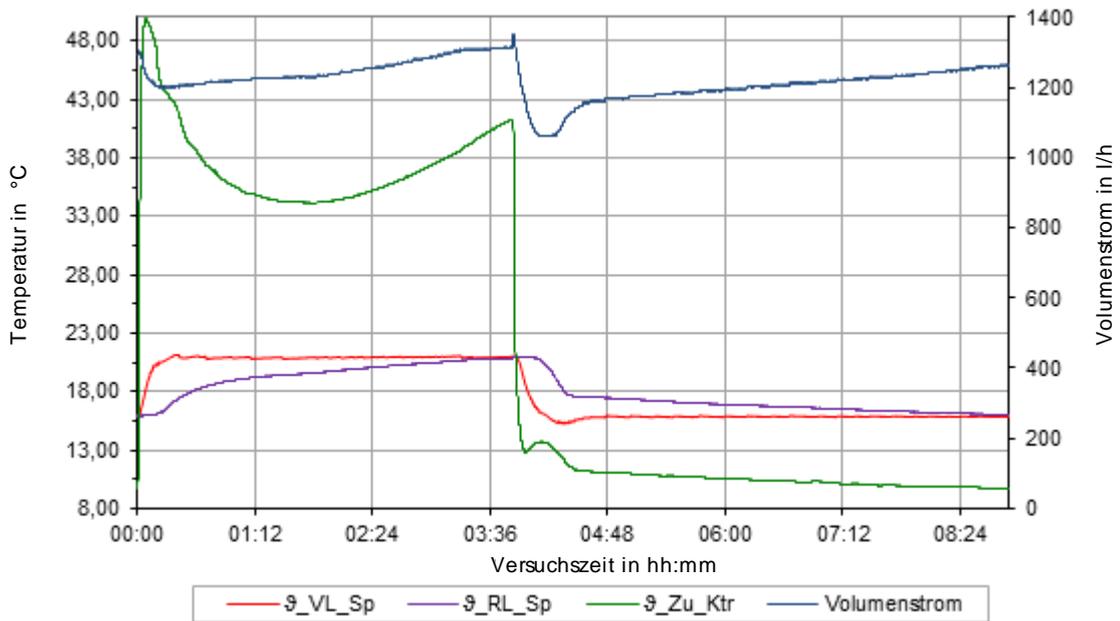
U Temperatursprung 16-20_vert_1250



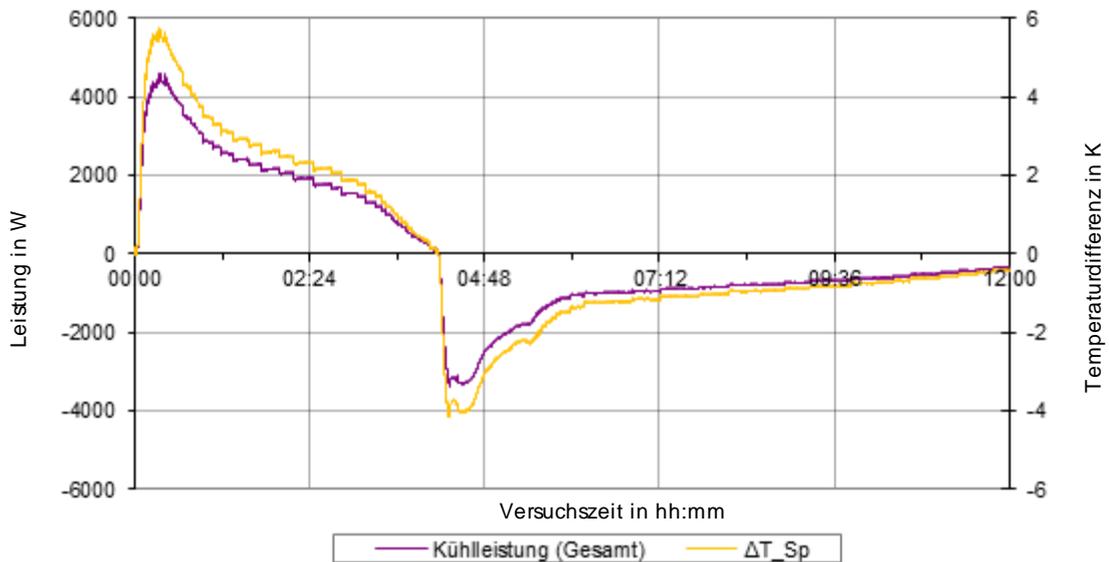
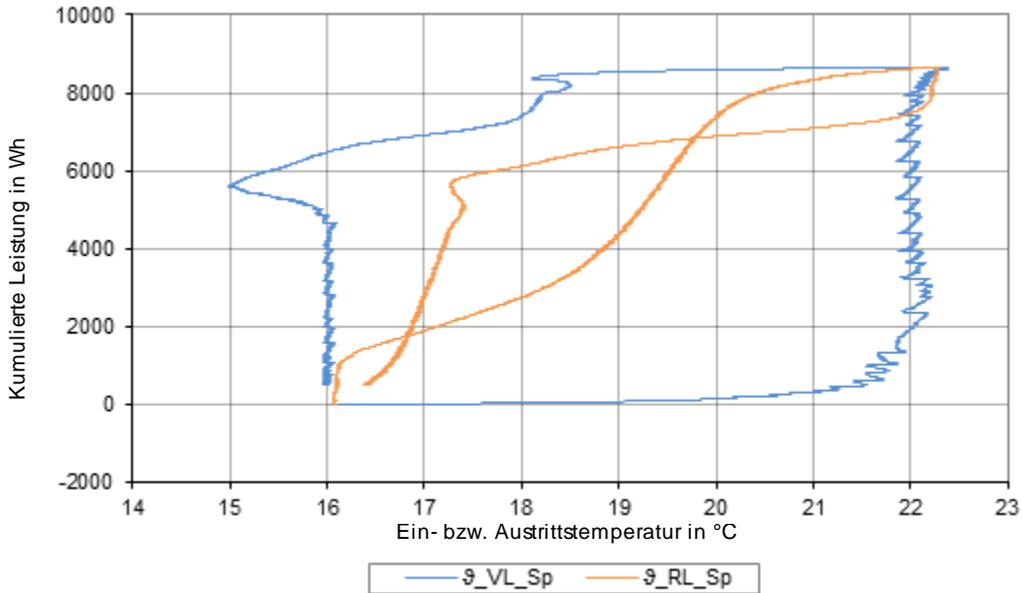
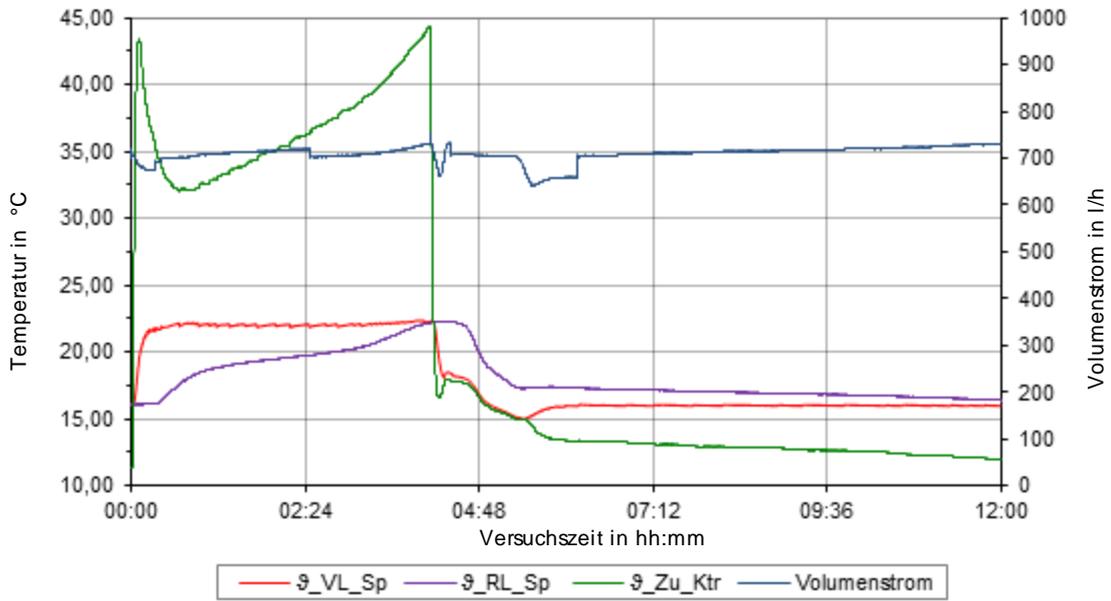
V Temperatursprung 16-21_hor_750



W Temperatursprung 16-21_vert_1250



X Temperatursprung 16-22_hor_750



Y Temperatursprung 16-22_vert_1250

