



**AUSTRIAN INSTITUTE  
OF TECHNOLOGY**

---

Unterschrift (Betreuer)

## **Diplomarbeit**

# **Untersuchung von Wärmespeichern mit Phasenwechselmaterialien**

Ausgeführt an der

**Fakultät für Physik**

in Zusammenarbeit mit dem

**AIT Austrian Institute of Technology GmbH  
Energy Department**

unter der Anleitung von

**Herrn Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heimo Walter  
Herrn Dr. Florian Hengstberger  
Herrn Mag. Christoph Zauner**

durch

**Mark Etzel**

**Leystraße 157  
1020 Wien**

---

Datum

---

Unterschrift (Student)



# Danksagung

Zuallererst danke ich meinen Eltern Margit und Dr. Jochen Etzel, die mich während meiner gesamten schulischen und studentischen Laufbahn unterstützt haben und immer für mich da waren. Ich danke Herrn Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Heimo Walter, der die Betreuung dieser Diplomarbeit übernommen hat und mich stets mit guten Anregungen unterstützt hat.

Ich danke Herrn Dr. Michael Monsberger und dem AIT Austrian Institute of Technology GmbH, dass mir die Möglichkeit gegeben wurde, diese spannende Arbeit in der Business Unit Sustainable Thermal Energy Systems zu schreiben.

Ich danke Herrn Dr. Florian Hengstberger und Herrn Mag. Christoph Zauner, die mich während meiner Zeit am AIT betreut haben. Ihr habt mich nicht nur in jeder erdenklichen Hinsicht geduldig bei meiner Arbeit unterstützt, sondern auch sonst meine Zeit am Institut bereichert.

Ich danke allen anderen Personen am AIT, die mir immer wieder geholfen und sich Zeit für meine Fragen und Anliegen genommen haben: Peter Benovsky, Lothar Büscher, Piotr Dudzinski, Dr. Johann Emhofer, Dr. Thomas Fleckl, Franz Helminger, Dr. Wolfgang Hohenauer, Daniel Lager, Paul Lampersberger, Benjamin Mörzinger, Peter Petschovitsch, Dr. Mirza Popovac, Bernd Windholz und Wolfgang Zach.

Ich bedanke mich bei der österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft FFG, die diese Diplomarbeit im Rahmen des Projekts StoreITup! (Projektnummer 838669) aus Fördermittel des Klima- und Energiefonds, unterstützt hat.

**Zusammenfassung:**

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Untersuchung von Latentwärmespeichern auf Basis von Polymeren. Zuerst werden die physikalischen Grundlagen zur Modellierung eines entsprechenden Speichers erarbeitet und das Entladeverhalten mittels der Software *Dymola* und *Fluent* simuliert. Schließlich werden mehrere berechnete Konzepte vorgestellt. Im nächsten Abschnitt werden die Ergebnisse der thermophysikalischen Untersuchung des Speichermaterials vorgestellt. Anschließend wird der Versuchsaufbau und der Prototyp-Speicher beschrieben. Schlussendlich wird die Inbetriebnahme erläutert sowie die Ergebnisse zweier Messungen vorgestellt und ausgewertet.

**Abstract:**

This diploma-thesis deals with latent heat storage system using polymers. In the beginning, the relevant physical concepts are discussed. Using the software *Dymola* and *Fluent*, the discharging behavior of a storage system is investigated and several simulated concepts are being presented. The next chapter focuses on the thermo physical properties of the material used. Afterwards, the experimental setup as well as the final prototype is presented. Lastly, the operation of the setup is described as well as the results of two measurements and their evaluation.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur</b>	<b>vii</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Grundlagen . . . . .	1
1.1.1 Hintergrund . . . . .	1
1.1.2 Typen von Wärmespeichern . . . . .	1
1.1.3 Speichermaterialien . . . . .	3
1.2 Motivation . . . . .	3
<b>2 Modellierung</b>	<b>5</b>
2.1 Einleitung . . . . .	5
2.2 Zielsetzung . . . . .	5
2.3 Grundlagen zur Wärmeleitung . . . . .	7
2.3.1 Fourier Gesetz . . . . .	7
2.3.2 Wärmedurchgang . . . . .	7
2.3.3 Vergrößerung der Oberfläche . . . . .	7
2.4 Strömungsverhalten . . . . .	9
2.4.1 Einleitung . . . . .	9
2.4.2 Wärmeübergang . . . . .	10
2.4.3 Druckverlust . . . . .	11
2.4.4 Auswahl des Rohrdurchmessers . . . . .	12
2.5 Das klassische Stefan Problem . . . . .	13
2.5.1 Annahmen . . . . .	13
2.5.2 Eindimensionale ebene Schicht . . . . .	14
2.6 Dymola . . . . .	15
2.6.1 Hintergrund . . . . .	15
2.6.2 Grundgleichungen und Randbedingungen . . . . .	15
2.6.3 Annahmen über die Phasenfront . . . . .	16
2.6.4 Verifikation mit Medrano et al. . . . .	17
2.6.5 Forschungsvorhaben PROSPER . . . . .	18
2.6.6 Prototyp . . . . .	20
2.7 CFD . . . . .	22
2.7.1 Grundlagen . . . . .	22
2.7.2 Motivation . . . . .	23
2.7.3 Modell . . . . .	23
2.7.4 Mesh . . . . .	25
2.7.5 Konvergenzkriterien . . . . .	26
2.7.6 Aufzeichnung der Ergebnisse . . . . .	27
2.7.7 Importieren von CAD-Modellen . . . . .	28
2.7.8 Verifikation der <i>Fluent</i> -Berechnungen mit Medrano et al. . . . .	29
2.7.9 Lamellenwärmetauscher Prototypen . . . . .	32
2.7.10 Rohrbündel . . . . .	35
<b>3 Materialien</b>	<b>39</b>
3.1 Physikalische Grundlagen . . . . .	39
3.1.1 Polymere und Kunststoffe . . . . .	39
3.1.2 Kristallisation bei Polymeren . . . . .	39
3.2 Thermophysik . . . . .	41
3.2.1 Vorversuche . . . . .	41

3.2.2	Dilatometrie . . . . .	42
3.2.3	Dynamische Differenzkalorimetrie . . . . .	42
3.2.4	Laser Flash . . . . .	43
<b>4</b>	<b>Vorversuche</b>	<b>47</b>
4.1	Wärmestrommessungen . . . . .	47
<b>5</b>	<b>Versuchsaufbau</b>	<b>50</b>
5.1	Versuchsaufbau . . . . .	50
5.2	Wärmetauscher . . . . .	51
5.2.1	Entwürfe . . . . .	51
5.2.2	Bestellung . . . . .	51
5.3	Auswertungselektronik . . . . .	53
5.4	Temperaturmessung . . . . .	53
5.4.1	Messungen im Thermalöl . . . . .	53
5.4.2	Messungen im PCM . . . . .	53
5.5	Durchflussmessung . . . . .	54
5.5.1	Montage . . . . .	55
5.6	Hydraulik . . . . .	55
5.6.1	Aufbau . . . . .	55
5.6.2	Messgeräte . . . . .	57
5.7	Kühlkreislauf . . . . .	57
5.8	Gestell . . . . .	58
5.9	Verkleidung . . . . .	59
5.10	Isolierung . . . . .	59
5.11	Wärmeträgermedium . . . . .	60
5.12	LAUDA-Temperiergerät . . . . .	60
<b>6</b>	<b>Inbetriebnahme</b>	<b>62</b>
6.1	Drucktest und Befüllen der Hydraulik . . . . .	62
6.2	Regelung . . . . .	62
6.3	Wärmeverluste . . . . .	62
6.4	Leermessung . . . . .	63
6.5	Befüllen des Speichers . . . . .	63
6.6	Erste Messung . . . . .	64
6.7	Auswertung . . . . .	64
6.7.1	Leermessung . . . . .	64
6.7.2	Messung . . . . .	65
<b>7</b>	<b>Ausblick</b>	<b>71</b>
<b>8</b>	<b>Anhang</b>	<b>72</b>

# Nomenklatur

## Lateinische Buchstaben

$A$	Fläche	$[\text{m}^2]$
$a$	Temperaturleitfähigkeit	$[\text{m}^2/\text{s}]$
$a_m$	Anteil der Phasenübergang durchläuft	$[-]$
$b$	Rippenbreite	$[\text{m}]$
$c$	Schallgeschwindigkeit	$[\text{m}/\text{s}]$
$c_\mu$	Modellparameter	$[-]$
$c_p$	spezifische Wärmekapazität	$[\text{J}/\text{kgK}]$
$D$	Rippendurchmesser	$[\text{m}]$
$d$	Abstand	$[\text{m}]$
$d_i$	Rohrinnendurchmesser	$[\text{m}]$
$d_o$	Rohraußendurchmesser	$[\text{m}]$
$DD$	Behälterdurchmesser	$[\text{m}]$
$e(t)$	Regelabweichung	$[-]$
$f$	beliebige Funktion	$[-]$
$G$	Gibbs-Energie	$[\text{J}/\text{mol}]$
$h$	Rippenhöhe	$[\text{m}]$
$\Delta h_{\text{PCM}}$	spezifische latente Wärme	$[\text{J}/\text{kg}]$
$I$	Stromstärke	$[\text{A}]$
$I_T$	initiale Turbulenz-Intensität	$[-]$
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient	$[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$
$K_P$	P-Verstärkung	$[-]$
$k_T$	turbulente kinetische Energie	$[\text{J}/\text{kg}]$
$L$	charakteristische Länge	$[\text{m}]$
$l$	Rohrlänge	$[\text{m}]$
$l_f$	Rohrteilung	$[\text{m}]$
$l_T$	Turbulenzlänge	$[\text{m}]$
$m$	Masse	$[\text{kg}]$
$\dot{m}$	Massenstrom	$[\text{kg}/\text{s}]$
$N$	Anzahl Elemente	$[-]$

$P$	Leistung	[W]
$p$	Druck	[Pa]
$Q$	Wärme	[J]
$\dot{Q}$	Wärmestrom	[W]
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	[W/m <sup>2</sup> ]
$\dot{Q}_v$	Wärmeverluststrom	[W]
$r$	Radius	[m]
$s$	Dicke der erstarrten Schicht	[m]
$T$	thermodynamische Temperatur	[K]
$t$	Zeit	[s]
$\Delta T_{\ln}$	logarithmische Temperaturdifferenz	[K]
$t_N$	Nachstellzeit	[s]
$t_V$	Vorhaltezeit	[s]
$T_{liq}$	Liquidustemperatur	[K]
$T_{pc}$	Phasenübergangstemperatur	[K]
$T_{sol}$	Solidustemperatur	[K]
$U$	Spannung	[V]
$u(t)$	Ausgangssignal	[-]
$V$	Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$v$	Geschwindigkeit	[m/s]
$X$	Hilfsvariable	[-]
$x$	beliebige Messgröße	[-]
$y$	Entfernung in y-Richtung	[m]

**Griechische Buchstaben**

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	[W/m <sup>2</sup> K]
$\delta$	Schichtdicke	[m]
$\delta_R$	Rippendicke	[m]
$\eta$	dynamische Viskosität	[kg/m s]
$\eta_R$	Rippen-Wirkungsgrad	[-]
$\gamma$	Turbulenzanteil einer Strömung	[-]
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	[W/mK]
$\nu$	kinematische Viskosität	[m <sup>2</sup> /s]
$\omega$	charakteristische Frequenz	[1/s]
$\omega_{\text{diss}}$	spezifische isotrope Dissipationsrate	[1/s]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Oberflächenspannung	[N/m]
$\sigma_x$	Unsicherheit der Messgröße x	[-]

$\tau$	Integrationsvariable	[s]
$\varepsilon$	isotrope Dissipationsrate	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\varphi$	gewichtete Rippenhöhe	[m]
$\varphi'$	Hilfsvariable	[-]
$\vartheta$	Temperatur	[°C]
$\xi$	Reibungsbeiwert	[-]
$\zeta$	Widerstandsbeiwert	[-]

**Indizes**

0	Ausgangswert
A	Fläche
Al	Aluminium
aus	am Ausgang
außen	Außenseite
diss	Dissipation
Edelstahl	Edelstahl
ein	am Eingang
end	am Ende
eq	Gleichgewicht
ges	gesamt
HTF	Wärmeträgerfluid
<i>i</i>	Laufvariable
innen	Innenseite
int	zu Beginn
<i>j</i>	Laufvariable
<i>l</i>	flüssig
m	im Mittel
max	Maximum
min	Minimum
<i>N</i>	letztes Element
<i>p</i>	bei konstantem Druck
<i>pc</i>	Phasenwechsel
PCM	Phasenwechselmaterial
$\sigma$	Oberfläche
R	Rippe oder Lamelle
Rohr	Rohr
<i>liq</i>	liquidus
<i>s</i>	fest

<i>sol</i>	solidus
<i>v</i>	Verluste
<i>V</i>	Volumen
<i>W</i>	Rohrwand
<i>WT</i>	Wärmetauscher

**Dimensionslose Kennzahlen**

<i>Nu</i>	Nußelt-Zahl
<i>Ph</i>	Phasenübergangszahl
<i>Pr</i>	Prandtl-Zahl
<i>Re</i>	Reynolds-Zahl
<i>St</i>	Stefan-Zahl

**Abkürzungen**

<i>AIT</i>	Austrian Institute of Technology
<i>CAD</i>	computer-aided design bzw. rechnerunterstütztes Konstruieren
<i>CFD</i>	computational fluid dynamics bzw. Numerische Strömungsmechanik
<i>CTE</i>	coefficient of thermal expansion bzw. Ausdehnungskoeffizient
<i>DNS</i>	Direkte Numerische Simulation
<i>DSC</i>	differential scanning calorimetry bzw. dynamische Differenzkalorimetrie
<i>ESU</i>	equipment specific uncertainty bzw. gerätespezifische Unsicherheit
<i>HDPE</i>	high-density polyethylen bzw. hochverdichtetes Polyethylen
<i>HTF</i>	heat transfer fluid bzw. Wärmeträgerfluid
<i>LF</i>	laser flash method
<i>MSU</i>	model specific uncertainty bzw. modellspezifische Unsicherheit
<i>PCM</i>	phase-change material bzw. Phasenwechselmaterial
<i>PTC</i>	positive temperature coefficient bzw. Kaltleiter
<i>PTFE</i>	Polytetrafluorethylen, auch unter dem Handelsnamen Teflon <sup>®</sup> bekannt
<i>RTD</i>	resistance temperature detector bzw. Widerstandsthermometer
<i>TC</i>	thermocouple bzw. Thermoelement
<i>WFP</i>	Wärmeflussplatte

# Kapitel 1

## Einleitung

### 1.1 Grundlagen

#### 1.1.1 Hintergrund

Vor dem Hintergrund einer wachsenden Weltbevölkerung und stetig zunehmendem Energie- und Ressourcenverbrauch, ist Nachhaltigkeit und Effizienz ein Hauptfokus von Technologien im 21. Jahrhundert. Wärmespeicherung kann hierbei einen bedeutenden Beitrag zur Effizienzsteigerung und zur Erhöhung des Anteils erneuerbarer Energieträger in der Industrie sowie in privaten Haushalten machen, wie es die EU-20-20-20 Ziele im Allgemeinen und die EU-Energieeffizienzrichtlinie im Besonderen vorsehen. Grundsätzlich können Wärmespeicher niemals eigenständig Energie bereitstellen, jedoch bestehende Systeme dahingehend verbessern, dass ein energie- und kosteneffizienterer Betrieb möglich ist [31]. Sowohl Abwärme als auch Wärme aus erneuerbaren Energiequellen fluktuieren zumeist zeitlich in Leistung und Temperatur. Dies betrifft z.B. Abdampf in der chemischen Industrie, Abwärme in der Stahlindustrie oder die Solarthermie. Da für die meisten Anwendungsfälle konstante Leistungen und Temperaturen benötigt werden, müssen Erzeugung und Bedarf zeitlich voneinander entkoppelt werden. Dies wird durch thermische Speicherung ermöglicht. Insbesondere für den Temperaturbereich  $>100^{\circ}\text{C}$  existieren bislang nur wenig kommerziell verfügbare Systeme, was eine breite Einführung der Technologie bislang verhindert hat [26]. PCM-Speicher haben hier gegenüber den meisten anderen Speichertypen den Vorteil, dass gespeicherte Wärme auf konstantem und durch das Speichermaterial wählbaren Temperaturniveau zur Verfügung gestellt werden kann.

#### 1.1.2 Typen von Wärmespeichern

Grundsätzlich unterscheidet man zwischen physikalischer und thermochemischer Wärmespeicherung, welche jeweils weiter unterteilt werden kann (vgl. Abbildung 1.1).

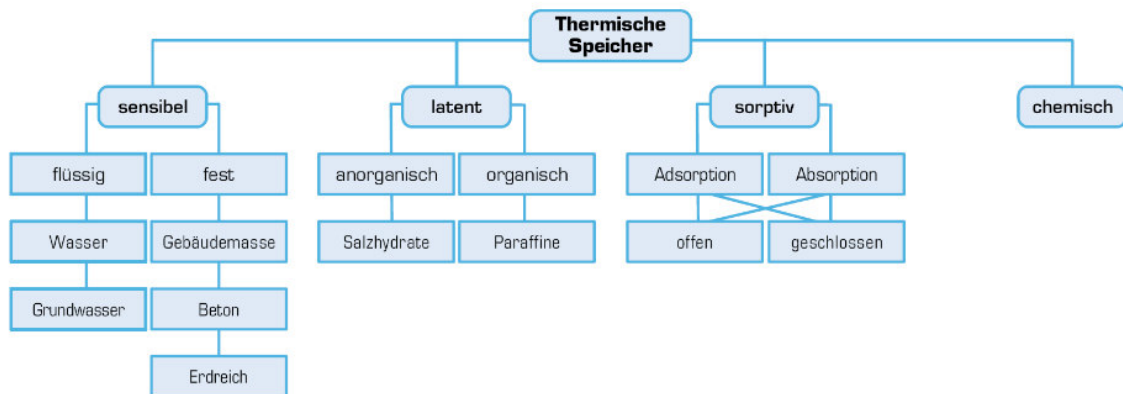


Abbildung 1.1: Darstellung der verschiedenen Klassen der thermischen Wärmespeicherung [22].

Die thermochemische Wärmespeicherung umfasst sogenannte Sorptionspeicher sowie chemische Speicher. Hierbei wird die Wärme als chemische Energie, d.h. in Form von Bindungsenergie zwischen Atomen und Molekülen, gespeichert. Wärmezufuhr erfolgt durch endotherme Reaktionen,

Wärmeabgabe durch exotherme Reaktionen. Die Menge der gespeicherten Energie ergibt sich aus der Enthalpiedifferenz zwischen den Zuständen des Speichermaterials vor und nach der Reaktion. Vorteilhaft bei thermochemischer Wärmespeicherung sind sowohl hohe erreichbare Energiedichten, wie auch die Möglichkeit, Energie über lange Zeiträume nahezu verlustfrei zu speichern. Im Falle der physikalischen Wärmespeicherung unterscheidet man zwischen sensibler und latenter Speicherung sowie zwischen aktiven und passiven Systemen.

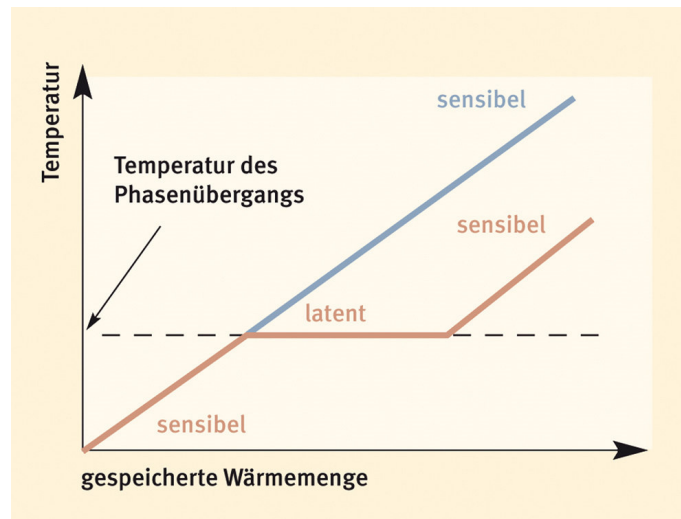


Abbildung 1.2: Schematische Darstellung der Wärmekapazität bei sensibler und latenter Wärmespeicherung [14].

Im Fall von passiven Systemen ist der Wärmeaustausch zwischen Speicher und Umgebung proportional zur Temperaturdifferenz und Kontaktfläche. Es kommt zu einer kontinuierlichen und gleichmäßigen Wärmeabgabe, die Möglichkeit der gezielten Kontrolle ist nicht gegeben. Beispiele sind Kachelöfen oder Wärmflaschen.

Bei aktiven Systemen wird der Wärmeaustausch unter Einsatz von Energie forciert. Dies erlaubt Kontrolle über die Leistungsabgabe wie auch den Ort der Verwendung. In der Regel geschieht dies, indem ein Wärmeträgermedium wie Flüssigkeiten oder Dampf bei Bedarf durch das Speichermaterial zum Verbraucher und zurück gepumpt wird. Ein Beispiel hierfür sind Warmwasserspeicher, wie sie unter anderem in privaten Haushalten mit solarthermischen Anlagen eingesetzt werden.

Die bekannteste und am weitesten verbreitetste Methode ist die sensible Wärmespeicherung. Ein Speichermaterial erfährt beim Be- oder Entladen eine Temperaturänderung, welche mit einer Änderung der Enthalpie einhergeht. Die gespeicherte Wärmemenge ist hierbei proportional zur Menge des Speichermaterials, dessen spezifischer Wärmekapazität und der Temperaturdifferenz zwischen Anfangs- und Endzustand (vgl. Gleichung (1.1)).

$$Q = mc_p \Delta T \quad (1.1)$$

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich hingegen mit sogenannten Latentwärmespeichern. Bei diesem Typ erfährt das Speichermaterial im Rahmen der Be- und Entladung einen Phasenübergang. Die gespeicherte Wärme ergibt sich aus der Enthalpiedifferenz zwischen den jeweiligen Aggregatzuständen, die Temperatur bleibt hierbei konstant. In Abbildung 1.2 ist der Zusammenhang zwischen Temperatur und gespeicherter Wärmemenge für sensible und latente Wärmespeicher schematisch skizziert.

Es sollte an dieser Stelle erwähnt werden, dass es keine reinen Latentwärmespeicher gibt. Speichermaterial und -komponenten erfahren im Betrieb eine Temperaturänderung wodurch eine Kombination aus sensibler oder latenter Wärme auftritt. Man spricht demnach von Latentwärmespeicher, wenn ein signifikanter Teil der Energie mithilfe eines Phasenübergangs gespeichert wird.

Prinzipiell wird bei sämtlichen Übergängen zwischen den Aggregatzuständen fest, flüssig und gasförmig latente Wärme aufgenommen oder freigesetzt. Die meisten Latentwärmespeicher basieren auf Übergängen zwischen fest und flüssig sowie fest und fest [31]. Sind Gase involviert kommt es zu einer enormen Volumen- oder Druckänderung, was die technische Realisierung erschwert. Trotzdem findet dieses Konzept in sogenannten Gleitdruckspeichern seit langer Zeit erfolgreich Anwendung. Latentwärmespeicher existieren ebenfalls in einer passiven und aktiven Ausführung. Passive Speicher umfassen z.B. Kühlakkus, Isoliermaterial für Gebäude oder Handwärmer im Wintersport.



Aktive Wärmespeicher sind bereits mehrfach erfolgreich erprobt worden, konnten sich bisher aber kaum für konkrete Anwendungsfälle etablieren.

### 1.1.3 Speichermaterialien

In der Vergangenheit wurde der Einsatz als Latentwärmespeicher bereits mit einer Vielzahl an Materialien erfolgreich erprobt. Eine ausführliche Vorstellung und Diskussion bekannter PCMs kann in den Werken von Mehling [31] und Sharma [35] gefunden werden. Am häufigsten wurden hierbei Paraffine, Salze oder Zuckeralkohole verwendet. Grob lässt sich sagen, je höher die Temperatur des Phasenübergangs, desto höher auch dessen latente Wärme (vgl. Abbildung 1.3).

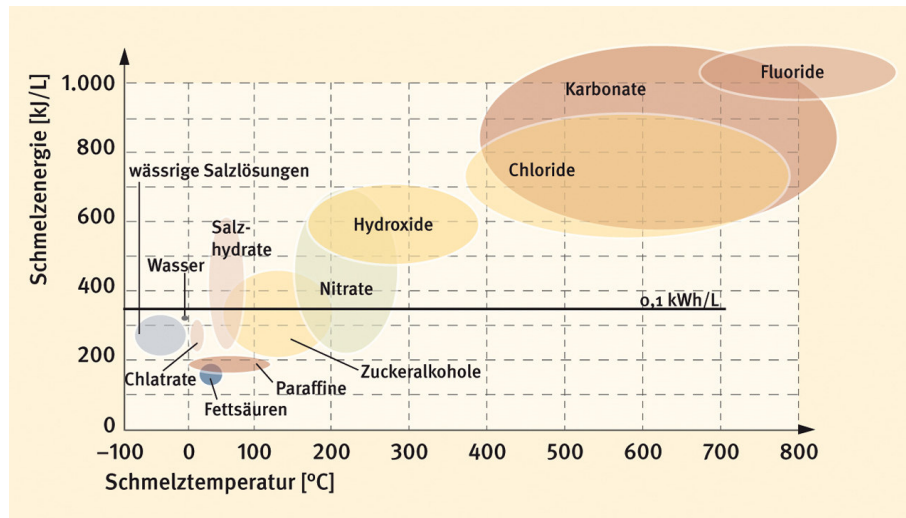


Abbildung 1.3: Bekannte Phasenwechsellmaterialien [14].

Die Auswahlkriterien für Materialien sind hierbei vielfältig. In erster Linie ist eine hohe Schmelzwärme bei ausreichend hoher Wärmeleitfähigkeit gefordert. Die Phasenübergangstemperatur muss zudem auf das geplante Einsatzgebiet abgestimmt sein. Viele Materialien weisen dabei einen ausgedehnten Phasenübergangsbereich auf und zeigen Phänomene wie Unterkühlung oder ein variierender Grad der Nukleation. Des Weiteren sind einige ökonomische und sicherheitstechnische Aspekte von Relevanz: Speichermaterialien sollen eine hohe Lebensdauer haben, nach Möglichkeit ungiftig und für eingesetzte Bauteile nicht korrosiv sowie möglichst günstig sein [15].

Ein großer Nachteil vieler nicht-metallischen PCMs ist deren geringe Wärmeleitfähigkeit. Im flüssigen Aggregatzustand kann, je nach Viskosität, eine Verbesserung der Wärmeleitung aufgrund von Konvektion erreicht werden. Da in vielen Anwendungsfällen eine entsprechend hohe Leistung und damit eine höhere Wärmeleitfähigkeit erwünscht oder gar erforderlich ist, greift man auf verschiedene Optionen zu deren Verbesserung zurück.

Durch Zugabe von Additiven mit einer höheren Leitfähigkeit (z.B. Graphit), kann die Leitfähigkeit des PCMs mitunter um ein Vielfaches erhöht werden. Dies führt jedoch zwangsläufig zu einer Verringerung der Schmelz- oder Erstarrungsenthalpie, da der Anteil des PCMs im Speichermaterial abnimmt. Eine ähnliche Möglichkeit besteht darin, das PCM in eine Matrix aus einem Material mit höherer Leitfähigkeit einzubetten.

Andererseits kann versucht werden, die Kontaktfläche zwischen PCM und Wärmetauscher zu erhöhen. Ähnlich zu Wärmetauschern in z.B. der Klimatechnik wird hierbei durch Konstruktionen wie Rohrbündel oder Lamellen der Wärmeaustausch zwischen Wärmeträgermedium und Speichermedium verbessert [27].

Hierbei muss immer eine Abwägung zwischen möglichen Verbesserungen der Speicherleistung zulasten dessen Kapazität sowie zusätzlicher fertigungstechnischer Herausforderungen getroffen werden.

## 1.2 Motivation

Zwar ist es prinzipiell bekannt, dass Polymere sich für den Einsatz in Latentwärmespeichern eignen würden, eine ausführliche experimentelle Untersuchung wurde jedoch erst vor wenigen Jahren begonnen [5]. Obwohl Polymere in unzähligen Produkten des täglichen Lebens Einsatz finden, ist über ihr Verhalten im Bereich der Phasenwechselgrenze nur wenig bekannt (z.B. Wärmefreigabe,

Volumenänderung, Kristallisationsgrad). Bisherige Erkenntnisse deuten jedoch darauf hin, dass Polymere ein großes Potential für den Einsatz in Latentwärmespeichern haben.

Erstens sind sie in der Regel sehr günstig und leicht verfügbar. Zweitens gibt es nicht nur eine sehr große Zahl an verschiedenen Materialklassen, sondern auch durch die Zugabe von Additiven wie Graphit die Möglichkeit, die Materialparameter des Endprodukts zu verändern. Dies ermöglicht es, für den Einsatz in Wärmespeichern relevante Eigenschaften des Polymers, wie z.B. seine Schmelztemperatur, auf den genauen Anwendungsfall anzupassen. Zuletzt besitzen Polymere oftmals eine Vielzahl an die chemischen Eigenschaften, die vorteilhaft für die Verwendung in Wärmespeichern sind. Dies umfasst eine geringe Korrosivität oder Toxizität, keine Phasentrennung und eine gute Langzeitstabilität.

Die vorliegende Arbeit verfolgte mehrere Ziele. Zu Beginn sollten die grundsätzlichen Anforderungen an einen Prototyp-Wärmetauscher für den Einsatz als Polymer-Latentwärmespeicher abgesteckt werden, sodass eine gute experimentelle Untersuchung möglich ist.

Anschließend sollten die theoretischen Grundlagen zur mathematischen Beschreibung des Speicherungsverhaltens entwickelt und darauf aufbauend mehrere Modelle zur Berechnung und Auslegung von Latentwärmespeichern entwickelt werden.

Auf Basis dessen sollte ein Prototyp mit etwa 5kW Leistung entworfen und bestellt werden. Ebenfalls sollte ein experimenteller Aufbau zur Vermessung des entworfenen Speichers zusammengestellt, aufgebaut und in Betrieb genommen werden.

Parallel dazu sollte in Vorversuchen das Verhalten unterschiedlicher Polymere untersucht werden. Eines davon sollte für das Experiment ausgewählt und thermophysikalisch vermessen werden.

Schlussendlich soll ein Prototyp-Wärmetauscher mit dem ausgewählten Polymer charakterisiert werden.

# Kapitel 2

## Modellierung

### 2.1 Einleitung

Der Latentwärmespeicher, an dem später die experimentellen Untersuchungen durchgeführt werden sollten, sowie dessen Peripherie, musste zuerst entworfen und errichtet werden. Eines der ersten Ziele dieser Arbeit war es daher, mittels numerischen Simulation ein geeignetes Speicherkonzept zu entwickeln. Hierbei spielten eine Reihe von physikalischen, technischen und wirtschaftlichen Überlegungen eine Rolle, die sich zum Teil erst im Laufe der Arbeit konkretisierten.

In diesem Kapitel soll daher zuerst abgesteckt werden, von welchen grundsätzlichen Anforderungen ausgegangen worden ist. Anschließend werden die Grundlagen zur mathematischen Beschreibung von Wärmeleitung und Rohrströmung sowie von Schmelz- und Erstarrungsprozessen vorgestellt und Gesetzmäßigkeiten für Latentwärmespeicher daraus abgeleitet. Darauf basierend werden die entwickelten und schrittweise verfeinerten numerische Modelle vorgestellt, mit denen verschiedene Speicherkonzepte mittels der Software *Dymola* und *Fluent* simuliert worden sind. Hierbei wird auf Annahmen, Vereinfachungen und mögliche Fehlerquellen der jeweiligen Modelle eingegangen sowie ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit Ergebnissen aus Experimenten anderer Publikationen versucht. Schlussendlich wird das finale Designkonzept vorgestellt und erläutert.

### 2.2 Zielsetzung

Der zu untersuchende Speicher wurde mit der Zielsetzung konstruiert, dass sich gute praktische Messungen an ihm durchführen lassen und die wesentlichen Aspekte von Polymer-PCM Speichern getestet werden können. Die primäre Messgröße ist hierbei die dem Speicher zu- oder abgeführte Leistung  $\dot{Q}$ . Sie wird mittels Messung von Massenstrom  $\dot{m}$  und Temperaturänderung  $\Delta T$  des Wärmeträgermediums bestimmt. Es gilt folgender Zusammenhang:

$$\dot{Q} = c_p \dot{m} \Delta T = c_p \dot{m} (T_{\text{ein}} - T_{\text{aus}}) \quad (2.1)$$

Hierbei soll ein Gesamtfehler des errechneten Werts  $\dot{Q}$  von unter 10%, idealerweise unter 5% erreicht werden.

Mithilfe der Fehlerrechnung kann der Einfluss der jeweiligen Unsicherheiten quantifiziert werden. Es handelt sich bei Massenfluss und Temperatur um voneinander unabhängige Messgrößen, die von unterschiedlichen Messgebern erfasst werden. Unter Vernachlässigung von systematischen Fehlern gilt:

$$f = f(x_1, \dots, x_N) \quad (2.2)$$

$$\sigma_f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \sigma_{x_1}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_N} \sigma_{x_N}\right)^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \sigma_{x_i}\right)^2} \quad (2.3)$$

Hierbei ist  $f$  eine Funktion in Abhängigkeit der Messgrößen  $x_i$ , die Größe  $\sigma_f$  ist deren Unsicherheit dh. eine Standardabweichung. Durch Anwendung auf Formel (2.1) ergibt sich für die zu- oder abgeführte Wärme:

$$\sigma_{\dot{Q}} = \sqrt{(\dot{m}\Delta T\sigma_{c_p})^2 + (c_p\Delta T\sigma_{\dot{m}})^2 + (c_p\dot{m}\sigma_{T_{ein}})^2 + (c_p\dot{m}\sigma_{T_{aus}})^2} \quad (2.4)$$

$$\frac{\sigma_{\dot{Q}}}{\dot{Q}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{c_p}}{c_p}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{T_{ein}}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{T_{aus}}}{\Delta T}\right)^2} \quad (2.5)$$

$$\frac{\sigma_{\dot{Q}}}{\dot{Q}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{c_p}}{c_p}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\dot{m}}}{\dot{m}}\right)^2 + 2\left(\frac{\sigma_T}{\Delta T}\right)^2} \quad (2.6)$$

Für den letzten Rechenschritt wurde davon ausgegangen, dass die Messunsicherheiten  $\sigma_{T_{ein}}$  und  $\sigma_{T_{aus}}$  gleich groß sind. Laut Herstellerangabe für die eingesetzten Widerstandsthermometer kann ein Unsicherheitswert von 0,1K angenommen werden (vgl. Kapitel 5.4.1), welche im Folgenden mit  $\sigma_T$  bezeichnet ist. Für die Durchflussmessung wurde auf Basis der Kalibrierung (vgl. Kapitel 5.5) eine Ungenauigkeit von 3% für hinreichend große Massenströme angenommen. Die Wärmekapazität  $c_p$  ist durch die Wahl des Wärmeträgers fest vorgegeben und wurde dem Datenblatt des Herstellers entnommen (vgl. Kapitel 5.11). Einsetzen der Werte in Gleichung (2.6) ergibt bei Voraussetzung eines Fehlers von höchstens 5%.

$$0,05 \stackrel{!}{\geq} \frac{\sigma_{\dot{Q}}}{\dot{Q}} = \sqrt{\left(\frac{0}{c_p}\right)^2 + 0,03^2 + 2\left(\frac{0,1\text{K}}{\Delta T}\right)^2} \quad (2.7)$$

Auflösen nach  $\Delta T$  führt zu:

$$\Rightarrow \Delta T \geq 3,54\text{K} \quad (2.8)$$

Durch Einsetzen in Gleichung (2.1) ergibt sich eine minimale Leistung, die der Speicher haben muss. Unter Annahme von  $c_p \approx 1,92\text{kJ/kgK}$  und  $\dot{m} \approx 1\text{kg/s}$  folgt:

$$\Rightarrow \dot{Q}_{\min} \approx 6,8\text{kW} \quad (2.9)$$

Für 10% Unsicherheit ergeben sich hingegen nur  $\Delta T=1,48\text{K}$  sowie  $\dot{Q}_{\min} \approx 2,9\text{kW}$ . Erforderlich ist also in erster Linie eine ausreichend große Temperaturspreizung  $\Delta T$  und somit eine ausreichend hohe Leistung. Außerdem fallen durch eine hohe Leistung Wärmeverluste weniger stark ins Gewicht. Das Leistungsverhalten sollte hierbei so ausgelegt werden, dass diese Bedingung über den ganzen Betriebszeitraum erfüllt ist, um eine gute Untersuchung des Speicherverhaltens zu erlauben.

Für den Betrieb des Speichers wurde ein bereits vorhandener Prüfstand der Firma LAUDA Dr. R. Wobser GmbH & Co. KG (vgl. Kapitel 5.12) eingesetzt, welcher mit einer Leistung von bis zu 34kW betrieben werden kann. Die vom Speicher abgegebene Leistung darf zu keinem Zeitpunkt diesen Wert übersteigen, da der Prüfstand in diesem Fall keine ausreichende Kühlleistung mehr aufbringen kann und sich der Versuchsaufbau unkontrolliert aufheizt. Ferner sollte der Speicher innerhalb von praktikablen Zeiträumen (idR. Stunden) be- und entladen werden können.

An dieser Stelle sollte angemerkt werden, dass von einer konstanten Eintrittstemperatur und einem konstanten Massenstrom ausgegangen wird. Wenn beide Größen während dem Betrieb variiert werden, lässt sich das Speicherverhalten natürlich viel flexibler gestalten. In einem möglichen Anwendungsfall kann die Eintrittstemperatur jedoch nicht zwangsläufig eingestellt werden, sondern wird von der Temperatur des kalten Wärmeträgers bestimmt. Hinsichtlich des Massenflusses, ließe sich eine Regelung mittels Frequenzumrichter realisieren. Dies war im geplanten experimentellen Aufbau schwer zu realisieren und wurde daher vorerst unterlassen.

Zu Beginn der Arbeit waren die oben angeführten Werte  $\dot{m}$ ,  $\sigma_T$  und  $c_p$  noch nicht bekannt. Außerdem war das Speichermaterial noch nicht ausgewählt. Daher war das Ziel weniger, einen Speicher mit exakt vorgegebenen Spezifikationen zu entwerfen. Vielmehr sollte die Frage beantwortet werden, welchen Einfluss verschiedene Parameter des Speichers haben und wie sie auf das Material abgestimmt werden müssen.

Zuletzt sollte der Speicher auch unter ökonomischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten effizient gestaltet werden. Das heißt einerseits, dass er möglichst leicht zu fertigen, anzuschließen, zu befüllen und in Betrieb zu nehmen ist. Andererseits sollten alle oben genannten Kriterien mit so wenig Speichermaterial wie möglich bzw. mit dem kleinstmöglichen Speicher erreicht werden.

## 2.3 Grundlagen zur Wärmeleitung

### 2.3.1 Fourier Gesetz

Unter Wärmeleitung wird in der Physik der Wärmefluss in einem Körper aufgrund eines Temperaturgradienten verstanden. Der allgemeinste Fall ist die instationäre Wärmeleitung in einem dreidimensionalen, inhomogenen Körper mit Wärmequellen und -senken [32]. Die entsprechende Wärmeleitungsgleichung ist in (2.10) dargestellt.

$$\rho(\vec{r})c_p(\vec{r})\frac{\partial T(\vec{r}, t)}{\partial t} = \operatorname{div}[\lambda(\vec{r})\nabla T(\vec{r}, t)] + \dot{q}(\vec{r}) \quad (2.10)$$

Wird die stationäre Wärmeleitung zwischen parallelen Flächen in einem homogenen und isotropen Körper ohne Quellen betrachtet, erhält man das so genannte Fouriersche Gesetz:

$$\dot{q} = \lambda \vec{\nabla} T \quad (2.11)$$

Mithilfe des Fourierschen Gesetzes lassen sich einfache Wärmeleitprobleme für verschiedene Geometrien lösen. Eine ausführliche Herleitung verschiedener Gesetzmäßigkeiten kann [7] entnommen werden. Für die Fälle einer ebenen Wand und eines Hohlzylinders, welche für Wärmespeicher von Bedeutung sind, folgen:

$$\dot{Q} = \begin{cases} \lambda \frac{A}{\delta} \Delta T & \text{ebene Wand} \\ \lambda \frac{2\pi L}{\ln(d_o/d_i)} \Delta T & \text{Hohlzylinder} \end{cases} \quad (2.12)$$

### 2.3.2 Wärmedurchgang

In vielen Anwendungen erfolgt der Wärmetransport durch mehrere Schichten aus Festkörpern und/oder Fluiden mit jeweils verschiedenen Wärmeleitfähigkeiten. Eine solche Serienschaltung bezeichnet man als Wärmedurchgang. Für den geplanten Speicher findet der Wärmetransport zwischen den drei Bereichen Wärmeträgerfluid, Rohrwand mit Lamellen und Speichermaterial statt. Die Berechnung solcher Sachverhalte weist große Ähnlichkeit mit elektrischen Schaltungen auf: Der gesamte Wärmewiderstand setzt sich additiv aus den Einzelwiderständen zusammen. Deren Temperaturabfall verhält sich genauso wie der Spannungsabfall an einem elektrischen Widerstand. Im allgemeinen Fall gilt [7]:

$$\frac{1}{kA} = \sum_i \frac{1}{\alpha_i A_i} + \sum_j \frac{\delta_j}{\lambda_j A_j} \quad (2.13)$$

Hierbei ist  $A$  in Gleichung (2.13) die Größe einer beliebigen Bezugsfläche und  $k$  der auf  $A$  bezogene Wärmedurchgangskoeffizient.  $A_i$  bzw.  $A_j$  beschreiben die Fläche der jeweiligen Übergänge  $i$  und  $j$ . Im Fall einer festen Schicht ist  $\delta_j$  die Schichtdicke und  $\lambda_j$  dessen Leitfähigkeit, für einen flüssig-fest Übergang ist  $\alpha_i$  der Wärmeübergangskoeffizient (vgl. Kapitel 2.4.2).

### 2.3.3 Vergrößerung der Oberfläche

Wie in Kapitel 2.3.2 beschrieben, setzt sich der Wärmedurchgangswiderstand additiv aus den Einzelwiderständen zusammen. Im Fall von Latentwärmespeichern gilt oftmals  $\lambda_{\text{PCM}} \ll \lambda_{\text{WT}}$ , die Wärmeleitung durch das PCM wird dadurch zum limitierenden Faktor der Leistung. Sind Wärmeleitfähigkeit und Viskosität durch die Wahl des Materials vorgegeben, lässt sich neben der Temperaturdifferenz nur noch durch eine Vergrößerung der Kontaktfläche zwischen Wärmetauscher und Speichermaterial Einfluss auf den Wärmestrom nehmen. Diese Flächenvergrößerung wird oftmals durch die Anbringung von Rippen, Nadeln oder Gittern erreicht, was eine Vergrößerung der Oberfläche um eine Größenordnung oder mehr erlaubt.

Dieser Methode sind jedoch natürliche Grenzen gesetzt, da die vergrößerte Wärmeübergangsfläche immer durch einen zusätzlichen Wärmeleitwiderstand erkauft wird.

Es gilt folgender Zusammenhang [7]:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_0 + \dot{Q}_R \quad (2.14)$$

$$= (\alpha_0 A_0 + \alpha_R \eta_R A_R) \Delta T \quad (2.15)$$

Hierbei bezieht sich der Index 0 auf die unvergrößerte Oberfläche und R auf die angebrachten Rippen,  $\eta_R$  ist der dimensionslose Rippenwirkungsgrad.

$$\eta_R = \frac{T_R - T_{PCM}}{T_0 - T_{PCM}} \quad (2.16)$$

$T_R$  ist hierbei die mittlere Rippentemperatur, die beim Beladevorgang eines Speichers immer kleiner ist, beim Entladevorgang immer größer ist, als die Temperatur des Rippenfußes. In Abbildung 2.1 ist ein typischer Temperaturverlauf einer Rippe skizziert. Man sieht, dass der Temperaturgradient ab einem gewissen Punkt null wird und eine zusätzliche Vergrößerung der Oberfläche keinen Nutzen bringt. Der Rippenwirkungsgrad ist stets kleiner als 1. Er hängt neben der Geometrie der Rippe auch von dessen Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_R$  ab. Daher werden Rippen normalerweise aus Materialien mit sehr hoher Leitfähigkeit (wie z.B. Kupfer oder Aluminium) gefertigt.

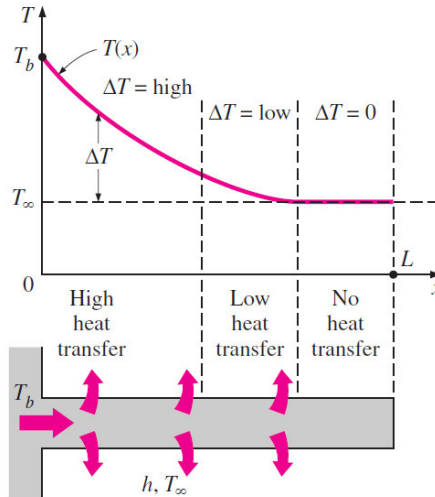


Abbildung 2.1: Rippentemperatur in Abhängigkeit der Entfernung vom Sockel [9].

An dieser Stelle sei angemerkt, dass zur Verbesserung des Wärmedurchgangs angebrachte Körper die Konvektion im Speichermedium stark hemmen können. Dies ist besonders relevant im Fall von Speichern, bei denen sehr niedrigviskose Materialien eingesetzt werden und Konvektion einen bedeutenden Beitrag zum Wärmeübertrag leistet. Hier kann eine Vergrößerung der Kontaktflächen bisweilen sogar kontraproduktiv sein. Die Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit muss daher sorgfältig gegen die Verschlechterung der Konvektion abgewogen werden. Eine ausführliche Betrachtung dieser Problematik findet sich bei Johansson [24]. Wie in praktischen Versuchen festgestellt, haben die in dieser Arbeit betrachteten Materialien jedoch eine so hohe Viskosität, sodass Konvektion praktisch vernachlässigt werden kann und auf diesen Einfluss keine Rücksicht genommen werden muss.

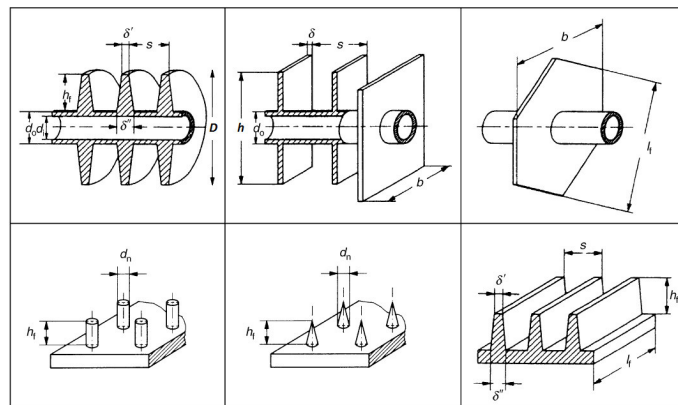


Abbildung 2.2: Verschiedene Techniken zu Vergrößerung der Oberfläche [21].

Der Rippenwirkungsgrad wird formal gemäß [21] berechnet.

$$\eta_R = \frac{\tanh X}{X} \quad (2.17)$$

$$\text{mit } X = \varphi \frac{d}{2} \sqrt{\frac{2\alpha_R}{\lambda_R \delta_R}} \quad (2.18)$$

Die Variable  $\varphi$  entspricht dabei einer Gewichtung der Rippenhöhe, in welcher dessen Form berücksichtigt ist.  $X$  ist eine Hilfsvariable,  $\lambda_R, \delta_R$  sowie  $\alpha_R$  sind Wärmeleitfähigkeit und Dicke der Rippe sowie der Wärmeübergangskoeffizient zu dem umgebenden Medium. In Abbildung 2.2 sind verschiedene Rippentypen mit den für die Rechnung benötigten Abmessungen dargestellt. Für Kreisrippen ergibt sich gemäß [21] folgende Gleichung:

$$\varphi = \left( \frac{D}{d_o} - 1 \right) \left[ 1 + 0,35 \ln \frac{D}{d_o} \right] \quad (2.19)$$

Hierbei entspricht  $D$  dem Durchmesser der Rippe und  $d_o$  dem Durchmesser des Rohrs. Im Fall von rechteckigen Rippen gilt nach [21]:

$$\varphi = (\varphi' - 1)(1 + 0,35 \ln \varphi') \quad (2.20)$$

$$\varphi' = 1,28 \frac{h}{d_o} \sqrt{\frac{b}{h} - 0,2} \quad (2.21)$$

$$= 1,14 \frac{b}{d_o} \quad \text{für quadratische Rippen} \quad (2.22)$$

Dabei ist  $h$  die vertikale und  $b$  die horizontale Abmessung der Fläche (vgl. Abbildung 2.2). Werden zusammenhängende rechteckige Rippen betrachtet, kann Gleichung (2.22) für jedes der Rohre verwendet werden.

Im Fall einer versetzten Anordnung der Wärmeträgerrohre bei zusammenhängenden Rippen, ordnet man gemäß [21] jedem Rohr eine Fläche in Form eines Sechsecks zu. Dabei ist  $b$  die kurze Seite und  $l_f$  der Abstand zwischen zwei Rohren. Im Fall von gleichmäßiger Anordnung folgt  $b=l_f$  (vgl. Abbildung 2.2).

$$\varphi' = 1,27 \frac{b}{d_o} \sqrt{\frac{l_f}{b} - 0,3} \quad (2.23)$$

$$= 1,06 \frac{b}{d_o} \quad \text{für gleichmäßige Anordnung} \quad (2.24)$$

In den Gleichungen (2.18) bis (2.24) wird davon ausgegangen, dass die berippte Oberfläche von einem homogenen Medium mit dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  umgeben ist. Wird hingegen ein erstarrendes PCM betrachtet, ist das umgebende Medium wie ein Festkörper, der sich mit fortschreitender Phasengrenze vergrößert. Die Dicke der erstarrten Schicht  $s$  ist die Entfernung zwischen Oberfläche und Phasenfront, seine Leitfähigkeit ist die des PCMs im festen Zustand (vgl. Abbildung 2.5).

$$\alpha_R \rightarrow \frac{\lambda_{\text{PCM}}}{s} \quad \text{bzw.} \quad X \rightarrow \varphi \frac{D}{2} \sqrt{\frac{2\lambda_{\text{PCM}}}{\delta_R \lambda_R s}} \quad (2.25)$$

## 2.4 Strömungsverhalten

### 2.4.1 Einleitung

Ein Aspekt des Leistungsverhaltens, der in Kapitel 2.2 nicht diskutiert wurde, ist der Einfluss von Massenstrom und Strömungsverhalten des Wärmeträgers. Sie bestimmen die Menge an Energie, die pro Zeiteinheit zu- oder abtransportiert werden kann sowie den Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Rohrwand und Fluid.

Leistung, Massenstrom und Temperaturspreizung sind über Gleichung (2.1) miteinander verknüpft. Umformung liefert eine Beziehung für den Massenstrom  $\dot{m}$ :

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \Delta T}$$

Das Wärmeträgerfluid kann maximal die Temperatur der Umgebung bzw. des Speichers annehmen;  $\Delta T$  hat also einen Maximalwert. Der Massenstrom muss ausreichend hoch gewählt werden, damit die Leistung hierdurch nicht limitiert wird. Umgekehrt sollte er nicht zu hoch eingestellt werden, da dies eine zu geringe bzw. schlecht messbare Temperaturspreizung zur Folge hat.

Normalerweise wird zwischen drei Arten von Strömungen unterschieden: Strömt das Fluid in Schichten, die sich nicht miteinander vermischen bzw. bewegen sich die Fluidteilchen auf vorgegebenen Strombahnen, spricht man von einer laminaren Strömung. Im Fall von turbulenten Strömungen treten scheinbar zufällige Verwirbelungen über weite Größenordnungen auf. Die Strömung ist immer instationär. Der Übergangsbereich hingegen hat sowohl laminare wie auch turbulente Anteile. Als Maß für die Turbulenz einer Strömung wird die so genannte Reynolds-Zahl verwendet. Sie ist eine dimensionslose Kennzahl, die von der Geometrie des Körpers, der Strömungsgeschwindigkeit und der Viskosität des Mediums abhängt.

$$Re = \frac{\rho v L}{\eta} = \frac{v L}{\nu} \quad (2.26)$$

### 2.4.2 Wärmeübergang

Wie viel Energie vom Wärmeträgermedium dem Speichermedium zu- oder abgeführt werden kann, wird von mehreren Faktoren bestimmt. Einerseits ist die Art des Mediums, die Größe der Kontaktfläche und die Durchflussrate von Bedeutung, andererseits spielt auch das Strömungsverhalten eine entscheidende Rolle. Eine ausführlichere Erklärung der im Folgenden dargestellten Zusammenhänge findet sich in [7].

Um die Wärmeübertragung an Grenzflächen zu beschreiben, wird der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  verwendet. Für Übergänge zwischen Flüssigkeiten und Festkörpern verknüpft er die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  mit dem Temperaturprofil an der Grenzschicht von Wand und Flüssigkeit. Er hat die Einheit  $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ .

$$\dot{q} = \alpha(T_W - T_{\text{HTF}}) = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.27)$$

Hierbei ist  $\dot{q}$  die Wärmestromdichte,  $y$  die Entfernung von der Rohrwand und  $\frac{\partial T}{\partial y}$  demnach der Temperaturgradient innerhalb der Strömung.

Da sich im Fall von Rohrströmungen die Temperatur über die Länge des Körpers ändert, wird meist ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_m$  verwendet. Multipliziert mit der Kontaktfläche ergibt sich der gesamte Wärmestrom.

$$\dot{Q} = \alpha_m A \Delta T_{\text{ln}} \quad (2.28)$$

Die Größe  $\Delta T_{\text{ln}}$  bezeichnet die logarithmische Temperaturdifferenz. Ihre Herleitung ergibt sich aus Berechnungen für Wärmeübertrager [7]. Nach [31] kann dieser Ansatz näherungsweise auch für Wärmespeicher mit PCMs verwendet werden. Hierbei ist  $T_{\text{ein}}$  die Eintrittstemperatur,  $T_{\text{aus}}$  die Austrittstemperatur des Wärmeträgerfluids und  $T_W$  die Rohrwandtemperatur.

$$\Delta T_{\text{ln}} = \frac{(T_W - T_{\text{ein}}) - (T_W - T_{\text{aus}})}{\ln \frac{T_W - T_{\text{ein}}}{T_W - T_{\text{aus}}}} \quad (2.29)$$

Für eine betrachtete Strömung ist  $\alpha_m$  jedoch zunächst unbekannt. Gemäß Gleichung (2.31) kann  $\alpha_m$  aus der Wärmeleitfähigkeit des Fluids  $\lambda_L$ , der charakteristische Länge  $L$  und der Nußelt-Zahl  $Nu$  berechnet werden. Die dimensionslose Kennzahl  $Nu$  gibt das Verhältnis von konvektivem zu konduktivem Wärmetransfer an.

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda_L} \quad \text{bzw.} \quad (2.30)$$

$$\alpha = \frac{Nu \lambda_L}{L} \quad (2.31)$$

Nun muss eine Nußelt-Zahl bestimmt werden. Hierzu existieren zahlreiche empirische Gleichungen, maßgeblich ist hierbei die Unterscheidung zwischen turbulenter und laminarer Strömung sowie zwischen Einlaufstrecke und ausgebildeter Rohrströmung. Im VDI-Wärmeatlas [21] finden sich Beziehungen zur Berechnung der jeweiligen Fälle. Eine andere wichtige Kennzahl ist die Prandtl-Zahl, sie stellt eine Verknüpfung des Geschwindigkeits- mit dem Temperaturfeld dar.



$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta c_p}{\lambda} \quad (2.32)$$

Strömungen haben einen Einlauflänge, innerhalb dessen sich das Strömungs- und Temperaturprofil erst ausbildet. Im Folgenden wird davon ausgegangen, dass man hinreichend weit von Störquellen (hydraulischen Bauteilen wie z.B. Pumpen oder Rohrkrümmern) entfernt ist, um von einer voll ausgebildeten Strömung ausgehen zu können. Für die thermisch und hydrodynamisch ausgebildete laminare Strömung bei konstanter Wandtemperatur wird in [21] folgende Gleichung angeführt.

$$Nu_{m,T} = \sqrt[3]{Nu_{m,T,1}^3 + 0,7^3 + (Nu_{m,T,2} - 0,7)^3} \quad (2.33)$$

$$Nu_{m,T,1} = 3,66 \quad \text{für kleine Werte von } RePrd_i/L \quad (2.34)$$

$$Nu_{m,T,2} = 1,615 \left( RePr \frac{d_i}{l} \right)^{1/3} \quad \text{für große Werte von } RePrd_i/L \quad (2.35)$$

Voll ausgebildete turbulente Rohrströmungen liegen bei Reynolds-Zahlen  $Re \geq 10^4$  vor. Für die Randbedingungen *konstante Wandtemperatur* und *konstante Wärmestromdichte* ergeben sich praktisch die gleichen mittleren Nußelt-Zahlen. Es kann fast immer von einer thermisch und hydrodynamisch ausgebildeten Strömung ausgegangen werden, da turbulente Strömungen sehr kurze Einlaufängen haben. Gnielinski gibt für diesen Fall folgende Gleichung an [21]:

$$Nu_{m,T} = \frac{(\xi/8)RePr}{1 + 12,7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (2.36)$$

$$\xi = \frac{1}{(1,8 \cdot \log_{10} Re - 1,5)^2} \quad (2.37)$$

Für den Übergangsbereich gibt Gnielinski folgende Interpolationsgleichung an:

$$Nu_m = (1 - \gamma)Nu_{m,L,2300} + \gamma Nu_{m,T,10^4} \quad (2.38)$$

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad \text{mit } 0 \leq \gamma \leq 1 \quad (2.39)$$

Die Größe  $\gamma$  beschreibt den Anteil der Turbulenz.

### 2.4.3 Druckverlust

Wie in Abschnitt 2.4.2 dargelegt, steigt der Wärmeübergang mit der Reynolds-Zahl. Bei konstantem Massenfluss kann dies durch eine Verkleinerung des Rohrdurchmessers und damit einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit erreicht werden. Dies ist jedoch nur zu einem gewissen Grad sinnvoll, da auch eine höhere Pumpleistung benötigt wird, die den Betrieb des Speichers schließlich unökonomisch macht. Zusätzlich kommt es aufgrund der Druckerhöhung zu höheren Belastungen der Bauteile wie z.B. Pumpe, Dichtungen und Ventile.

Für den Druckverlust in einem Rohr gilt näherungsweise [21]:

$$\Delta p = \zeta \frac{L}{d_i} \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.40)$$

Widerstandsbeiwert  $\zeta$  beschreibt bei einem durchströmten Bauteil den Druckunterschied zwischen Zu- und Abströmung, der mit einer bestimmten Durchflussmenge verbunden ist. Für eine laminare Rohrströmungen gilt nach [21] näherungsweise:

$$\zeta = \frac{64}{Re} \quad (2.41)$$

Im Fall von turbulenter Strömung gilt nach [21] näherungsweise:

$$\zeta = \frac{0,03164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (2.42)$$

### 2.4.4 Auswahl des Rohrdurchmessers

Basierend auf den Ergebnissen aus Kapitel 2.4.2 sowie 2.4.3, konnten Überlegungen zur Auswahl der Rohre für den Wärmetauscher gemacht werden. Zuerst einmal ist ein hoher Wärmeaustausch zwischen Rohrwand und Wärmeträger wünschenswert, damit die Leistung des Speichers hierdurch nicht limitiert wird. Dies wird in erster Linie durch eine turbulente Strömung mit hohem Massenstrom erreicht [16]. Ab einem gewissen Punkt ist jedoch kein zusätzlicher Nutzen durch einen höheren Massenstrom mehr zu erreichen, da die Wärmeleitung durch das PCM den limitierende Faktor darstellt. Außerdem sollte der Massenstrom nur so groß gewählt werden, dass immer noch eine gut messbare Temperaturspreizung vorliegt (vgl. Kapitel 2.2). Für reale Anwendungsfälle sollte die erforderliche Pumpleistung in einem angemessenen Verhältnis zur Leistung des Speichers stehen.

Im Folgenden wurden Wärmeübergang sowie Druckverlust in Abhängigkeit des Massenflusses für die Rohrdurchmesser 8cm und 10cm (entspricht DN8 und DN10) betrachtet. Es wurden jeweils glatte Kreisrohre mit einer Gesamtlänge von 6m angenommen. Die verwendeten Materialparameter des Wärmeträgers entsprechen denen des Thermoöls Marlotherm SH bei 120°C (vgl. Kapitel 5.11). In Abbildung 2.3 ist der Wärmedurchgangskoeffizient  $\alpha$  multipliziert mit der Kontaktfläche  $A$  für zwei verschiedene Rohrdurchmesser in Abhängigkeit der Durchflussrate skizziert. In Abbildung 2.4 ist der Druckverlust in Abhängigkeit des Massenstroms dargestellt. Die Übergänge von laminarer Strömung zum Übergangsbereich und schließlich zur turbulenten Strömung sind jeweils gut zu erkennen. Die Berechnung und Skizzierung erfolgte mit *gnuplot* auf Basis der Gleichungen aus Kapitel 2.4.2 und 2.4.3.

Es zeigt sich, dass bei konstantem Massenstrom dünnere Rohre besser Wärme übertragen. Eine höhere Strömungsgeschwindigkeit und stärkere Turbulenz fallen mehr ins Gewicht als eine größere Kontaktfläche. Dies wird jedoch mit einem höheren Druckverlust erkauft. Für eine detailliertere Betrachtung der Bedeutung des Massenstroms für die Eigenschaften von Latentwärmespeichern wird auf Tay [36] verwiesen.

Insgesamt schienen für diese Arbeit DN8 Rohre mit einem Massenfluss von 0,1-0,15kg/s einen guten Kompromiss darzustellen. Sie erlauben einen hinreichend großen Wärmefluss bei einer Pumpleistung, die von vielen herkömmlichen Geräten zur Verfügung gestellt werden kann. DN8 Rohre wurden daher zu Beginn bei der Auslegung aller Prototypen eingesetzt.

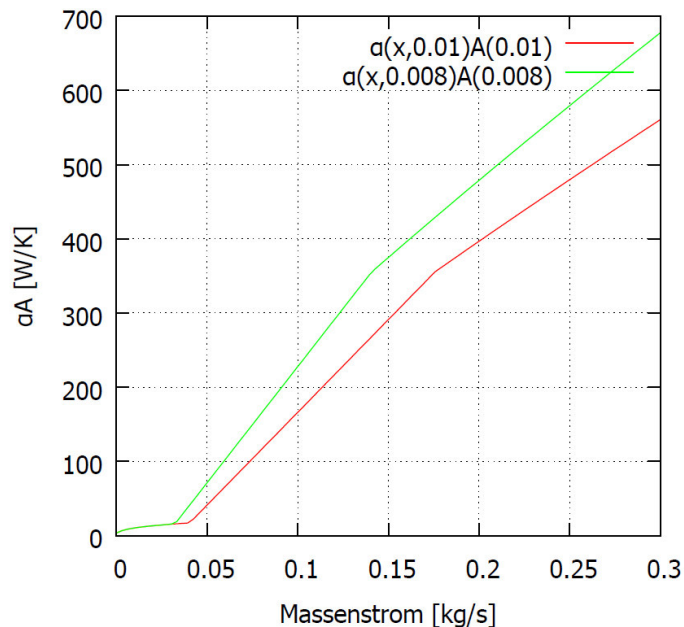


Abbildung 2.3: Wärmeübergang zwischen Wärmeträgerfluid und Rohrwand für die Durchmesser 8cm und 10cm.

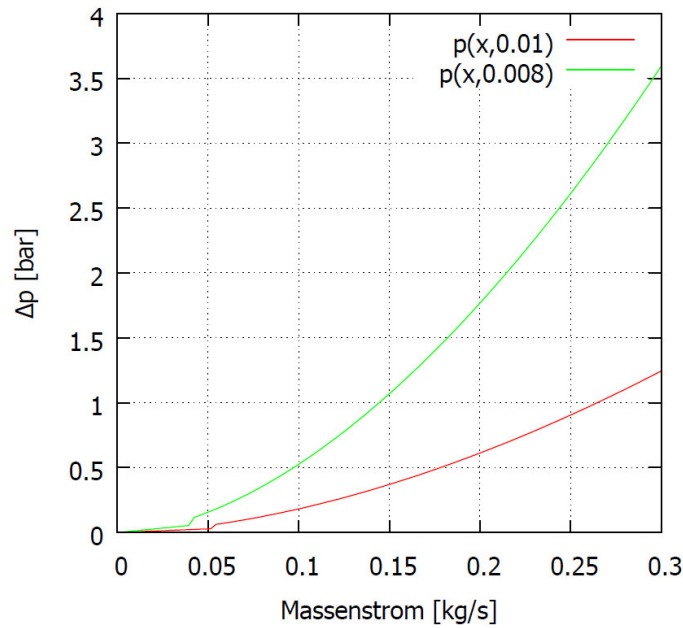


Abbildung 2.4: Druckverlust für eine Rohrlänge von 6m für die Durchmesser 8cm und 10cm.

## 2.5 Das klassische Stefan Problem

### 2.5.1 Annahmen

Eine allgemeine mathematische Lösung zur Beschreibung von Erstarrungs- und Schmelzprozessen existiert nicht [7]. Eine der bekanntesten speziellen Lösungen stellt das so genannte klassische Stefan Problem dar, das nach dem österreichischen Physiker und Mathematiker Jožef Stefan benannt ist. Darauf aufbauend existieren mittlerweile zahlreiche komplexere und verfeinerte Modelle, die ebenfalls als Stefan Problem bezeichnet werden.

Im klassischen Fall wird grundsätzlich von den in Tabelle 2.1 aufgeführten Vereinfachungen ausgegangen:

	Auftretende physikalische Phänomene	Modellannahmen
1	Wärme- und Massentransfer durch Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung sowie möglicher Einfluss von Gravitation, elastischen, chemischen und elektromagnetischen Effekten	Wärmeübergang findet ausschließlich durch isotrope Wärmeleitung statt
2	Je nach Material, ausgedehnter Schmelz- und Erstarrungsbereich mit variabler latenter Wärme	Latente Wärme ist konstant, Energieaufnahme oder -freigabe nur bei $T_{pc}$
3	Variable Phasenübergangstemperatur	Phasenübergangstemperatur ist konstant
4	Mögliches Auftreten von Nukleation und Unterkühlung	Keine Nukleation und Unterkühlung
5	Geometrisch komplexe, räumlich ausgedehnte Grenzschicht	Perfekt planare, unendlich dünne Grenzschicht bei $T_{pc}$
6	Oberflächenspannung und Wölbungseffekte	Keine Oberflächenspannung und Wölbungseffekte
7	Unterschiedliche thermophysikalische Konstanten im festen, flüssigen und Übergangszustand	Thermophysikalische Konstanten unverändert ( $c_p$ und $\lambda$ konstant)
8	Volumenänderung bei Phasenwechsel	Konstante Materialdichte $\rho_l = \rho_s$

Tabelle 2.1: Vereinfachungen im klassischen Stefan Problem [6].

Die von einem PCM aufgenommene oder abgegebene Wärme im Temperaturintervall  $T_{\text{int}}$  bis  $T_{\text{end}}$  mit Übergangstemperatur  $T_{pc}$  beträgt dann [35]:

$$Q = \int_{T_{\text{int}}}^{T_{pc}} mc_p dT + ma_m \Delta h_{pc} + \int_{T_{pc}}^{T_{\text{end}}} mc_p dT \quad (2.43)$$

Hierbei bezeichnet  $a_m$  den Anteil des Materials, das einen Phasenübergang durchläuft.

### 2.5.2 Eindimensionale ebene Schicht

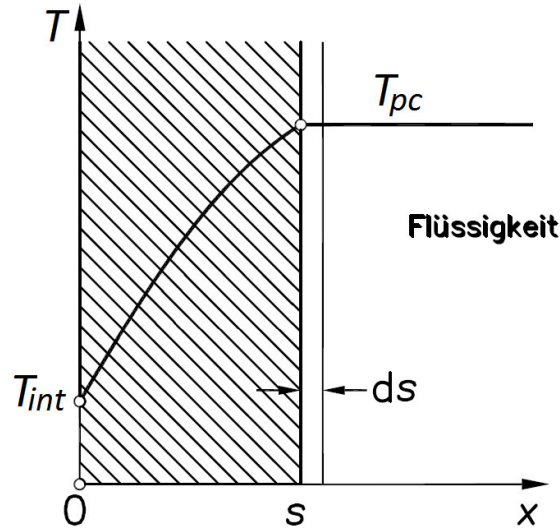


Abbildung 2.5: Erstarren einer ein-dimensionalen ebenen Schicht [7].

Für den einfachsten Fall, das Aufschmelzen oder die Erstarrung einer ein-dimensionalen ebenen Schicht, existiert eine eindeutige analytische Lösung [31]. In Abbildung 2.5 ist beispielhaft der Temperaturverlauf innerhalb der erstarrenden Schicht dargestellt. Hierbei wird von einer konstanten Wandtemperatur  $T_0$  sowie von einer Temperatur des flüssigen PCMs, die der Phasenübergangstemperatur  $T_{pc}$  entspricht, ausgegangen.

In vielen Fällen wird mit der sogenannten quasistationären Näherung gerechnet. Man nimmt einen Temperaturverlauf an, wie er bei stationärer Wärmeleitung auftreten würde, sensible Wärme wird vernachlässigt. Diese Vereinfachung erlaubt es auch, Erstarrungsvorgänge bei komplexeren Geometrien, wie z.B. Zylindern oder Kugeln, zu betrachten, welche keine exakten analytischen Lösungen mehr besitzen.

Die Phasenübergangszahl  $Ph$  beschreibt das Verhältnis der latenten und der sensiblen Wärme im betrachteten Temperaturintervall. Das Reziproke der Phasenübergangszahl  $Ph$  wird auch als Stefan-Zahl  $St$  bezeichnet. Für genügend große Phasenübergangszahlen (für  $Ph \geq 6,2$  ist der Fehler kleiner als 5%) kann die sensible Wärme vernachlässigt werden.

$$Ph := \frac{\Delta h_{\text{PCM}}}{c_p(T_{pc} - T_0)} = \frac{1}{St} \quad (2.44)$$

Wird eine erstarrende ein-dimensionale Schicht betrachtet, ist die Menge der freigesetzten Energie abhängig vom zeitlichen Vorrücken der Phasengrenze bzw. der Dicke der erstarrenden Schicht  $s(t)$ :

$$dQ(t) = \Delta h_{\text{PCM}} \rho_{\text{PCM}} A ds(t) \quad (2.45)$$

Den Wärmefluss erhält man durch Bilden der zeitlichen Ableitung und Division durch die Fläche.

$$\frac{dq(t)}{dt} = \dot{q}(t) = \Delta h_{\text{PCM}} \rho_{\text{PCM}} \frac{ds}{dt} \quad (2.46)$$

Bei der quasistationären Näherung wird das Wärmeprofil innerhalb der erstarrenden Schicht, im Gegensatz zu dem in Abbildung 2.5 dargestellten Verlauf, als linear angenommen:

$$\dot{q}(s) = \lambda \frac{T_{pc} - T_0}{s} \quad (2.47)$$

Gleichsetzen und integrieren von Gleichungen (2.46) und (2.47) ergibt:

$$\lambda \frac{T_{pc} - T_0}{s} = \Delta h_{\text{PCM}} \rho_{\text{PCM}} \frac{ds}{dt} \quad (2.48)$$

$$\int_{t'=0}^{t'=t} \lambda \frac{T_{pc} - T_0}{\Delta h_{\text{PCM}} \rho_{\text{PCM}}} dt' = \int_{s(t'=0)}^{s(t'=t)} s ds \quad (2.49)$$

$$\lambda \frac{T_{pc} - T_0}{\Delta h_{\text{PCM}} \rho_{\text{PCM}}} t = \frac{1}{2} s(t)^2 \quad (2.50)$$

Auflösen nach der Zeit oder dem Ort der Phasenfront ergibt:

$$t = \frac{1}{2} \frac{\Delta h_{\text{PCM}} \rho_{\text{PCM}}}{T_{pc} - T_0} s(t)^2 \quad (2.51)$$

$$s(t) = \sqrt{2\lambda \frac{T_{pc} - T_0}{\Delta h_{\text{PCM}} \rho_{\text{PCM}}} t} \quad (2.52)$$

$$(2.53)$$

Durch Einsetzen von  $s(t)$  in Gleichung (2.46) folgt schließlich:

$$q(t) = \sqrt{\lambda \frac{(T_{pc} - T_0) \Delta h_{\text{PCM}} \rho_{\text{PCM}}}{2t}} \quad (2.54)$$

## 2.6 Dymola

### 2.6.1 Hintergrund

*Dymola* ist eine auf der Sprache *Modelica* basierende kommerzielle Simulationsumgebung. Sie wird entwickelt von der schwedischen Firma Dassault Systèmes AB<sup>1</sup>. Sie erlaubt es, ein System aus mehreren Gleichungen, Differenzialgleichungen und Randbedingungen vorzugeben. Diese können numerisch gelöst und die Ergebnisse grafisch in Diagrammen dargestellt oder exportiert werden. Vorteilhaft gegenüber alternativen numerischen Simulationsmethoden wie z.B. der Numerischen Strömungsmechanik ist, dass der Rechen- und Zeitaufwand deutlich geringer ist (vgl. Kapitel 2.7). Die Berechnungen dieser Arbeit nahmen nur wenige Sekunden in Anspruch, sodass innerhalb kurzer Zeit viele Speichervarianten betrachtet werden konnten.

In den vergangenen Abschnitten wurden die Grundlagen zur Beschreibung eines Latentwärmespeichers vorgestellt. Auf Basis dieser Zusammenhänge wurde ein *Dymola*-Modell entwickelt.

### 2.6.2 Grundgleichungen und Randbedingungen

Die Grundlage für das Modell bilden die Differenzialgleichungen für die Energiebilanz und Wärmeleitung. Es wird von einem dreistufigen Transport der Energie ausgegangen: Vom PCM zu den Lamellen und dem Rohr, von der Außenseite zur Innenseite des Rohrs und vom Rohr zum Wärmeträgerfluid.

Wärmeleitung:

$$\dot{Q} = \alpha_{\text{HTF}} A_{\text{W,innen}} (T_{\text{W,innen}} - T_{\text{HTF}}) \quad (2.55)$$

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_{\text{W}}}{\delta_{\text{W}}} A_{\text{W,m}} (T_{\text{W,außen}} - T_{\text{W,innen}}) \quad (2.56)$$

$$\dot{Q} = \alpha_{\text{PCM}} \eta_{\text{R}} \cdot A_{\text{R}} (T_{\text{PCM}} - T_{\text{W,außen}}) \quad (2.57)$$

Energiegleichung:

$$\dot{Q} = N_{\text{R}} A_{\text{R}} \Delta h_{\text{PCM}} \dot{s} \quad (2.58)$$

Den Rohren wurde dabei gemäß den Gleichungen aus Kapitel 2.3.3 gleich große Bereiche  $A_{\text{R}}$  der zusammenhängenden Rippenfläche zugeordnet.  $N_{\text{R}}$  beschreibt die Anzahl der Rippen aller Rohre. Es wurde von einer über die gesamte Rohrfläche konstanten Wandtemperatur und damit von einem konstantem Wärmestrom pro Fläche ausgegangen. Die Flächen  $A_{\text{W},i}$  beschreiben die jeweiligen aufsummierten Rohrflächen. Die Flächen und Volumina ergaben sich aus einfachen geometrischen Berechnungen für Rechtecke und Zylinder. Der Temperaturspreizung wurde gemäß Gleichung (2.1)

<sup>1</sup><http://www.3ds.com/>

aus der Gesamtleistung des Speichers sowie dem Massenstrom und der Wärmekapazität des Wärmeträgerfluids berechnet.

Bei den Simulationen wurden ausschließlich Endladungsvorgänge betrachtet. Wie in Kapitel 2.3.3 erwähnt, wurde Konvektion vernachlässigt und von einer fixen Phasenübergangstemperatur  $T_{pc}$  ausgegangen. Unter diesen Annahmen sind Belade- und Entladeverhalten hinsichtlich Leistung und zeitlichem Verlauf gleich, wenn die gleiche Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und Speicher vorliegt.

Sämtliche Materialparameter sowie die Anfangstemperaturen von PCM, Lamellen, Rohr und Fluid wurden vorgegeben. Der Speicherbehälter wurde als adiabatisch angenommen, dh. es treten keine Wärmeverluste an den Wänden auf.

Ist die erstarrte Schicht zu Beginn unendlich dünn, kommt es zu einem unendlich großen Temperaturgradienten. Für die Stabilität der numerischen Simulation wurde daher als Startbedingung eine Schichtdicke von 0,1mm vorgegeben.

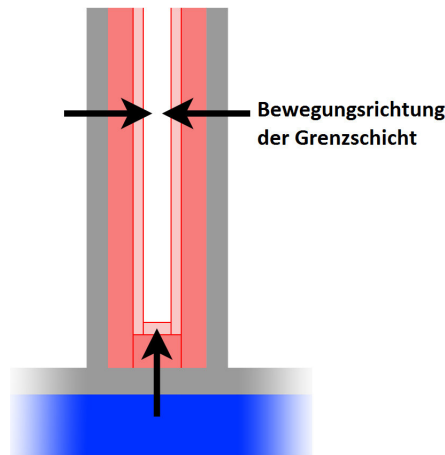


Abbildung 2.6: Ausbreitung der Schmelzfront im *Dymola*-Modell.

Im ersten Modell, welches in den Gleichungen (2.55) bis (2.58) skizziert ist, wurde davon ausgegangen, dass die Wärmeleitung ausschließlich über die Lamellen erfolgt, da diese flächenmäßig deutlich größer sind als die Rohre. In einem weiteren Schritt wurde die Wärmeleitung über die Rohrflächen ebenfalls berücksichtigt, der entsprechende Modellcode ist im Anhang zu finden. Diese Ergänzung führte aber nur zu einem minimal abweichenden Ergebnis. Außerdem ergab sich in diesem Fall die zusätzliche Problemstellung, inwiefern der Überlagerung zwischen den von Rohr und Lamelle ausgehenden Phasenfronten Rechnung getragen werden sollte. Als Näherung wurde davon ausgegangen, dass sich die beiden Schichten mit jedem numerischen Zeitschritt weiter einschnüren und die aktive wärmeleitende Fläche reduziert wird. Eine Illustration des Konzepts ist in Abbildung 2.6 dargestellt. Die Pfeile markieren die Bewegungsrichtung der Phasenfront, die rot und pink eingefärbten Bereiche kennzeichnen die innerhalb von zwei Zeitschritten erstarrte Menge PCM.

### 2.6.3 Annahmen über die Phasenfront

Der mit Abstand problematischste Aspekt der Simulation in *Dymola* war die Beschreibung der Ausbreitung der Phasenfront. Da es sich in der Realität um einen komplexen, dreidimensionalen Prozess mit zahlreichen Einflussfaktoren handelt, der die Möglichkeiten der Simulationsumgebung übersteigt, musste für die Implementierung von mehreren Näherungen ausgegangen werden. In Kapitel 2.5 wurden bereits die grundsätzlichen Vereinfachungen vorgestellt, die dem Stefan Problem zugrunde liegen. Für den Fall komplexer Speichergeometrien, wie der hier betrachteten Lamellenrohre, mussten weitere Näherungen vorgenommen werden. An dieser Stelle sollte erwähnt werden, dass trotz falscher Beschreibung der Phasenfront, das simulierte Leistungsverhalten nah an der Realität liegen kann. Die Frage war, inwiefern die in diesem Kapitel vorgestellten Mittelungen gerechtfertigt sind.

In Abbildung 2.7 sind die vorgenommenen Vereinfachungen schrittweise dargestellt. Es wurde angenommen, dass sich die Phasenfront gleichmäßig als ebene Fläche parallel zu den Lamellen ausbreitet. Dies kann in der Realität nicht der Fall sein, da die Lamellen in Rohrnähe eine andere Temperatur als an den Endpunkte haben. Der Gedanke war jedoch, dass dieser Sachverhalt mithilfe der Rippeneffizienz durch eine mittlere Position der Phasenfront approximiert werden kann.

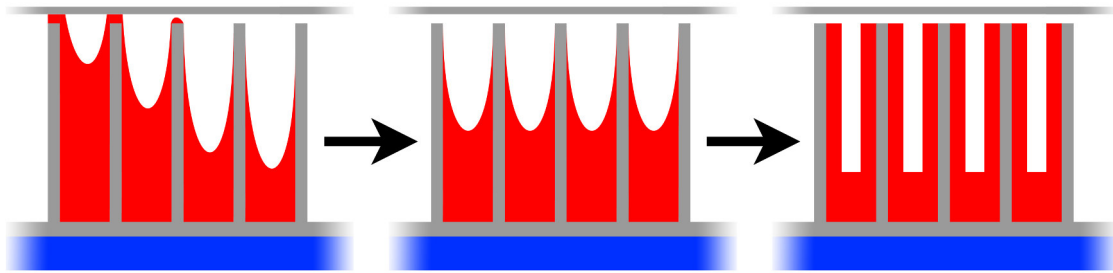


Abbildung 2.7: Vereinfachungsschritte bei der Darstellung der Schmelzfront.

Da von einer ebenen gleichförmigen Ausbreitung der Phasenfront ausgegangen wird, ist das gesamte Speichermaterial erstarrt, wenn sich die beiden Fronten berühren. Dies wurde im Programm als Abbruchbedingung vorgegeben.

Die zweite Vereinfachung hinsichtlich der Phasenfront betrifft deren Profil entlang der Rohre. Die Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und PCM ist maximal am Einlass. In Folge des Wärmeaustauschs erwärmt sich die Flüssigkeit und die beiden Temperaturen gleichen sich an. Dies verkleinert die Wärmeleitung im hinteren Teil des Speichers und führt zu weniger erstarrtem PCM. Insgesamt ist zu erwarten, dass dieser Einfluss umso gravierender ist, je länger der Speicher und je größer die Temperaturdifferenz zwischen Einlass und Auslass ist.

Die dritte Vereinfachung war die Vernachlässigung der Interaktion einer Phasenfront mit den von anderen Rohren ausgehenden Phasenfronten oder der Behälterwand. Diese Annahme dürfte zu Beginn der Simulation völlig gerechtfertigt sein, da die Phasenfronten noch schwach ausgebildet sind und sich nicht berühren. Mit zunehmender Betriebszeit dürfte es jedoch im vorderen Bereich des Speichers zu einer Interaktion kommen, die sich nach und nach über den gesamten Speicher erstreckt. Einen Versuch der mathematischen Beschreibung dieses Phänomens ist in der Veröffentlichung von Goeke [19] zu finden, eine zufriedenstellende Einbindung in das bestehende Modell war jedoch nicht erfolgreich.

#### 2.6.4 Verifikation mit Medrano et al.

Um das Simulationsmodell überprüfen zu können, wurde der Vergleich mit Ergebnissen einer experimentellen Untersuchung angestrebt. Gesucht wurde eine Arbeit zu Be- und Entladevorgängen eines Lamellenwärmetauschers mit flüssigem Wärmeträger und hochviskosem Speichermaterial. Zum Zeitpunkt dieser Arbeit waren hierzu leider nur wenige Publikationen vorhanden. Die passendste und umfangreichste Untersuchung konnte in der Publikation von Medrano et al. [30] gefunden werden, weshalb diese für eine Verifikation herangezogen wurde.

Medrano et al. verglichen fünf verschiedene Wärmetauscherkonzepte (vgl. Abbildung 2.8), die zunächst vermessen und anschließend einer Leistungsbestimmung unterzogen wurden. Als Betriebsmedium wurde Wasser eingesetzt, beim Speichermaterial handelte es sich um Rubitherm<sup>2</sup> RT35. Hierbei wurde unter anderem ein Lamellenrohr, welches vollständig aus Kupfer bestand, untersucht. Da dies dem vorliegenden Modell am nächsten kam, wurde es als Referenz ausgewählt.

Die genauen Abmessungen des Versuchsaufbaus [29], sind in Abbildung 2.9 dargestellt.

Insgesamt wurden in [30] zwei Be- und Entladungskurven mit jeweils verschiedenen Eintrittstemperaturen aufgenommen (vgl. Abbildung 2.10). Die Starttemperatur des PCMs betrug bei der Beladung 24°C und bei der Entladung 45°C. Erwartungsgemäß war die thermische Leistung proportional zu Temperaturdifferenz.

Um die Messwerte besser mit Simulationsergebnissen vergleichen zu können, wurden sie mithilfe der Software *g3data*<sup>3</sup> aus dem Diagramm extrahiert.

Ein Problem war, dass die zur Verfügung stehenden Daten nicht vollständig konsistent waren. Dies betraf die Menge des Speichermaterials, dessen latente und sensible Wärme sowie Wärmeverluste. In der Veröffentlichung wird die Verwendung von 0,5kg Speichermaterial angegeben. Aus der Berechnung des Speichervolumens auf Basis der Abmessungen sowie der Dichte des Materials, ergeben sich hingegen 0,59kg. Es wurde die (geringere) Dichte im flüssigen Zustand zugrunde gelegt, da das Material zu jedem Zeitpunkt in den Behälter passen muss. In der Simulation wurde von 0,59kg ausgegangen, da sich ein teilgefüllter Speicher nicht simulieren lies.

<sup>2</sup><http://www.rubitherm.com/>

<sup>3</sup><http://www.frantz.fi/software/g3data.php>


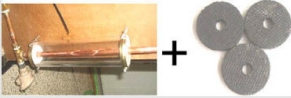



Heat store # and name	Photo of heat exchanger (no PCM yet)	Heat exchanger description	Total weight with PCM (kg)	External volume (l)	Heat transfer area (m <sup>2</sup> )	Weight PCM (kg)	Heat capacity PCM (kJ/°C)	Average heat capacity HX (kJ/°C)	Heat storage intensity (kJ/l)
1. DPHX-PCM		Double pipe HX with PCM in the annular space	1.5	0.93	0.011	0.55	5.8	1.0	92.9
2. DPHX-PCM matrix		Same as 1, but with PCM embedded in graphite matrix	1.8	0.93	0.011	0.44	4.6	1.1	73.4
3. DPHX fins-PCM		Same as 1, but with external fins on the copper tube	1.8	0.93	0.065	0.50	5.2	1.1	84.4
4. Comp-HX-PCM		Compact HX, with PCM between coil and fins	4.3	4.4	0.850	1.10	11.5	2.7	39.2
5. Plate-HX-PCM		Plate and frame HX, with PCM in half of the passages	15	4.5	0.400	0.35	3.7	6.9	12.2

Abbildung 2.8: Von Medrano et al. untersuchte Speichertypen [30].

Für die latente Wärme wird mit Verweis auf den Hersteller ein Wert von 157kJ/kg angegeben, ohne darauf einzugehen, inwiefern sensible Wärme hierbei einbezogen ist. Der Hersteller gibt hingegen eine Wärmemenge von 170kJ/kg  $\pm 7,5\%$  für latente und sensible Wärme im Temperaturbereich von 26°C bis 41°C an. Der in der Veröffentlichung angegebene Wert entspricht also  $1\sigma$  unter dem Mittelwert, obwohl ein um 10°C größeres Temperaturintervall betrachtet wird. Für die Simulation wurde ebenfalls eine Wärmemenge von 157kJ/kg für den Bereich 26°C bis 41°C angenommen, außerhalb davon eine sensible Wärme von 2kJ/kgK. Als Phasenübergangstemperatur  $T_{pc}$  wurde der Punkt der, laut Hersteller, maximalen latenten Wärme bei  $\vartheta=35^\circ\text{C}$  angenommen.

Ferner wurden in der Veröffentlichung keine Abschätzungen zu Wärmeverlusten angegeben. Die aus der gemessenen Leistung aufsummierte Energiemenge beträgt 86,6kJ. Je nachdem, welche Speichermasse und Wärmemenge für die Simulation zugrunde gelegt wird, ergeben sich theoretische Werte von  $0,5\text{kg} \cdot 157\text{kJ/kg} = 78,5\text{kJ}$  bis  $0,59\text{kg} \cdot (170\text{kJ/kg} + 2\text{kJ/kgK} \cdot 10\text{K}) = 112\text{kJ}$  und eine entsprechend große Bandbreite an Wärmeverlusten.

Vor diesem Hintergrund wurde eine exakte Übereinstimmung von Experiment und Simulation nicht erwartet. Wie sich in Abbildung 2.11 zeigte, passten die Simulationsergebnisse jedoch hervorragend zu den gemessenen Werten.

### 2.6.5 Forschungsvorhaben PROSPER

Eine weitere Publikation zum Entladungsverhalten vom Lamellenwärmetauschern mit Phasenwechselmaterialien, findet sich im Abschlussbericht des Forschungsvorhabens PROSPER [28]. In dieser Arbeit wurden ebenfalls ein *Modelica*-Rechenmodell entwickelt und anschließend eine experimentelle Überprüfung durchgeführt. Hinsichtlich der Beschreibung des Phasenübergangs lag eine große Übereinstimmung mit der mathematischen Lösung dieser Arbeit vor. Es wurde jedoch eine feinere Diskretisierung der Lamellen und des PCMs vorgenommen.

Als Wärmeträgermedium wurde in [28] jedoch Wasserdampf eingesetzt. Dies führte zu einer Reihe an weiteren Phänomenen (z.B. Kondensation im Rohr), die in das Modell einbezogen wurden. Außerdem wurden Graphitlamellen eingesetzt, welche eine richtungsabhängige Wärmeleitfähigkeit besitzen. Als Speichermaterial diente  $\text{KNO}_3/\text{NaNO}_3/\text{NaNO}_2$ . Eine Skizze des Versuchsaufbaus sowie die gegebenen Abmessungen und Materialparameter sind in Abbildung 2.6.5 dargestellt. Aus der Veröffentlichung ging jedoch in vielen Fällen nicht eindeutig hervor, mit welchen Größen gerechnet wurde. Ein ausführlicher Vergleich der Ergebnisse konnte daher nicht durchgeführt werden.



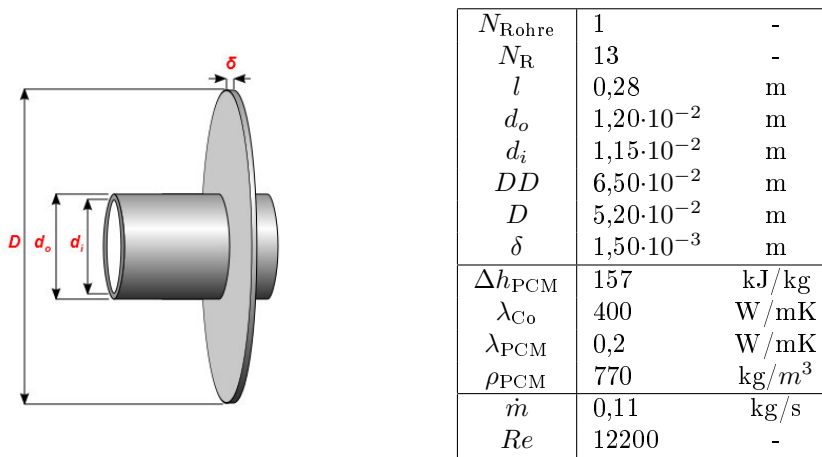


Abbildung 2.9: Abmessungen des Lamellenwärmetauschers [29].

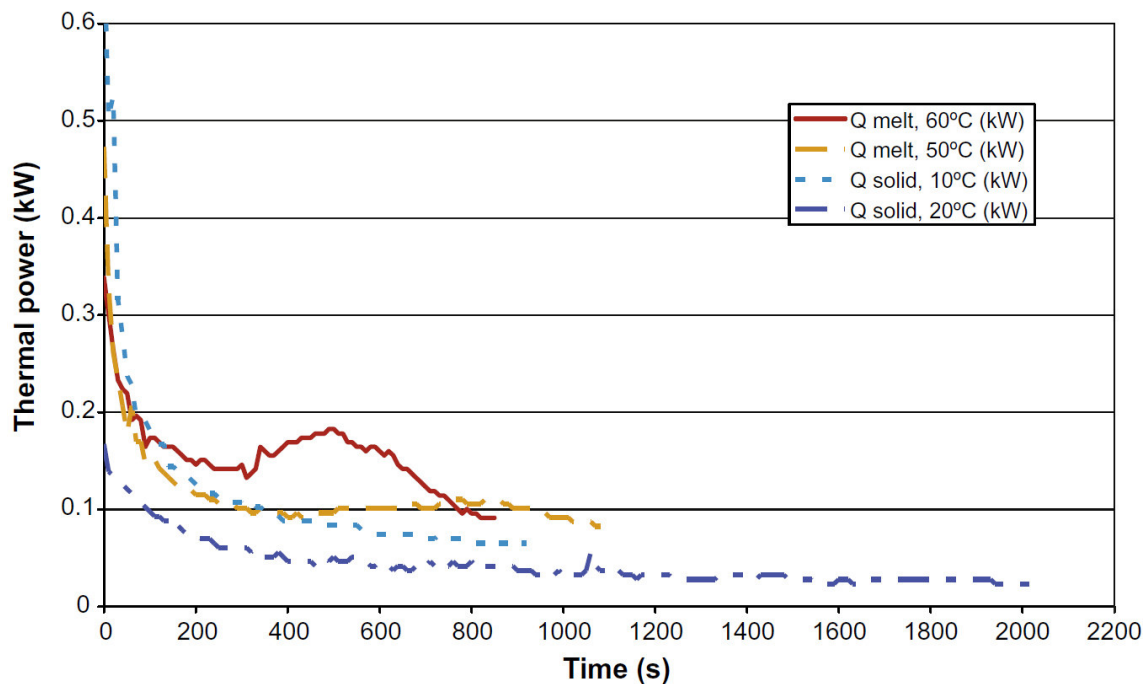


Abbildung 2.9: Abmessungen des Lamellenwärmetauschers [29].

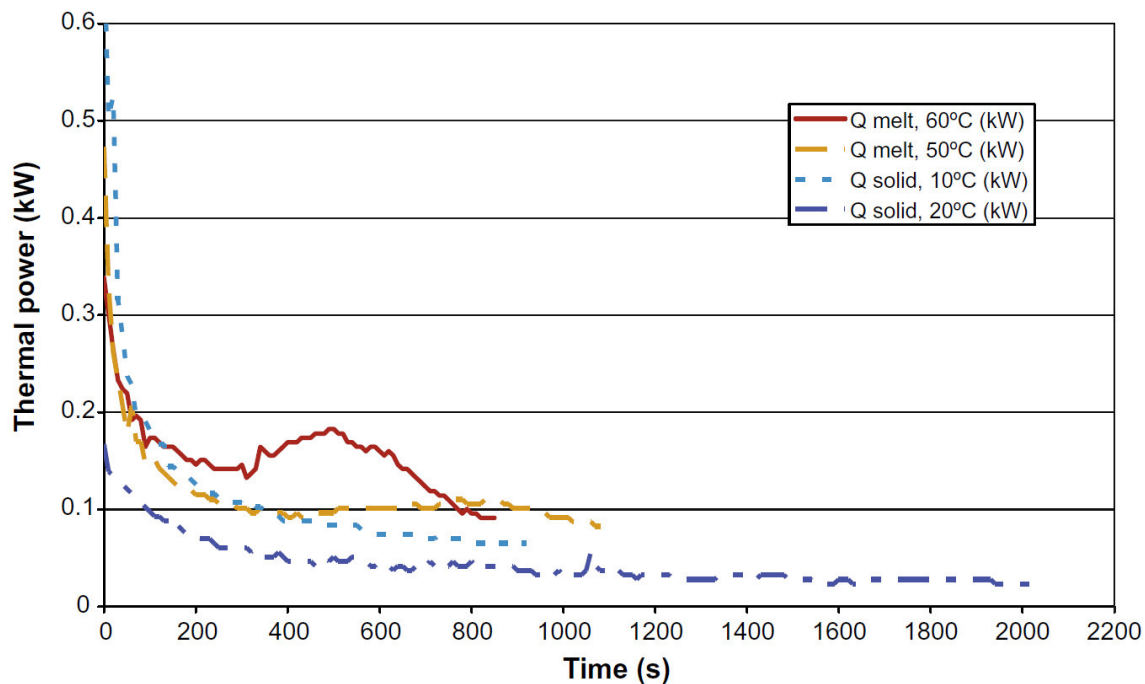


Abbildung 2.9: Abmessungen des Lamellenwärmetauschers [29].

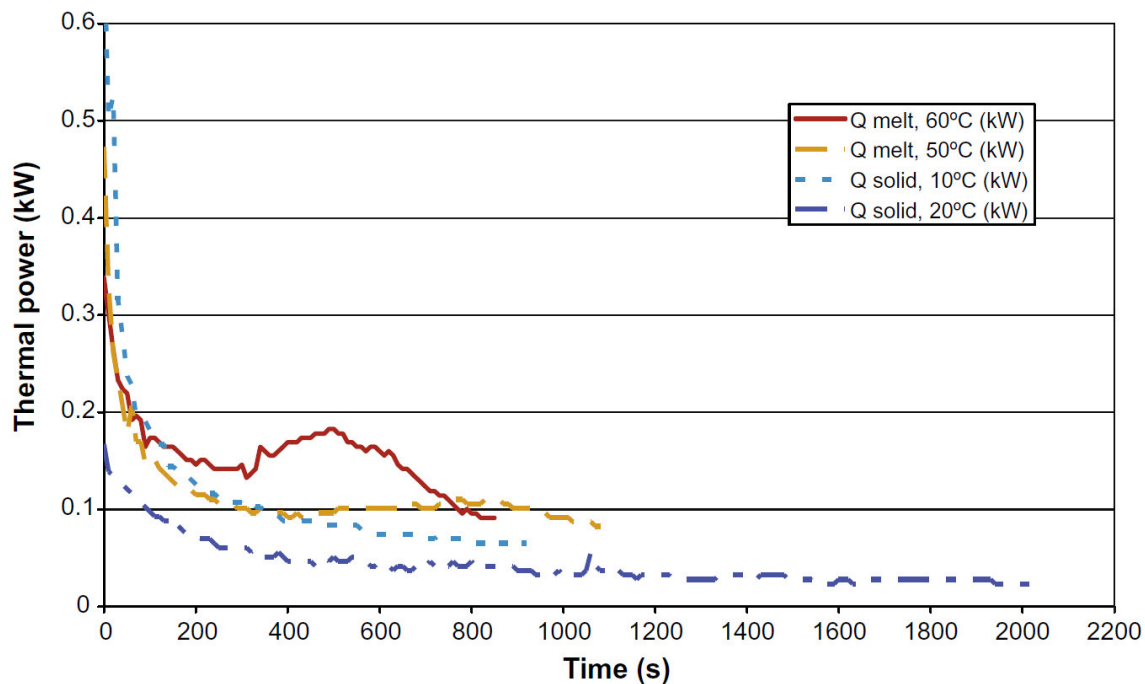


Abbildung 2.9: Abmessungen des Lamellenwärmetauschers [29].

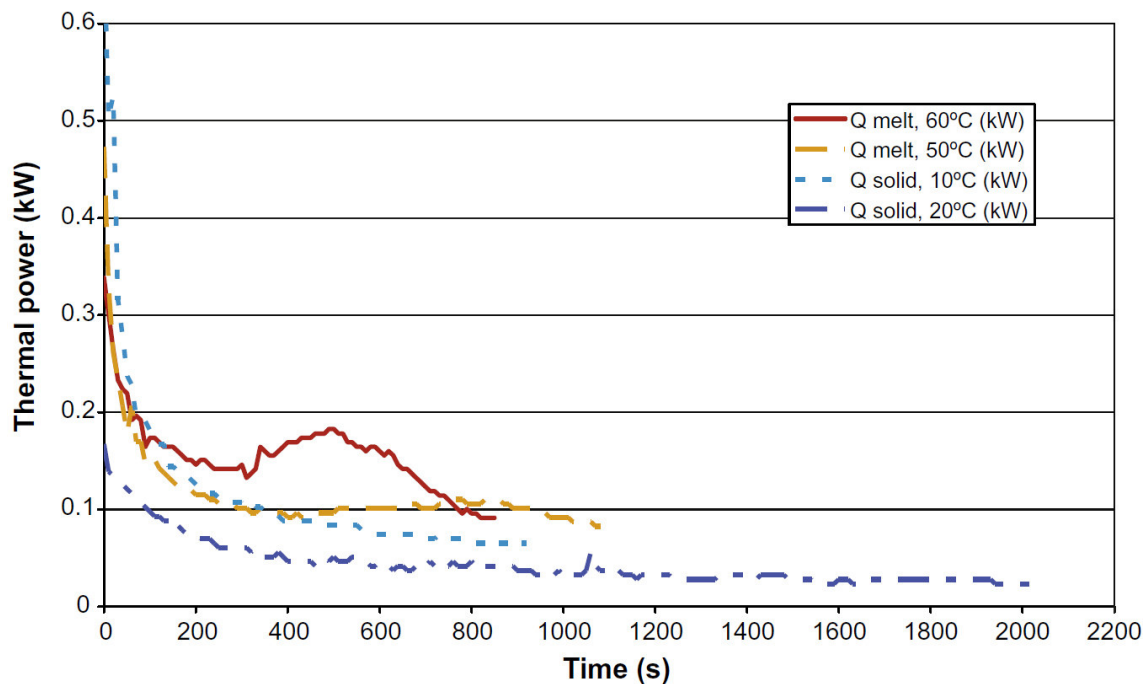


Abbildung 2.9: Abmessungen des Lamellenwärmetauschers [29].

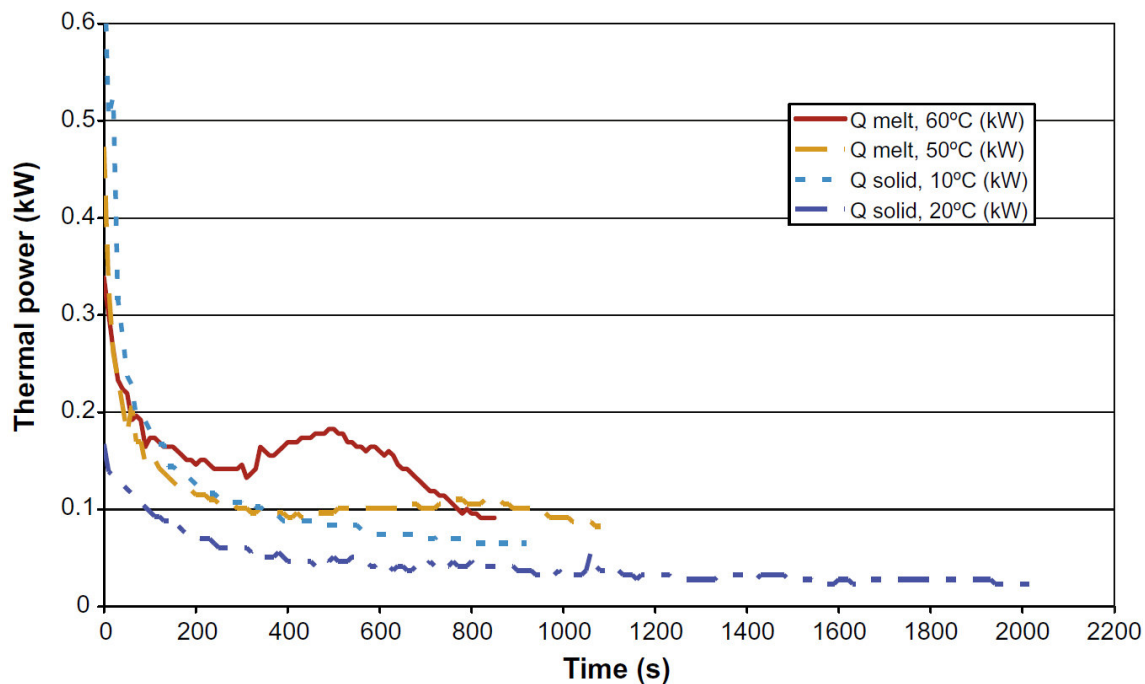


Abbildung 2.9: Abmessungen des Lamellenwärmetauschers [29].

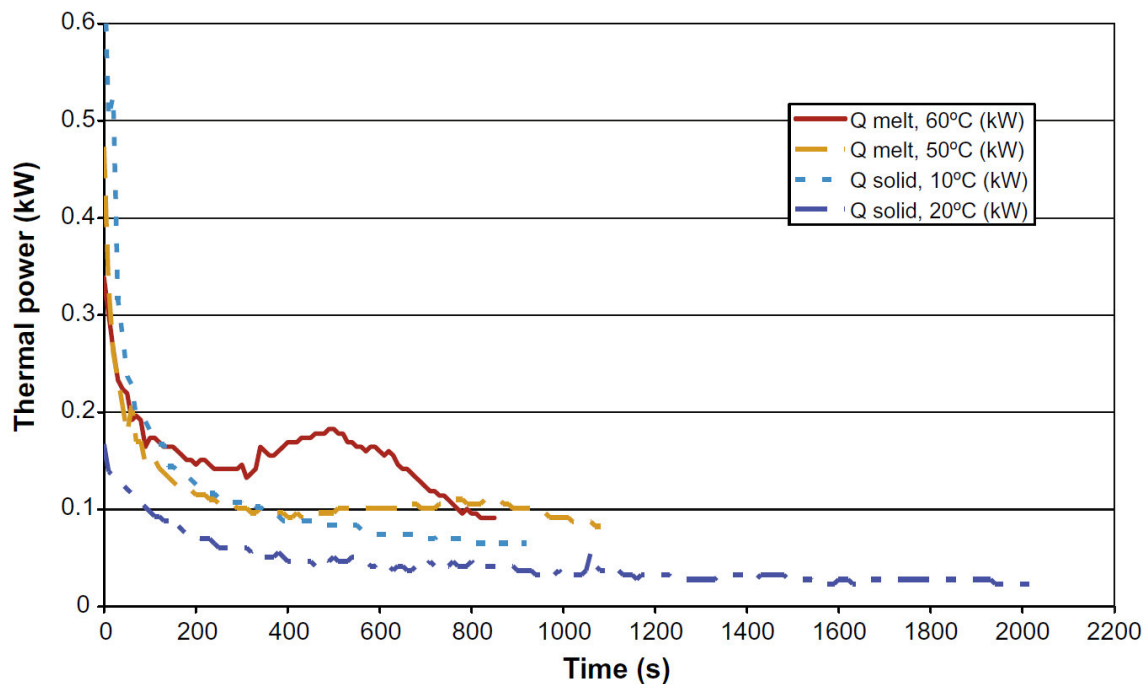


Abbildung 2.9: Abmessungen des Lamellenwärmetauschers [29].

Abbildung 2.10: Gemessene thermische Leistung in Abhängigkeit der Eintrittstemperatur [30].

Ein interessanter Aspekt, der in dieser Arbeit untersucht wurde, ist der Einfluss des thermischen Kontakts zwischen Rohr und Lamelle. Es wurde festgestellt, dass die Leistungsdichte durch Verschlechterung des thermischen Kontakts stark gesenkt wird, da ein Großteil der Wärme über die Rippe eingekoppelt wird.

Dieser Aspekt wurde daraufhin ebenfalls in unserem *Dymola*-Modell berücksichtigt. Hierzu wurde angenommen, dass das Rohr von einer dünnen Schicht aus PCM umgeben ist, die es von den Lamellen trennen. Es konnte ebenfalls eine deutliche Verschlechterung der Leistung beobachtet werden.

Dieses Ergebnis ist insofern von Bedeutung, als dass es die Wichtigkeit einer guten thermischen Verbindung zwischen Rohr und Lamellen verdeutlicht. Beim Speicherbetrieb treten große Temperaturunterschiede und damit Materialausdehnungen auf. Es muss gewährleistet sein, dass selbst unter diesen Bedingungen ein guter thermischer Kontakt zwischen den Körpern vorhanden ist. Einige herkömmliche Verbindungsmethoden wie z.B. das bei vielen Luftwärmetauschern übliche Anpressen, könnten diesen Anforderungen unter Umständen nicht genügen.

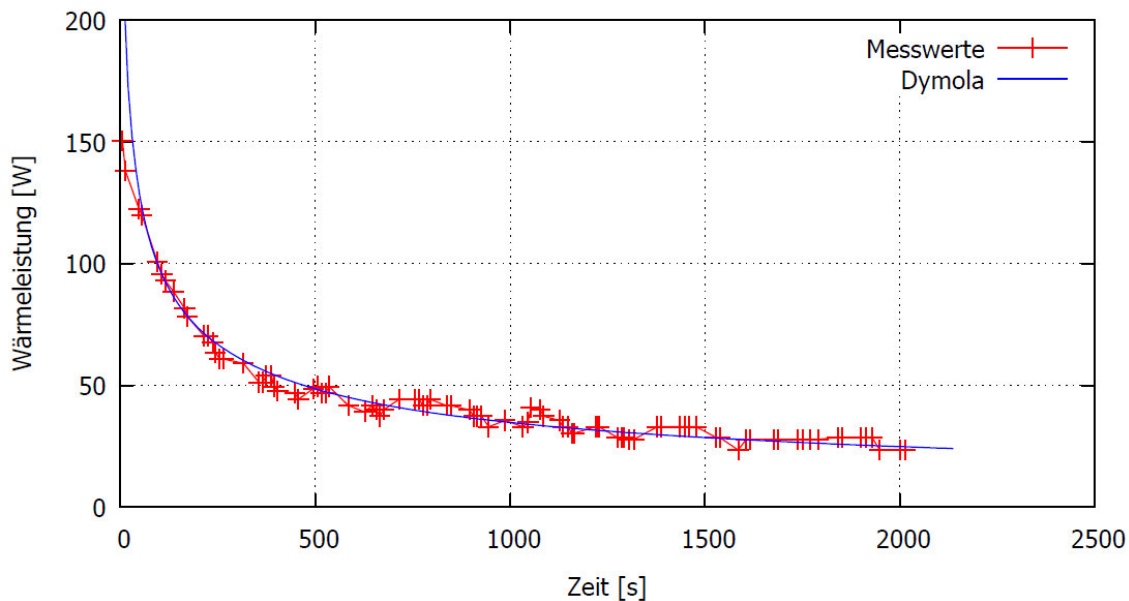
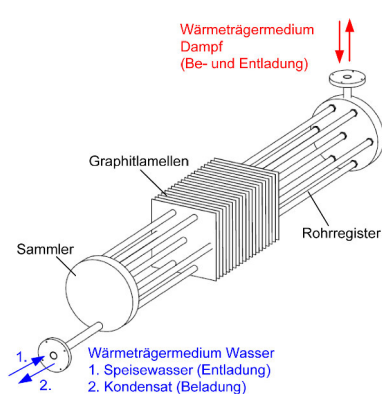


Abbildung 2.11: Vergleich der von Medrano et al. gemessenen Werte mit den Ergebnissen der Simulation in Dymola.



$N_{\text{Rohre}}$	7	-
$N_{\text{R}}$	400	-
$h$	0,25	m
$b$	0,25	m
$DD$	0,25	m
$l$	4,5	m
$\delta$	0,001	m
$c_p$	1,34-1,57	kJ/kgK
$\Delta h_{\text{PCM}}$	84	kJ/kg
$\lambda_{\text{Graphit}}$	150	W/mK
$\lambda_{\text{Edelstahl}}$	20	W/mK
$\lambda_{\text{PCM}}$	0,36	W/mK
$T_{pc}$	415	K

Abbildung 2.12: Abmessungen des Lamellenwärmetauschers [28].

### 2.6.6 Prototyp

#### Auslegung

Mithilfe des *Dymola*-Modells wurden verschiedene Speicherkonzepte entworfen und simuliert. In Tabelle 2.2 sind Abmessungen und Gewicht für 6 verschiedene Speicher dargestellt, schlussendlich wurde Konzept Nr.1 ausgewählt.

Als Lamellen- und Rohrmaterial wurde Aluminium und Stahl gewählt, die entsprechenden Wärmeleitfähigkeiten wurden [1] entnommen. Auf Basis der Erkenntnisse aus Kapitel 2.4.4 wurde mit Ausnahme von Prototyp Nr.2 mit DN8 Rohren gerechnet. Als Massenstrom wurde 1kg/s angenommen, was bei den 9 Rohren von Prototyp Nr.1 einem Massenstrom von 0,11kg/s pro Rohr entspricht. Dichte, Wärmeleitfähigkeit und Erstarrungsenthalpie des PCMs wurden anhand thermophysikalischer Messungen abgeschätzt (vgl. Kapitel 3.2). Als Phasenübergangstemperatur wurde die Position der maximalen Enthalpie angenommen, aufgrund der Vernachlässigung der sensiblen Wärme entsprach dies auch der Anfangstemperatur. Als Wärmeträgermedium wurde das Thermoöl Marlotherm SH ausgewählt. Dichte, Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität und Viskosität von Marlotherm SH wurden dem Datenblatt des Herstellers entnommen. Eine Auflistung aller Zahlenwerte findet sich in Tabelle 2.3 bzw. im Anhang.

#### Simulation

Insgesamt konnten mehrere interessante Beobachtungen gemacht werden:

Nr.	1	2	3	4	5	6
<b>Rohre</b>						
Anzahl	9	72	9	9	12	60
Länge	2,5	2,5	2	2	2	3
Außendurchmesser	0,01	0,0165	0,01	0,01	0,01	0,01
Innendurchmesser	0,008	0,0135	0,008	0,008	0,008	0,008
Dichte des Rohrmaterials	8000	8000	8000	8000	8000	8000
Fläche eines Rohrs	0,000028	0,00007	0,000028	0,000028	0,000028	0,000028
Volumen aller Rohre	0,00064	0,01	0,00051	0,00051	0,00068	0,00509
Volumen Rohre und Thermoöl	0,00177	0,04	0,00141	0,00141	0,00188	0,01414
Masse Rohre	5,089	101,79	4,072	4,072	5,429	40,715
<b>Finnen</b>						
Anzahl	250	300	200	180	200	0
Dicke	0,001	0,00025	0,001	0,002	0,001	0,004
Höhe	0,32	0,34	0,3	0,3	0,32	0,252
Breite	0,312	0,312	0,3	0,3	0,32	0,196
Dichte des Rippenmaterials	2700	2700	2700	2700	2700	2700
Fläche einer Rippe	0,099	0,09	0,089	0,089	0,101	0,045
Volumen aller Rippen	0,025	0,01	0,018	0,032	0,020	0,000
Masse Rippen	66,915	18,36	48,218	86,793	54,787	0,000
Gesamtvolumen	0,027	0,045	0,019	0,034	0,022	0,014
Gesamtmasse des Speichers	72,00	120,15	52,29	90,86	60,22	40,72
Dichte PCM	938	935	935	935	936	935
Volumen PCM	0,223	0,220	0,161	0,146	0,183	0,134
Masse PCM	209,2	205,616	150,300	136,922	170,9	125,3
<b>Volumenteil Speicher</b>	<b>0,106</b>	<b>0,171</b>	<b>0,1070</b>	<b>0,186</b>	<b>0,108</b>	<b>0,095</b>
<b>Massenteil Speicher</b>	<b>0,256</b>	<b>0,369</b>	<b>0,2580</b>	<b>0,399</b>	<b>0,261</b>	<b>0,245</b>

Tabelle 2.2: Verschiedene Wärmetauscherkonfigurationen.

$\Delta h_{\text{PCM}}$	206,9	kJ/kg
$\lambda_{\text{PCM}}$	0,5	W/mK
$\rho_{\text{PCM}}$	935	kg/m <sup>3</sup>
$\lambda_{\text{Al}}$	200	W/mK
$\lambda_{\text{Edelstahl}}$	20	W/mK
$c_p$	1920	kJ/kgK
$\rho_{\text{HTF}}$	973	kg/m <sup>3</sup>
$\lambda_{\text{HTF}}$	0,117	W/mK
$\nu_{\text{HTF}}$	$2,6 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
$\dot{m}$	1	kg/s
$T_{\text{ein}}$	373	K
$T_{pc} = T_{\text{int}}$	389	K

Tabelle 2.3: Materialparameter und Eingangsgrößen für die Simulation der Prototyp-Speicher.

Grundsätzlich führten mehr Wärmeträgerrohre bei konstantem Massenstrom pro Rohr zu einer größeren Gesamtleistung bei konstanter Temperaturspreizung. Ab einem gewissen Punkt nahmen die Rohre jedoch zu viel Platz ein, die Menge an Speichermaterial sank und die Entladezeiten werden für das geplante Experiment unpraktikabel klein ( $\leq 15\text{min}$ ).

Normalerweise sorgte mehr Rippenmaterial für eine größere Leistung sowie für eine größere Temperaturspreizung, ebenfalls auf Kosten zusätzlicher Wärmetauschermasse. Es zeigte sich jedoch, dass es günstiger war, dieses Material gleichmäßig zu verteilen, dh. viele dünne anstatt wenige dicke Rippen zu verwenden. Um ein möglichst gleichmäßiges Schmelzverhalten zu erreichen, sollte die maximale Dicke der erstarrten PCM-Schicht gering gehalten werden. Dies konnte entweder durch einen geringeren Lamellen- oder durch einen geringen Rohrabstand erreicht werden. Somit ist an jedem Ort der Abstand zwischen PCM und Wärmetauscherfläche klein und dessen geringe Leitfähigkeit fällt weniger stark ins Gewicht. Umgekehrte bedeutete dies, dass wenn bereits ein sehr geringer Lamellen- oder Rohrabstand vorlag, eine Veränderung der jeweils anderen Komponente wenig Einfluss hatte. Ein nennenswerter zusätzlicher Nutzen ergab sich erst, wenn die entsprechenden Abstände zwischen den Rohren bzw. Lamellen ähnlich groß gewählt wurden.

Eine andere Möglichkeit zum Erreichen einer gleichmäßigeren Leistung war, den Wärmetransport auf Seiten des Wärmeträger zu begrenzen, z.B. durch Wahl eines kleinen Massenstroms. Dies entspricht jedoch einer künstlichen Leistungsbegrenzung, die in der Praxis nicht sinnvoll erscheint. Schlussendlich stellte der Speicher Nr.1 mit 3x3 Rohren einen guten Kompromiss der gewünschten Eigenschaften dar. Das Simulationsergebnis seines Entladeverhaltens ist in Abbildung 2.13 dargestellt. Die Wärmeleistung ändert sich über gesamten Entladezeitraum nur im knapp 30% und liegt immer über den in Kapitel 2.2 geforderten 6,8kW. Die Wärmeleitung erfolgt hierbei zum Großteil über die Lamellen. Die Entladezeit von etwa einer Stunde ist zudem ausreichend lang für Messungen und erlaubt zugleich mehrere Experimente pro Tag.

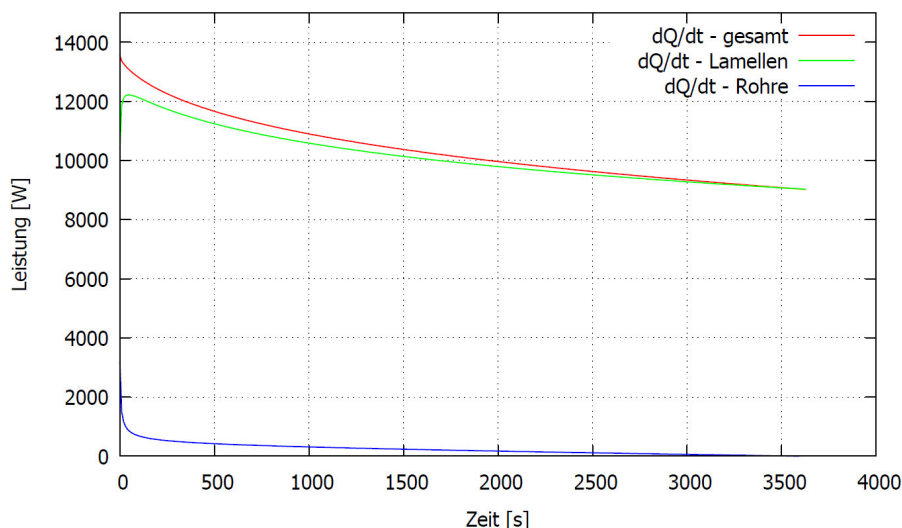


Abbildung 2.13: Entladeverhalten der Prototyps Nr.1.

Aufgrund von fertigungstechnischen Schwierigkeiten (vgl. Kapitel 5.2), konnte diese Konfiguration nicht gefertigt werden und es musste eine Alternative gefunden werden. Schlussendlich wurde der Prototyp Nr.2 ausgewählt. Eine Simulation seines Entladeverhaltens ist in 2.14 dargestellt.

Es sei angemerkt, dass die Rohrabmessungen des Prototyps Nr.2 stark von den in Kapitel 2.4.4 formulierten Kriterien abweicht: Die Anzahl der Rohre ist deutlich höher und sie haben einen größeren Durchmesser, als sinnvoll wäre. Der Massenstrom pro Rohr ist daher geringer und die Strömung bleibt laminar. Bei 72 Rohren musste ein geringerer Massenstrom pro Rohr in Kauf genommen werden, um eine ausreichend hohe Temperaturspreizung zu behalten und um die Pumpe nicht zu überfordern.

## 2.7 CFD

### 2.7.1 Grundlagen

Die Numerischen Strömungsmechanik (engl. computational fluid dynamics (CFD)) ist eine weit verbreitete Methode der Strömungsmechanik. Sie hat das Ziel, strömungsmechanische Probleme,

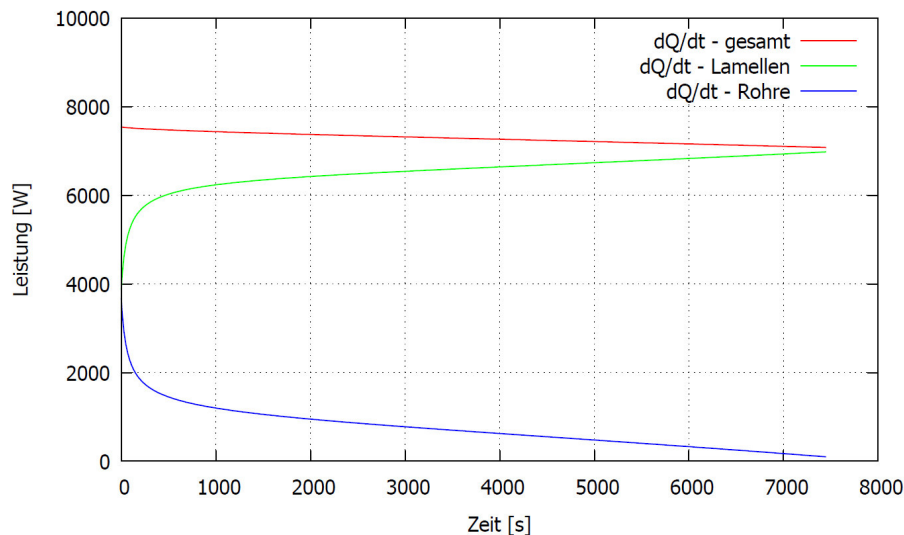


Abbildung 2.14: Entladeverhalten der Prototyps Nr.2.

für die keine analytische Lösung bekannt ist oder existiert, numerisch zu lösen. Bei der sogenannten Direkten Numerischen Simulation (DNS) werden alle relevanten Skalen zeitlich und räumlich aufgelöst werden. Aufgrund des enormen damit verbundenen Rechenaufwands, erfolgen Berechnung mittels CFD stattdessen meist numerisch approximativ. Kleinskalige Phänomene wie z.B. Turbulenzen werden hierbei durch diverse Modelle zur Mittelung beschrieben.

Der Einsatz von CFD Software ist heutzutage Industriestandard in diversen Branchen und für zahlreiche Anwendungsfälle erprobt, sei es die Beschreibung von Luftströmungen um Flugzeuge oder Kraftfahrzeuge oder die Simulation von thermodynamischen Systemen. In dieser Arbeit wurde auf das Softwarepaket *Fluent* zurückgegriffen, einen kommerzieller Solver der US-amerikanischen Firma ANSYS, Inc.<sup>4</sup>.

## 2.7.2 Motivation

Wie in Kapitel 2.6 erläutert, enthielt das *Dymola*-Modell zahlreiche vereinfachende Annahmen. In erster Linie betraf dies die Ausbreitung und Form der Phasenfront, der Einfluss sensibler Wärme, sowie die unterschiedliche Temperatur entlang der Rohre. Zwar konnten gute Ergebnisse erzielt werden, eine Überprüfung inwiefern und unter welchen Umständen von der Gültigkeit dieser Annahmen ausgegangen werden kann, war jedoch mit dem Modell nicht möglich. Es wäre demnach denkbar, dass der Vergleich mit den Messergebnissen von [30] nur zufällig eine gute Übereinstimmung zeigte und dies für andere Speicherkonzepte nicht mehr der Fall ist. CFD hingegen ermöglicht es nicht nur, weitere Phänomene in die Modellierung einzubinden, sondern erlaubt im Gegensatz zu *Dymola* auch eine Visualisierung der Vorgänge im Speicher, anhand welcher die Plausibilität der Ergebnisse überprüft werden kann.

## 2.7.3 Modell

### Geometrie

Viele der Grundannahmen dieses Rechenmodells decken sich mit denen aus dem *Dymola*-Modell. Es wird erneut ein horizontales einzelnes, zylindersymmetrisches Lamellenrohr betrachtet, bei dem keine Wärmeverluste an der Behälterwand auftreten. Der Speicher ist komplett gefüllt mit einem homogenen Speichermaterial konstanter Dichte und Wärmeleitfähigkeit.

Zur Vereinfachung wurde zunächst ein 2D-Modell eines halben Rohres mit Lamellen erstellt. Anschließend konnte die Axialsymmetrie ausgenutzt werden und so ein dreidimensionales Modell erstellt und berechnet werden. Verglichen mit herkömmlichen dreidimensionalen Modellen verringert diese Vorgehensweise den Rechenaufwand erheblich, vermeidet aber zugleich den Fehler, den ein nur zweidimensionales Modell verursachen würde.

<sup>4</sup><http://www.ansys.com/>

## Wärmekapazität

Im Gegensatz zu *Dymola*, konnten im CFD-Modell sowohl sensible Wärme, als auch ein ausgedehnter Schmelz- oder Erstarrungsbereich modelliert werden. Eine genau Modellierung der Temperaturabhängigkeit der latenten Wärme ist in *Fluent* jedoch ebenfalls nicht implementiert, es kann stattdessen nur eine Solidus- und Liquidustemperatur sowie eine Enthalpie vorgegeben werden. Komplexere Effekte wie z.B. Unterkühlung konnten ebenfalls nicht berücksichtigt werden. In Abbildung 2.15 ist die Enthalpie des PCMs Rubitherm RT35 gemäß Herstellerangaben sowie die in *Dymola* und CFD angenommenen Verläufe, in Abhängigkeit der Temperatur dargestellt. Man sieht, dass sich in der Realität die Kurvenverläufe für Erstarren und Schmelzen leicht unterscheiden.

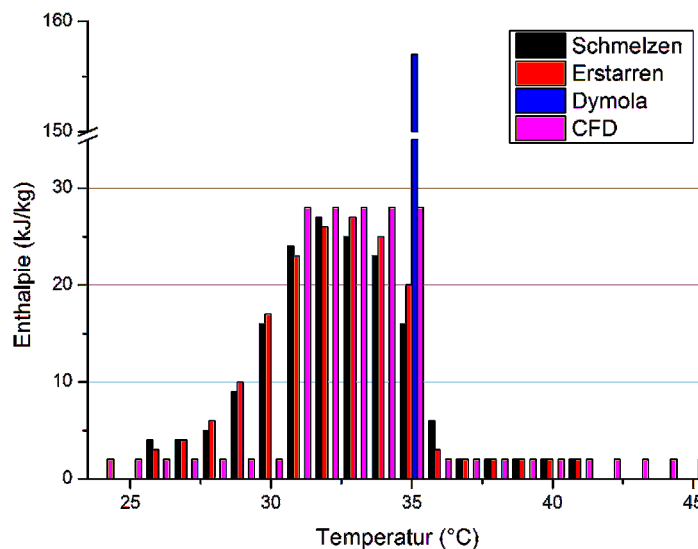


Abbildung 2.15: Darstellung der Enthalpie des PCM Rubitherm RT35.

Für das PCM in den Prototypspeichern wurde die Start- und Endtemperatur des Übergangsbereichs aus der Halbwertsbreite der Messkurve der Enthalpie abgeschätzt (vgl. auch Kapitel 3.2.3). Es ergaben sich eine Solidustemperatur von  $T_{sol}=385\text{K}$  und eine Liquidustemperatur von  $T_{liq}=393\text{K}$ .

## Turbulenzmodell

Da für den Großteil der berechneten Speicher von einer turbulenten Rohrströmung ausgegangen wurde, musste ein Turbulenzmodell verwendet werden. Das PCM hingegen war so hochviskos, dass Strömungen und Konvektion vernachlässigt werden konnte. Die verwendete Software erlaubte es jedoch nicht, zwei verschiedene Systeme zur Beschreibung der Flüssigkeiten vorzugeben. Es musste ein Modell gefunden werden, dass beide Fluide trotz ihrer gegensätzlichen Eigenschaften zufriedenstellend beschreibt.

Das  $k_T-\omega$  Modell bietet Vorteile bei der Beschreibung von wandnahen Bereichen des Strömungsfeldes, wohingegen das  $k_T-\varepsilon$  Modell in wandfernen Gebieten gute Resultate liefert. Hierbei bezeichnet  $k_T$  die turbulente kinetische Energie,  $\omega$  die charakteristische Frequenz der energiedissipierenden Wirbel und  $\varepsilon$  die isotrope Dissipationsrate. Das shear stress transport (SST)  $k_T-\omega$ -Modell vereint die Stärken beider genannten Modelle [10] und wurde für die Beschreibung der Turbulenz eingesetzt. Es handelt sich um ein empirisches so genanntes Zweigleichungs-Turbulenzmodell, weil es auf der Lösung zweier gekoppelter Transportgleichungen basiert.

Vor Initialisierung der Simulation müssen passende Startparameter, sonst konvergiert die Lösung unter Umständen nicht. Daher wurden die zu erwartenden Werte auf Basis der folgenden Gleichungen manuell berechnet [10].

$$k_T = \frac{3}{2}(vI_T)^2 \quad \text{turbulente kinetische Energie} \quad (2.59)$$

$$c_\mu = 0,09 \quad \text{Modellparameter} \quad (2.60)$$

$$I_T = 0,16Re^{-\frac{1}{8}} \quad \text{initiale Turbulenz-Intensität} \quad (2.61)$$

$$\varepsilon = c_\mu^{\frac{3}{4}} k_T^{\frac{2}{3}} l^{-1} \quad \text{isotrope Dissipationsrate} \quad (2.62)$$

$$l_T = 0,07L \quad \text{Turbulenzlänge} \quad (2.63)$$

$$\omega_{\text{diss}} = \frac{\varepsilon}{k_T c_\mu} \quad \text{spezifische Dissipationsrate} \quad (2.64)$$

### Rand- und Startbedingungen

Um den Wärmetransport zwischen den verschiedenen Bereiche des Speichers untersuchen zu können, mussten Randbedingungen festgelegt werden. Für die Übergänge zwischen PCM, Lamellen, Rohr und Wärmeträger wurde jeweils die Einstellung *gekoppelt* gewählt. Das bedeutet, es wurde davon ausgegangen, dass keine zusätzlichen Kontaktwiderstände oder Wärmequellen und -senken vorhanden sind. Für das Wärmeträgerfluid wurde am Einlass der gewünschte Massenfluss sowie die Medientemperatur des einströmenden Öls festgelegt, für den restlichen Speicher musste eine Anfangstemperatur vorgegeben werden. Anschließend konnte das Modell initialisiert werden.

### Parallel Processing

Bei CFD-Simulationen kann es zu einem enormen Rechenaufwand kommen. Es ist jedoch möglich, diese Last auf mehrere Prozessoren zu verteilen, die dann parallel an der Lösung rechnen. Hierzu wird das Problem in mehrere Teilabschnitte aufgespalten und unterschiedlichen Rechenkernen zugeordnet.

Für diese Arbeit wurden bis zu vier Kerne eingesetzt, was eine Verringerung der Rechenzeit um ca. zwei Drittel mit sich brachte. Eine Illustrierung der Aufspaltung des Problems in *Fluent* ist in Abbildung 2.16 zu sehen. Es sei angemerkt, dass mit dieser Methode der Zuwachs der Rechengeschwindigkeit nicht beliebig gesteigert werden kann. Die Ergebnisse der Teilabschnitte müssen jeweils kombiniert und koordiniert werden, wodurch mehr Rechenaufwand entsteht, sodass schließlich ab einer gewissen Anzahl an Rechenkernen kaum eine Verbesserung mehr zu erzielen ist.

### 2.7.4 Mesh

In der numerischen Strömungsmechanik wird das betrachtete Rechengebiet durch ein feinmaschiges Raster in viele kleine Zellen aufgeteilt. Jede dieser Zellen wird als kleinste Einheit betrachtet, in ihr herrschen konstante Bedingungen aller Zustandsgrößen (Kraft, Temperatur, Druck etc.). Für die Interaktion zwischen den Zellen werden die physikalischen Zusammenhänge wie Wärmeleitung oder Massenfluss gelöst. In der Regel gilt, dass die erreichbare Genauigkeit umso größer ist, je feiner das angewendete Raster ist. Umgekehrt steigt auch der Rechenaufwand, je mehr Zellen betrachtet werden müssen. Es muss also zwangsläufig ein Kompromiss zwischen gewünschter Genauigkeit und Praktikabilität getroffen werden. In der praktischen Durchführung ist diese Frage noch etwas komplexer: Erstens führt ein feineres Gitter nicht automatisch zu besseren Ergebnissen. Wird nicht vorsichtig gearbeitet, kann es sogar zu numerischen Instabilitäten kommen und damit zu lokal deutlich schlechteren Ergebnissen. Zweitens ist die Diskretisierung nicht ausschließlich eine Frage der Anzahl der Zellen. Einerseits müssen nicht alle Zellen gleich groß sein. Es macht meist Sinn, in Bereichen, die von größerem Interesse sind, ein feineres Gitter zu verwenden als in Bereichen, in denen wenig Veränderung zu erwarten ist. Andererseits ist auch die Form der Zellen von Bedeutung und sollte gut zur Geometrie des Rechengebiets passen. Gelegentlich kommt auch ein dynamischer Mesh zum Einsatz, welcher sich im Laufe der Simulation verändert.

Für diese Arbeit wurde ein Programm zur Erzeugung des Mesh in *Python* geschrieben. Es erlaubte, die geometrischen Abmessungen wie z.B. Rohrdurchmesser und Lamellendicke sowie die Form und Größe der Zellen vorzugeben. Für das PCM wurden dreieckige Zellen verwendet, da sie flexibler und schneller zu berechnen sind, für die restlichen Strukturen Quadrate. Mithilfe des Programms *Gambit* wurde aus der von *Python* erzeugten journal-Datei ein Mesh erzeugt. Wie in Abbildung 2.17 zu sehen, enthielt diese Datei nun sämtliche Information über Position und Form der Zellen. Die Mesh-Datei konnte anschließend in *Fluent* eingelesen werden. Hierzu wurde der Größe der Zellen eine räumliche Dimension (von etwa 1mm) zugewiesen.

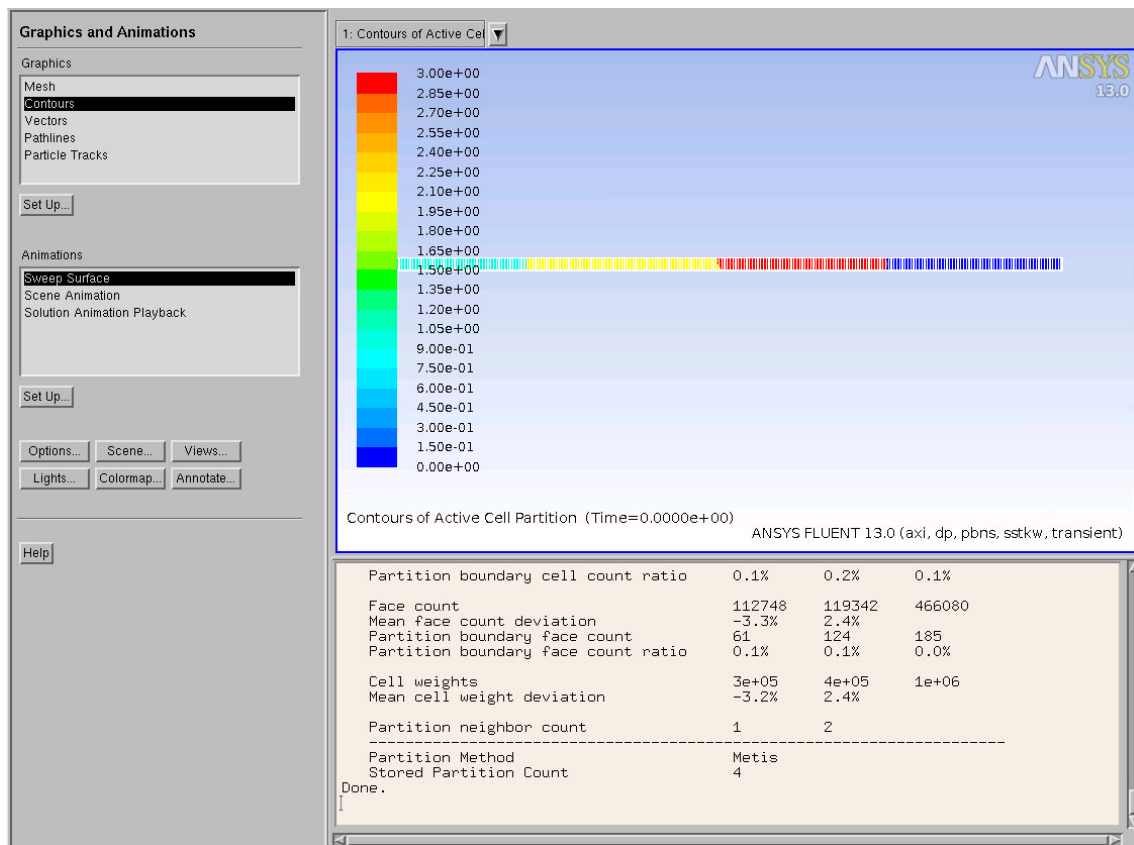


Abbildung 2.16: Darstellung eines mithilfe von *Fluent* in vier Bereiche aufgeteilten Modells zur parallelen Berechnung.

### 2.7.5 Konvergenzkriterien

Ein häufig auftretendes Problem in der Numerik sind Instabilitäten. Das bedeutet, dass kleine Fehler oder Unsicherheiten der Lösung rapide anwachsen und nach kurzer Zeit zu einem völlig falschen Gesamtergebnis führen. Als Residuum bezeichnet man in der numerischen Mathematik die Abweichung einer Näherungslösung vom tatsächlichen Ergebnis. Da CFD-Berechnungen auf der Lösung von Bilanzgleichungen basieren, gibt es dafür verschiedene Residuen. So kann z.B. das Residuum von Kontinuitäts- und Energiegleichung klein, das des Turbulenzmodells hingegen groß sein. Für ein gutes Simulationsergebnis müssen sämtliche Residuen konvergieren. Dieser Fall ist in Abbildung 2.18 illustriert, kein Residuum steigt über  $10^{-4}$ .

Konvergiert eine Lösung nicht, kann dies verschiedene Ursachen haben: Wird von einem der Problemstellung nicht angepassten Modell oder Mesh ausgegangen, kommt man zu keiner sinnvollen Lösung. Eine richtige Wahl der Rand- und Startbedingungen ist ebenfalls wichtig. In allen anderen Fällen lassen sich Konvergenzprobleme oftmals beheben, indem die Anzahl der Subiterationen und Länge der Zeitschritte angepasst wird.

In der Numerischen Strömungsmechanik wird nicht nur räumlich, sondern es kann auch zeitlich diskretisiert werden. Analog zur räumlichen Auflösung, führt eine feinere zeitliche Unterteilung ebenfalls zu genaueren Ergebnissen auf Kosten von höherem Rechenaufwand. Zusätzlich zur besseren zeitlichen Auflösung sollte auch aus Stabilitätsgründen kein zu großer Wert gewählt werden. Bei den in dieser Arbeit betrachteten Simulationen stellte sich heraus, dass gerade zu Beginn der Entladungsvorgänge enorm hohe Temperaturgradienten herrschten. Zu Anfang der Rechnung waren daher Zeitschritte von 0,1s oder gar 0,01s nötig, bereits kurz darauf konnten 10s und im späteren Verlauf mitunter 60s und mehr gewählt werden.

Wurden zu große Zeitschritte gewählt, nahmen im vorliegenden Fall die Residuen extrem große Werte an. In der Simulation kam es zu Bereichen mit physikalisch unrealistischen Temperaturen. Ein Beispiel ist in Abbildung 2.19 dargestellt. Obwohl alle Starttemperaturen im Bereich 293-308K lagen und keine Wärmequellen vorhanden waren, ergaben sich Werte von 347K bis 504K. Nach Verringerung der Zeitschritte stabilisierten sich die Simulationen oftmals dh. die Residuen wurden kleiner und die unrealistischen Temperaturen verschwanden. Da jedoch unklar war, wie vertrauenswürdig diese Lösungen noch waren, wurde die Simulation in einem solchen Fall neu



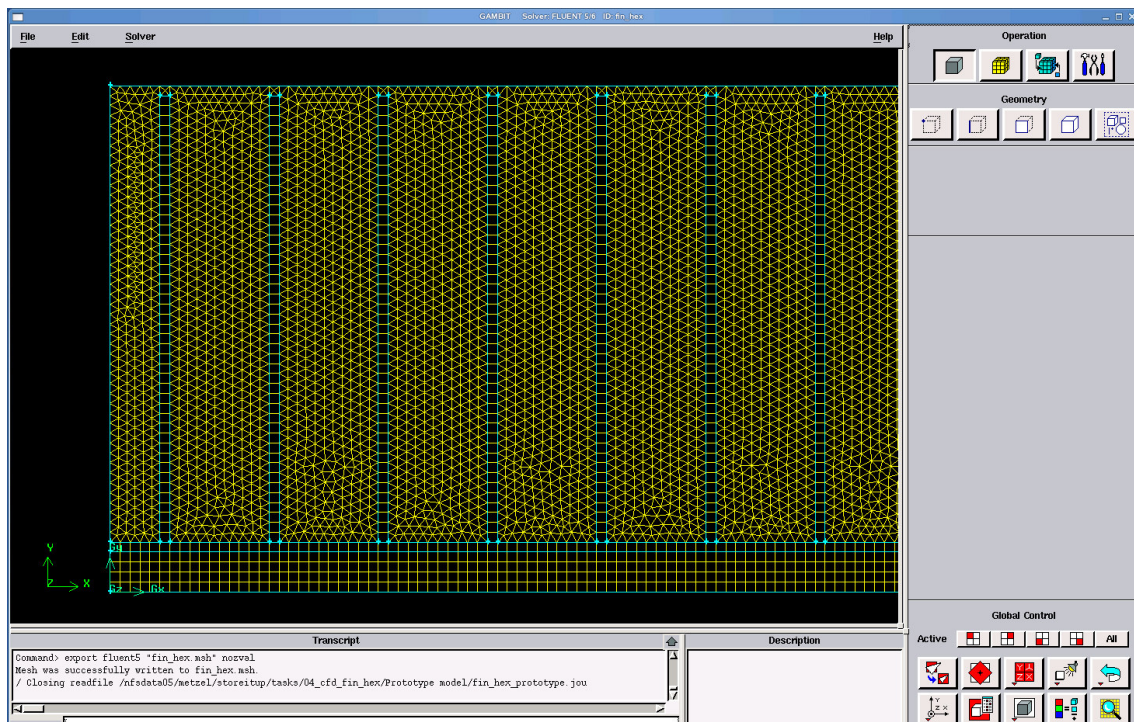


Abbildung 2.17: Darstellung des in *Gambit* erzeugten Mesh für einen Lamellenwärmetauscher.

initialisiert.

## 2.7.6 Aufzeichnung der Ergebnisse

### Monitore

Bei jedem Rechenschritt einer CFD-Simulation entstehen Lösungen für sämtliche Parameter jeder einzelnen Zelle. Alle anfallende Daten zu speichern, würde einen exorbitanten Speicherbedarf verursachen. Zudem sind oft nur ein Bruchteil der Ergebnisse von Interesse. Aus diesem Grund bedient man sich häufig so genannter Monitore. Hierzu werden aus den vorhandenen Daten die gewünschten Ergebnisse errechnet und danach alle anderen Werte verworfen. In den in dieser Arbeit durchgeführten Rechnungen wurden immer folgende Parameter aufgezeichnet.

- Massenstrom  $\dot{m}$
- Eintrittstemperatur des Thermoöls  $T_{\text{ein}}$
- Austrittstemperatur des Thermoöls  $T_{\text{aus}}$
- Wärmestrom zum Wärmeträgerfluid  $\dot{Q}$
- Anteil des PCM im erstarrten Zustand

Um zu überprüfen, ob das Modell in sich konsistent war, wurde die Änderung der Enthalpie des Speichers, die Summe der Wärmeflüsse in das Wärmeträgermedium und die vom Medium abtransportierte Energie aufgezeichnet. In jedem Fall ergab sich der gleiche Wert.

### Grafische Darstellung

Neben der Aufzeichnung der von Zahlenwerten, lassen sich oft auch aus der grafischen Auswertung der Ergebnisse wertvolle Erkenntnisse ziehen. In dieser Arbeit sollten die im Speicher auftretenden Vorgänge visualisiert und daraus Schlüsse für neue Speicherkonzepte gezogen sowie die für das *Dymola*-Modell getroffenen Annahmen überprüft werden.

*Fluent* erlaubt es, am Ende jedes Zeitschritts, die Simulation als farbige Grafik darzustellen. Ferner besteht die Möglichkeit, eine automatische Aufzeichnung einzustellen. Es wurden damit in regelmäßigen Abständen die vollständigen Ergebnisse eines Zeitschritts gespeichert. Mithilfe der Software *ParaView*, konnten diese Daten importiert und visualisiert sowie kurze Animationen erstellt werden.

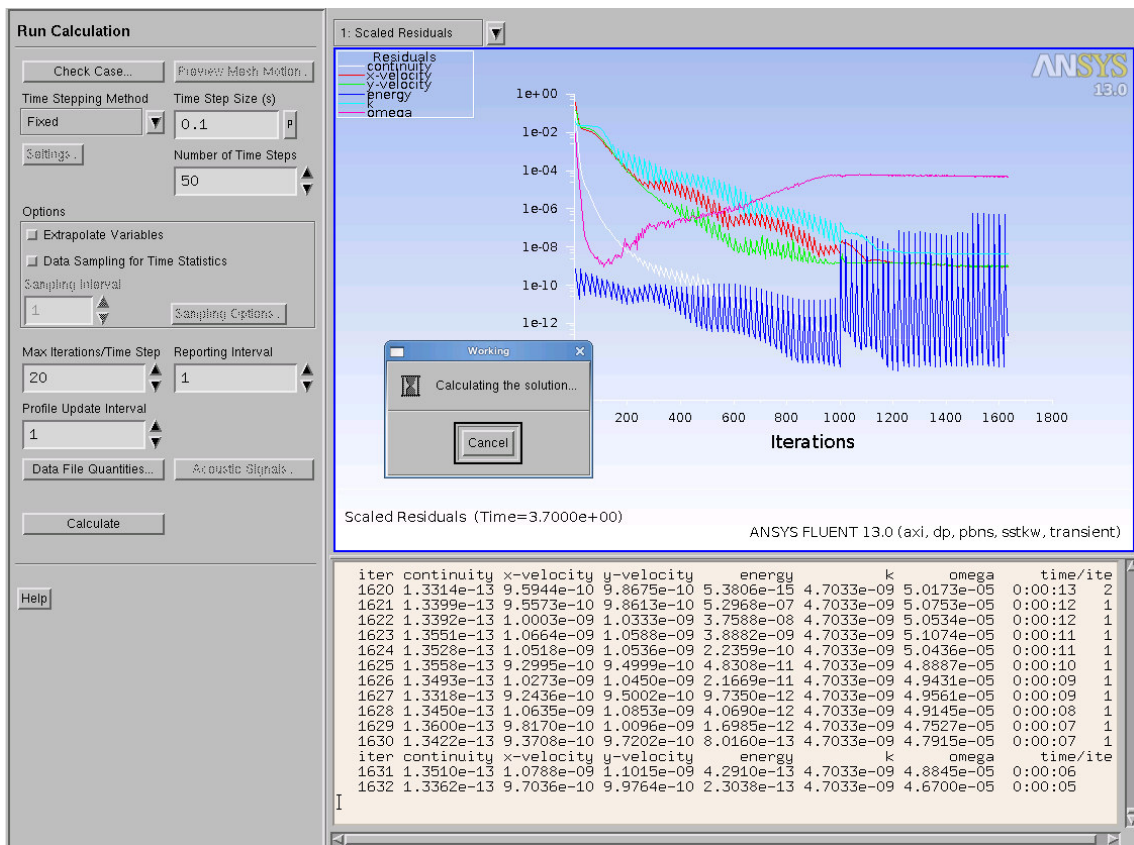


Abbildung 2.18: Darstellung des Verlaufs der Residuen während der Simulation.

### 2.7.7 Importieren von CAD-Modellen

Für ein ideales Simulationsergebnis wäre es wünschenswert, einen in *SolidWorks* (oder einem andern CAD-Programm) konstruierten Speicher direkt in CFD zu importieren. Prinzipiell ist dies mit *Fluent* auch möglich, in der Praxis traten hierbei jedoch einige Schwierigkeiten auf. Erst einmal würde in diesem Fall ein dreidimensionales und deutlich komplexeres Modell betrachtet werden. Angesichts der bereits sehr langen Simulationszeiten waren solche Berechnungen mit der vorhandenen Infrastruktur in praktikablen Zeiträumen nicht durchzuführen. Des Weiteren lassen sich viele Geometrien in *SolidWorks* nicht in einer Art und Weise konstruieren, wie es für die Verarbeitung in *Fluent* wünschenswert wäre. So sollte es z.B. später möglich sein, das Material von Finne und Rohr unabhängig voneinander wählen zu können. Das Programm erlaubt es jedoch nicht, unzusammenhängende Objekte als einen Körper zu verarbeiten. Eine manuelle Auswahl aller Finnen war nicht nur enorm zeitraubend, sondern führte oft zum Absturz des Programms. Im Rahmen dieser Arbeit wurde diese Option nicht weiter verfolgt.

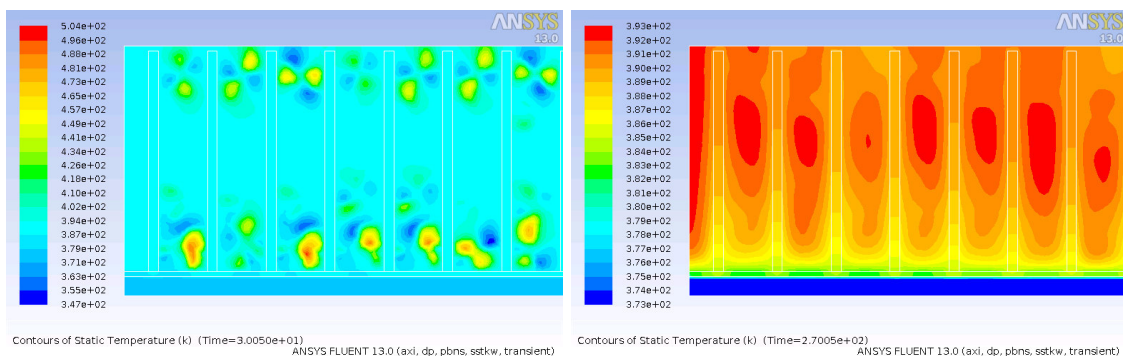


Abbildung 2.19: Temperaturverteilung im Speicher bei  $t=30s$  nach Erhöhung der Zeitschritte von  $0,1s$  auf  $10s$  sowie bei  $t=270s$  nach Verringerung der Zeitschritte auf  $1s$ .

### 2.7.8 Verifikation der *Fluent*-Berechnungen mit Medrano et al.

Um die *Fluent*-Simulation zu validieren, wurde der experimentelle Aufbau von Medrano et al. [30] in *Fluent* modelliert und anschließend das Schmelzverhalten des PCMs simuliert. Eine perfekte Übereinstimmung von Simulation und Messergebnis war aus den in Kapitel 2.6.4 genannten Gründen nicht zu erwarten. Hinsichtlich der Wärmekapazitäten wurde eine sensible Wärme von 2kJ/kgK und eine latente Wärme von 127kJ/kg angenommen. Letzterer Wert ergibt sich aus der Überlegung, dass die Kombination von sensibler und latenter Wärme über das entsprechende Temperaturintervall gemäß Hersteller 157kJ/kg betragen sollte. Als Temperaturbereich für den Phasenübergang wurde gemäß Abbildung 2.15  $T=304\text{-}308\text{K}$  angenommen.

Wie man in Abbildung 2.20 sieht, herrschte für die ersten 2000s große Übereinstimmung zwischen Messwerten, *Dymola*-Modell und der CFD Berechnung mittels *Fluent*.

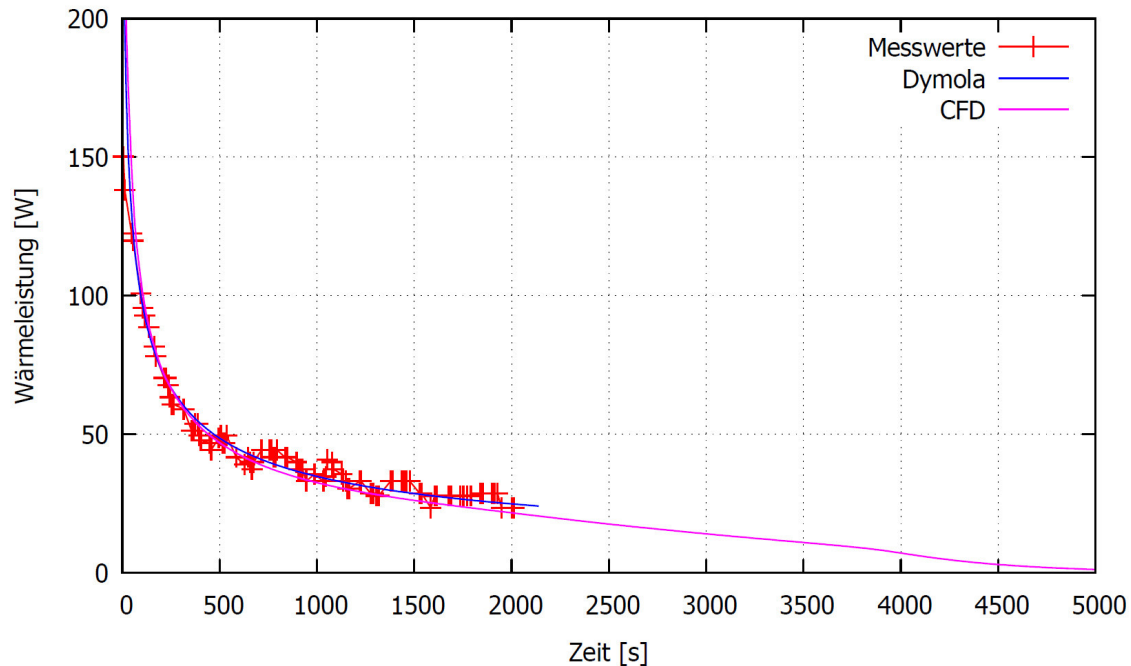


Abbildung 2.20: Vergleich des von Medrano et al. [30] gemessenen Leistungsverlaufs mit der Ergebnissen der *Dymola* und der CFD Simulation.

Der auffälligste Unterschied war, dass der Endladungsvorgang in der CFD-Simulation erst nach über 5000s beendet war, wobei das Ende des latenten Bereichs nach etwa 3800s erreicht war. Hierzu gab es mehrere Erklärungsansätze: Nicht nur wurde die Energiemenge im Speicher womöglich überschätzt, es wurden auch jegliche Wärmeverluste vernachlässigt. Eine Konsequenz der Annahmen des CFD-Modells ist, dass sich die Temperaturen von Wärmeträger und Speicher material asymptotisch annähern und quasi nie ein perfektes Temperaturgleichgewicht erreicht werden kann. Je kleiner die Temperaturdifferenz wird, desto kleiner wird auch der Gradient des Wärmestroms. In der Realität kommt es jedoch schnell zu nicht mehr messbaren Werten. Das von Medrano et al. aufgezeichnete abrupte Ende der Messwerte entspricht eigentlich nicht dem erwarteten Ergebnis. Womöglich wurde die Messung abgebrochen, als das gesamte PCM erstarrt war und die danach abgegebene sensible Wärme zu gering war, um präzise und sinnvolle Messwerte zu erhalten.

Eine interessante Beobachtung ließ sich bei der Ausbreitung der Phasenfront machen. In Abbildungen 2.21, 2.22 und 2.23 ist hierzu jeweils die Temperaturverteilung für verschiedene Zeitschritte dargestellt. Anhand der Bilder lässt sich leicht erahnen, warum die Ergebnisse des *Dymola*-Modells so gut mit den Messwerten übereinstimmen. Viele der kritischen Annahmen waren bei dieser Konfiguration gut erfüllt: Die Phasenfront breitet sich fast gleichförmig in einer Ebene parallel zu Lamellen und Rohr aus. Durch Variation der Parameter konnte festgestellt werden, dass dies insbesondere auf die Form der Lamellen und dessen hohe Leitfähigkeit zurückzuführen ist: Je kürzer und dicker die Lamellen sind, desto leichter wird Wärme zwischen Lamellensockel und Lamellenspitze geleitet und desto gleichmäßiger ist deren Temperatur. Außerdem führt eine große Wärmeleitfähigkeit der Lamellen verglichen mit der Leitfähigkeit des PCMs dazu, dass der Wärmetransport primär durch die Lamellen erfolgt.

Zweitens war der Erstarrungsvorgang näherungsweise homogen entlang des Rohrs. Je kürzer der

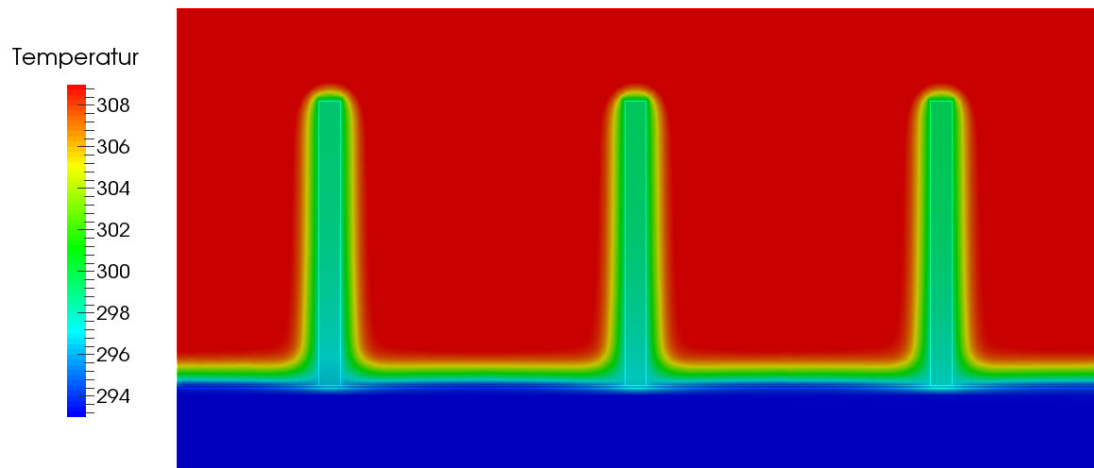


Abbildung 2.21: Temperaturverteilung nach 100s.

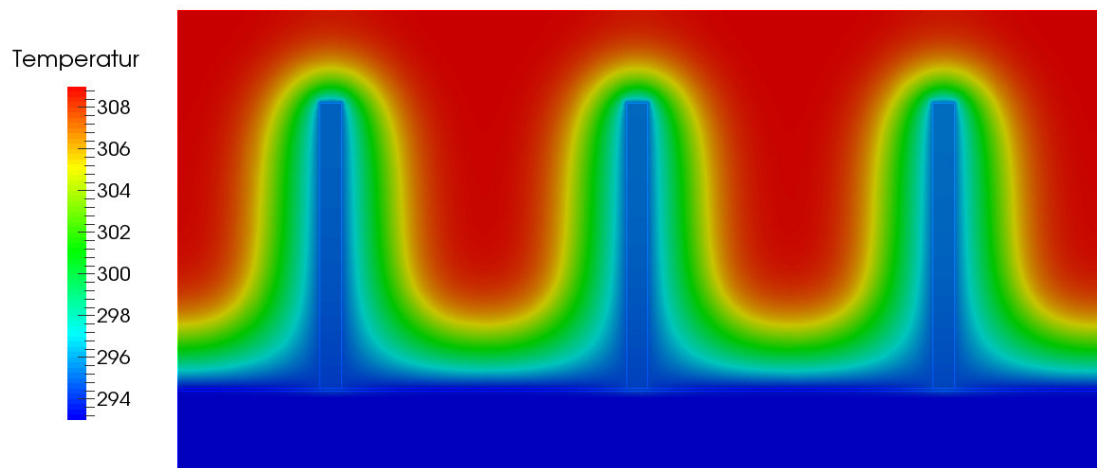


Abbildung 2.22: Temperaturverteilung nach 1000s.

Speicher, desto weniger ändert sich die Wärmeträger- und Wandtemperatur.

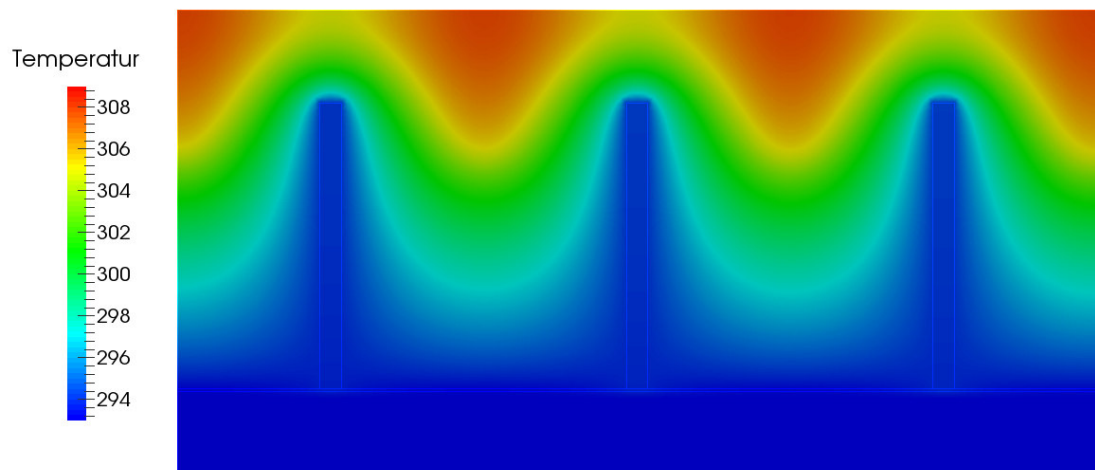


Abbildung 2.23: Temperaturverteilung nach 3000s.

### 2.7.9 Lamellenwärmetauscher Prototypen

Die in Kapitel 2.6.6 vorgestellten Prototyp-Konfigurationen wurden nun auch mithilfe von *Fluent* simuliert. Als Parameter wurden die Werte aus Tabelle 2.3 übernommen, einzig anstatt der Phasenübergangstemperatur  $T_{pc}$  wurden nun die in Kapitel 2.7.3 beschriebene Solidus- und Liquidustemperatur sowie eine Anfangstemperatur von  $T_{int}=393\text{K}$  angenommen.

In Abbildungen 2.24 und 2.25 sind Leistung und Temperaturspreizung für Prototyp Nr.1 dargestellt. Der in *Dymola* und CFD simulierte Leistungsverlauf ist für den Bereich der latenten Wärme ähnlich, *Dymola* liefert jedoch im Mittel etwa 15% höhere Werte. Das Plateau der latenten Wärme bei der CFD-Simulation ist gut zu erkennen.

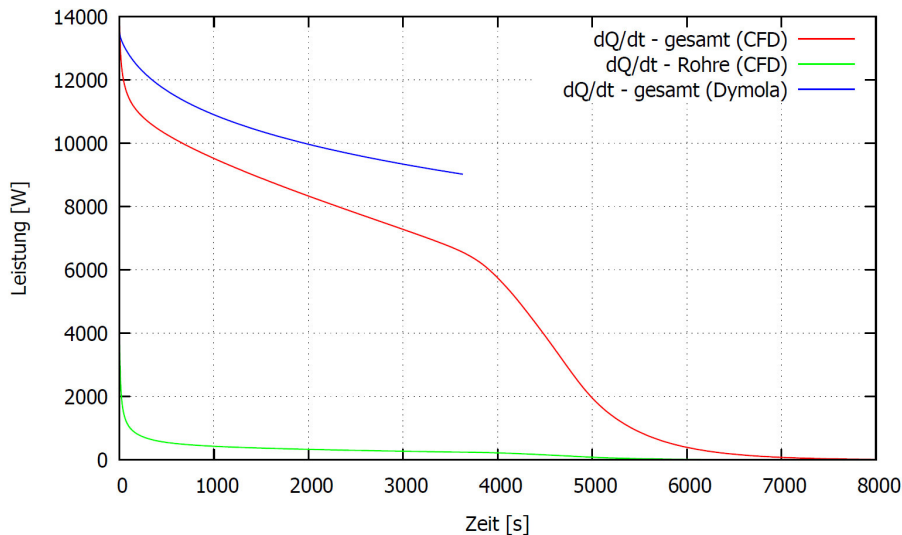


Abbildung 2.24: Simulation der Wärmeleistung von Prototyp Nr.1.

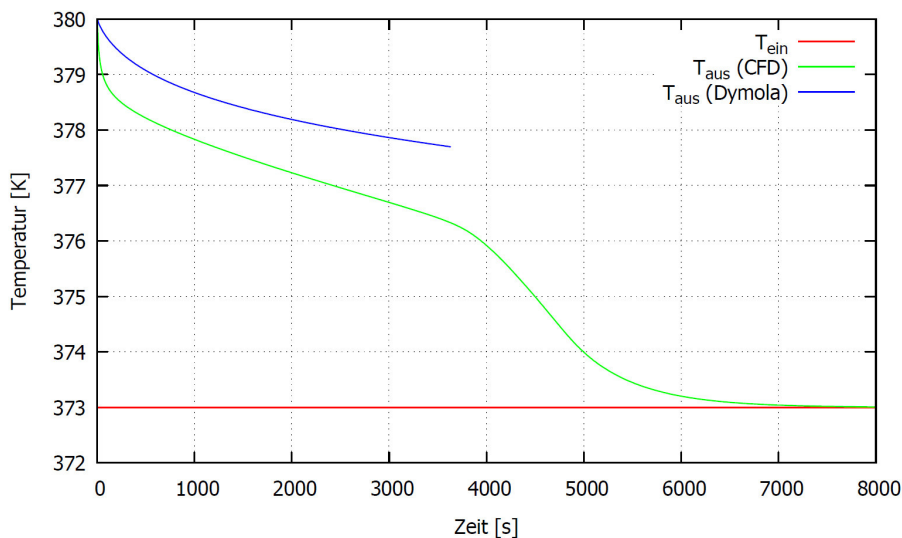


Abbildung 2.25: Simulation der Austrittstemperatur des Wärmeträgermediums bei Prototyp Nr.1.

In Abbildung 2.26 und 2.27 sind Leistung und Temperaturspreizung für Prototyp Nr.2 dargestellt. Die Diskrepanz zwischen den Ergebnissen der beiden Simulationen ist hier besonders groß. Laut *Dymola* ergab sich ein fast konstantes Entladeverhalten. Die CFD-Simulation hingegen zeigte ein fast linear abfallendes Leistungsprofil über einen großen Zeitbereich, der Übergang zur sensiblen Wärme ist weniger markant als bei Prototyp Nr.1. Die Wärmeleistung war geringer als im Fall von Prototyp Nr.1, dafür dauert eine vollständige Entladung entsprechend länger. Die Schwankungen der Austrittstemperatur der CFD-Berechnung bei 6500s und 8500s sind numerischer Natur und haben keine physikalische Ursache.

Die Abweichungen zwischen den Ergebnissen der *Dymola*- und der CFD-Simulation sind in beiden Fällen deutlich größer, als im Fall von Medrano et al. [30]. Dies kann mithilfe der Visualisierung



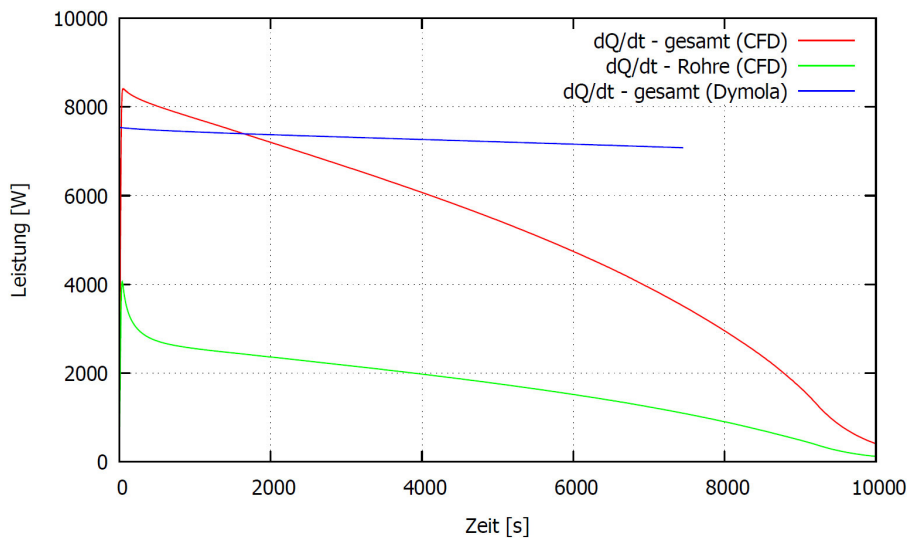


Abbildung 2.26: Simulation der Wärmeleistung von Prototyp Nr.2. Die Dymola-Simulation liefert deutlich höhere Werte.

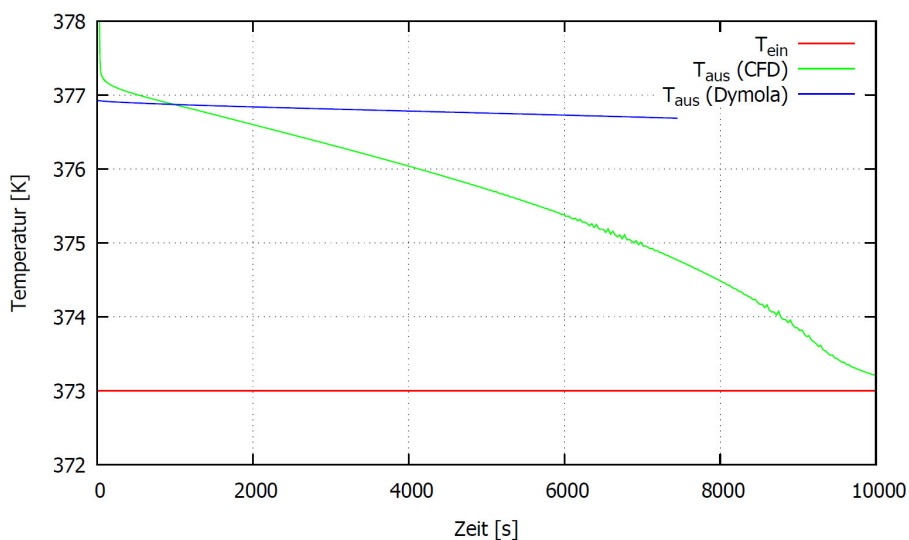


Abbildung 2.27: Simulation der Ausgangstemperatur bei Prototyp Nr.2.

des Erstarrungsprozesses gut erklärt werden. Abbildungen 2.28 und 2.29 zeigen die Temperaturverteilung an Anfang, Mitte und Ende beider Speicher nach 1000 und 5000 Sekunden.

Im Fall beider Prototypen sind die Lamellen deutlich länger und dünner und haben eine geringere Leitfähigkeit als bei der zuvor betrachteten Konfiguration. Die Schmelzfront sowie die Isothermen breiten sich daher nicht von der gesamten Rohr- und Lamellenoberfläche aus, sondern wandern bei Prototyp Nr.1 von der Rohrbasis nach oben (vgl. Abbildung 2.28). Dies unterscheidet sich deutlich von der in Abbildung 2.7 dargestellten Modellierung der Phasenfront. Bei Prototyp Nr.2 kommt es sogar im hinteren Bereich des Speichers zu einer fast gleichmäßigen Erwärmung des PCMs ohne eine erkennbare Schmelzfront (vgl. Abbildung 2.29).

Zweitens ist über die Länge des Wärmetauschers ein enormer Unterschied hinsichtlich der Menge des geschmolzenen Materials festzustellen. Dies, wie bereits angesprochen, insbesondere für Prototyp Nr.2 der Fall: Das PCM nahe dem Einlass des Speichers ist nach 5000s bereits vollständig erstarrt, während jenes nahe dem Austritt noch fast ausschließlich flüssig vorliegt. Der Bereich, in dem das PCM erstarrt, verkleinert sich dadurch im Laufe des Entladevorgangs, was den steilen Leistungsabfall in Abbildung 2.26 erklärt.

Man sieht außerdem in Abbildung 2.28 c) und 2.29 c), dass sich bei Prototyp Nr.1 am Ausgang eine homogene Temperatur des Wärmeträgerfluids einstellt, während dies bei Prototyp Nr.2 nicht der Fall ist. In der Rohrmitte ändert sich die Temperatur des Öls gar nicht. Dies ist einerseits darauf zurückzuführen, dass es bei der turbulenten Strömung im ersten Fall zu einer starken Ver-

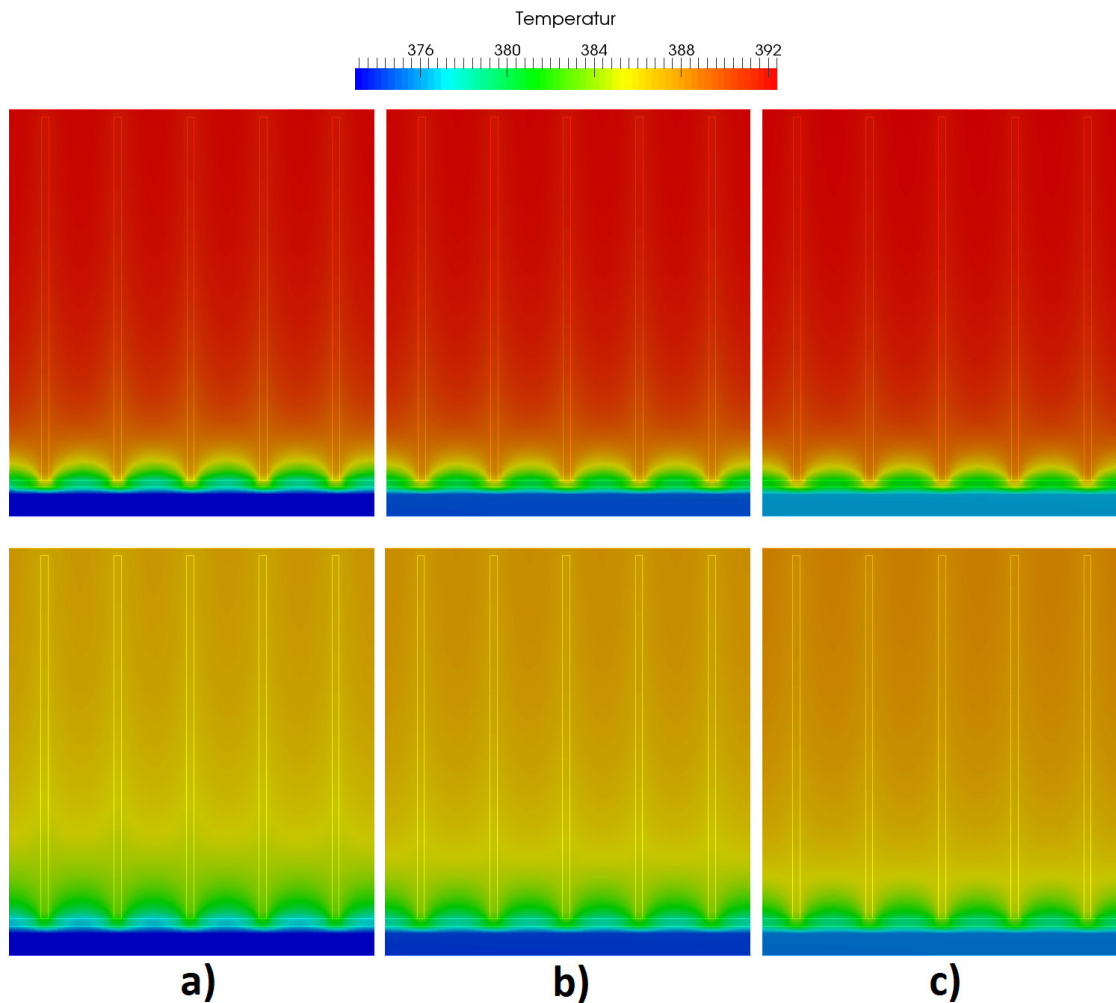


Abbildung 2.28: Temperaturverteilung in Prototyp Nr.1 im a) vorderen, b) mittleren und c) hinteren Bereich nach 1000s (oben) und 5000s (unten).

mischung kommt, während der Wärmetransport bei der laminaren Strömung ausschließlich durch Wärmeleitung quer zur Fließrichtung erfolgt. Andererseits ist der für Prototyp Nr.1 gewählte Rohrdurchmesser kleiner. Die Auslegung der Rohre bei Prototyp Nr.2 ist demnach für die Eigenschaften des Speichers nicht ideal. Sie nehmen zusätzliches Volumen ein, ohne die Wärmeübertragung zu verbessern. Für eine zuverlässige Bestimmung der Leistung muss außerdem eine gute Vermischung des Wärmeträgers vor der Temperaturmessung gewährleistet werden.

In 2.30 ist außerdem der Verlauf der sensiblen Wärme bei Prototyp Nr.2 nach Erstarren des PCMs zu sehen. Man sieht, dass die Wärmeleitung hauptsächlich parallel und nicht orthogonal zur Rohrachse erfolgt.

In Abbildung 2.31 sieht man den zeitlichen Verlauf der Temperatur an verschiedenen Position in Speicher. Als Messpunkt wurde die Mitte zwischen den Lamellen ausgewählt, die Positionen entsprechen denen der Sensoren in Kapitel 5.4.2. Die Erstarrungsvorgänge im Speicher können im Experiment nicht direkt beobachtet werden können, es können jedoch Temperaturmessungen durchgeführt werden. Durch einen Vergleich der Messwerte mit den Temperaturverläufen aus der Simulation war geplant, das Rechenmodell zu überprüfen.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das *Dymola*-Modell zwar zur groben Auslegung eines Latentwärmespeichers verwendet werden kann, jedoch für größere Speicher keine besonders genauen Ergebnisse liefert. Hinsichtlich der Design-Kriterien des Speichers zeigte sich, dass der ursprünglich konzipierte Speicher bessere Wärmeübertragungseigenschaften aufweist.

### Parametervariation

Da zu Beginn der Arbeit noch kein PCM ausgewählt war, sollte untersucht werden, inwiefern eine Veränderung der Leitfähigkeit des Speichermaterials neue Anforderungen an die Auslegung



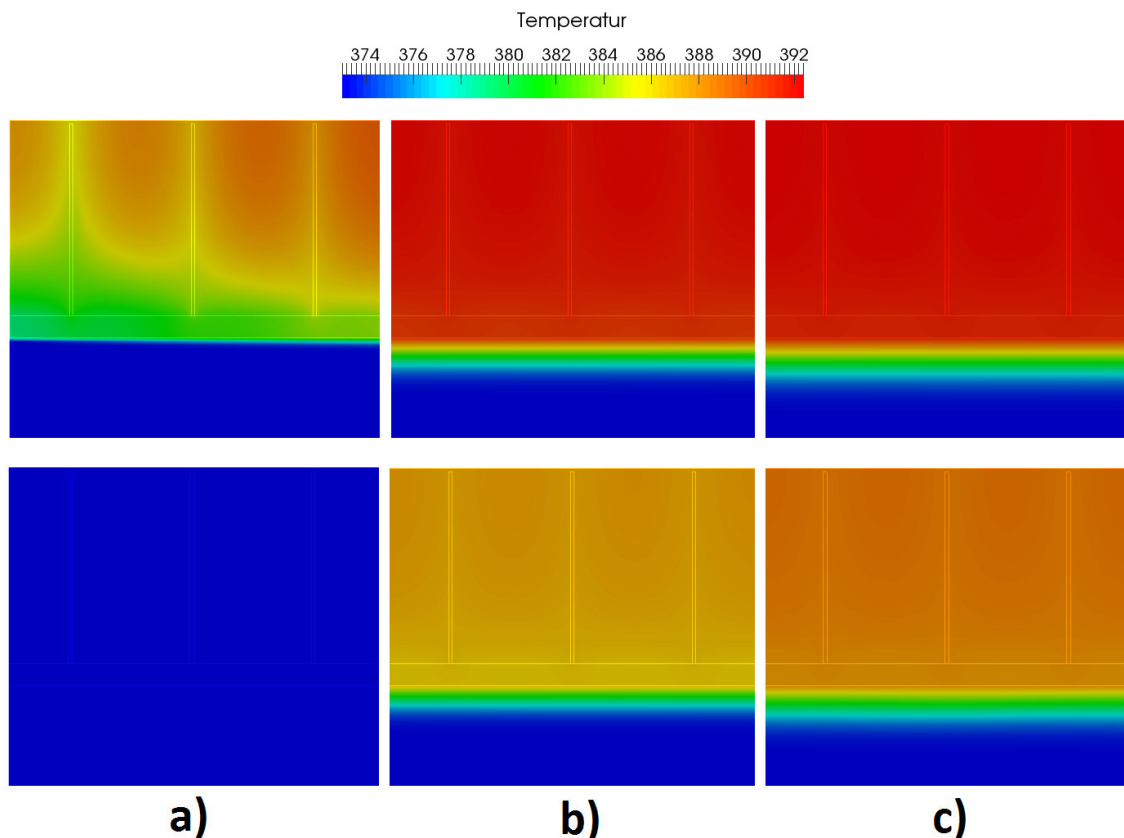


Abbildung 2.29: Temperaturverteilung in Prototyp Nr.2 im a) vorderen, b) mittleren und c) hinteren Bereich nach 1000s (oben) und 5000s (unten).

des Wärmetauschers stellt. Hierzu wurde von Prototyp Nr.3 aus Tabelle 2.2 ausgegangen. Der zeitliche Verlauf des Endladungszustands ist für die Leitfähigkeiten  $\lambda_{PCM}=0,5$  und  $3\text{W/mK}$  und die Lamellenteilung  $d=1, 2$  und  $4\text{cm}$  skizziert (vgl. Abbildung 2.32).

Man sieht, dass eine Verdopplung des Lamellenabstands in etwa ein Versechsfachen der PCM-Leitfähigkeit erfordert, um die Leistung konstant zu halten. Dies ähnelt den Ergebnissen von Chui [11], der ebenfalls den Lamellenabstand als wichtigsten Parameter identifizierte und einen ca. 4 mal so hohen Einfluss wie durch Variation der Leitfähigkeit feststellte. Ein exakter Zusammenhang für die Beiträge der einzelnen Faktoren lässt sich jedoch nicht aufstellen, da jedes Ergebnis immer nur für eine bestimmte Ausgangskonfiguration Gültigkeit besitzt.

### 2.7.10 Rohrbündel

Nach mehreren von Gesprächen mit Anlagenbauern zeichnete sich ab, dass die Fertigung eines Lamellenwärmetauschers mit großen Schwierigkeiten verbunden ist, insbesondere was die Befestigung der zahlreichen Lamellen an den Rohren betrifft. Bei Rohrbündelwärmetauschern besteht dieses Probleme nicht. Aus diesem Grund wurde untersucht, ob auch mit diesem Konzept ein Speicher mit den erwünschten Eigenschaften gebaut werden könnte.

In der ersten Simulationsreihe wurde von 6m langen Rohren mit einer Teilung von 5cm ausgegangen. Es wurden Berechnungen für PCM-Leitfähigkeiten  $\lambda_{PCM}=0,2$  bis  $3\text{ W/mK}$  und Rohrmaterialien Stahl und Aluminium durchgeführt. Die Ergebnisse der Simulation sind in Abbildung 2.33 dargestellt.

Als erstes zeigte sich deutlich, dass die Wahl des Rohrmaterials keine große Rolle für die Eigenschaften des Wärmetauschers spielt. Die betrachteten Rohrwandstärken sind schlechtweg zu gering, als das eine weniger gute Leitfähigkeit ins Gewicht fällt. Anders als bei den Rippen muss die Wärme nicht über weite Strecken transportiert werden. Zweitens wurde erneut die Bedeutung der Leitfähigkeit des PCMs demonstriert. Um Rohrbündelwärmetauscher sinnvoll betreiben zu können, müssen entweder Materialien mit hoher Leitfähigkeit eingesetzt werden oder es muss mit einer großen Anzahl an Rohren bzw. geringen Rohrteilungen gearbeitet werden. Tendenziell haben Rohrbündelwärmetauscher steilere Leistungskurven als Lamellenwärmetauscher.

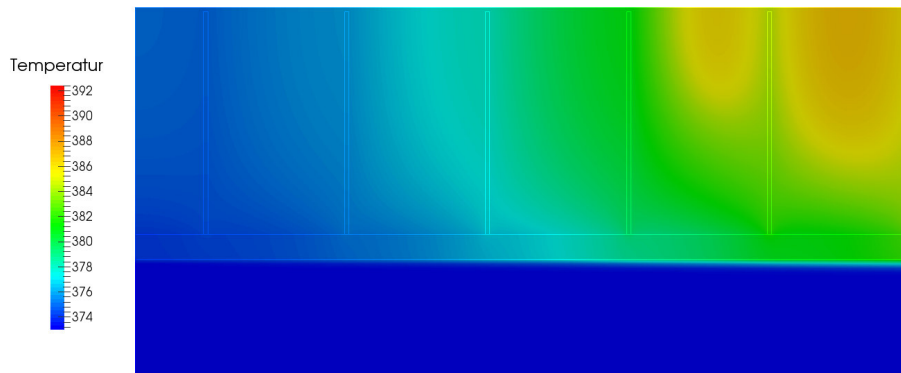


Abbildung 2.30: Temperaturverteilung nahe dem Eingang bei Prototyp Nr.2 nach Erstarren des PCMs.

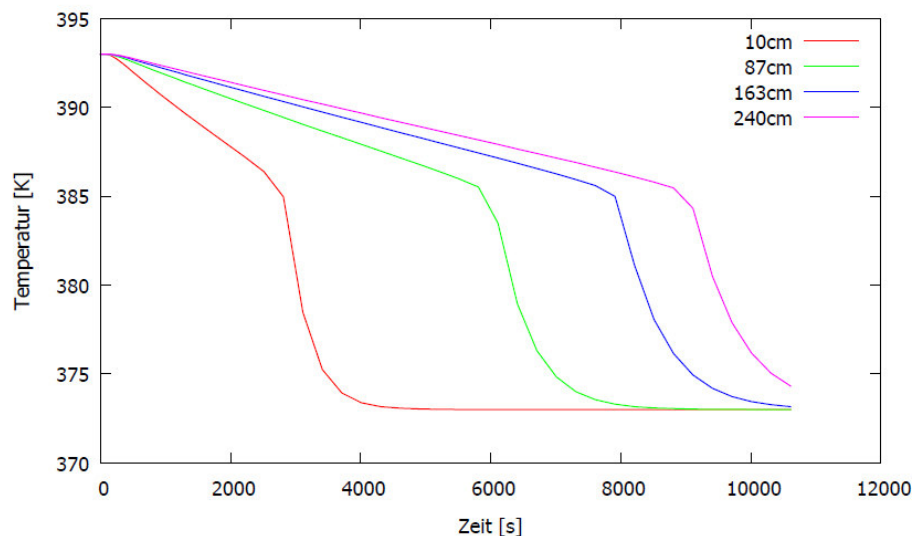


Abbildung 2.31: Zeitlicher Verlauf der Temperatur in Prototyp Nr.2 an verschiedenen Position.

In der nächsten Simulationsreihe wurde die Rohrteilung reduziert sowie verschiedene Rohrkonfigurationen und Anfangstemperaturen verglichen. In Abbildung 2.34 ist die Wärmeleistung, in Abbildung 2.35 die Temperaturspreizung dargestellt. Es wurde außerdem eine Simulation mit *Dymola* durchgeführt. Wie bereits in Kapitel 2.7.9 zeigt sich, dass das *Dymola*-Modell bei großen Wärmetauschern stark abweichende Ergebnisse liefert.

Grundsätzlich zeigte sich, dass durch das Fehlen von Rippen zur Oberflächenvergrößerung der Wärmestrom pro Wegstrecke bei Rohrbündelwärmetauschern deutlich geringer war. Folgendes sollte bei der Gestaltung eines Speichers berücksichtigt werden:

1) Es kann mit geringeren Massenströmen pro Rohr gearbeitet werden. Da der Wärmeeintrag pro  $\text{m}^2$  Rohroberfläche geringer ist, ist eine gute Wärmeleitung zwischen Rohr und Strömung weniger kritisch. Für die dargestellten Simulationen wurde mit einem Massenstrom von  $0,05\text{kg/s}$  gerechnet, was eine laminare Strömung zur Folge hat.

2) Eine weitere Gestaltungsmöglichkeit, welche bisher nicht erwähnt worden ist, betrifft die Führung der Rohrstrecken. Bisher wurde angenommen, dass das Wärmeträgerfluid in parallelen Rohren durch den Speicher fließt. Es besteht jedoch auch die Möglichkeit, den Massenstrom mithilfe von  $180^\circ$  Bögen mehrfach durch den Wärmetauscher zu führen. Damit wird die Kontaktstrecke bzw. -zeit erhöht, ohne den Speicher zu lang zu machen. Die Gesamtleistung sinkt ab, da die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträgerfluid und Speichermaterial kleiner wird. Dafür stellt sich eine höhere Temperaturspreizung zwischen Eintritt- und Austritt ein.

In den Abbildungen 2.34 und 2.35 ist dies dargestellt. Alle Speicher haben die gleiche Außenabmessung und ein  $6 \times 10$  Rohrregister, einzig die Rohrverschaltung ist unterschiedlich. Diese Methode der Verlängerung der Rohrstrecke bietet sich insbesondere bei Rohrbündelwärmetauschern an, um die geringere Leistung pro Rohrstrecke zu kompensieren. Außerdem wurde in einer der Simulationsreihen von einer  $30\text{K}$  höheren Anfangstemperatur ausgegangen. Man sieht, dass dies insgesamt

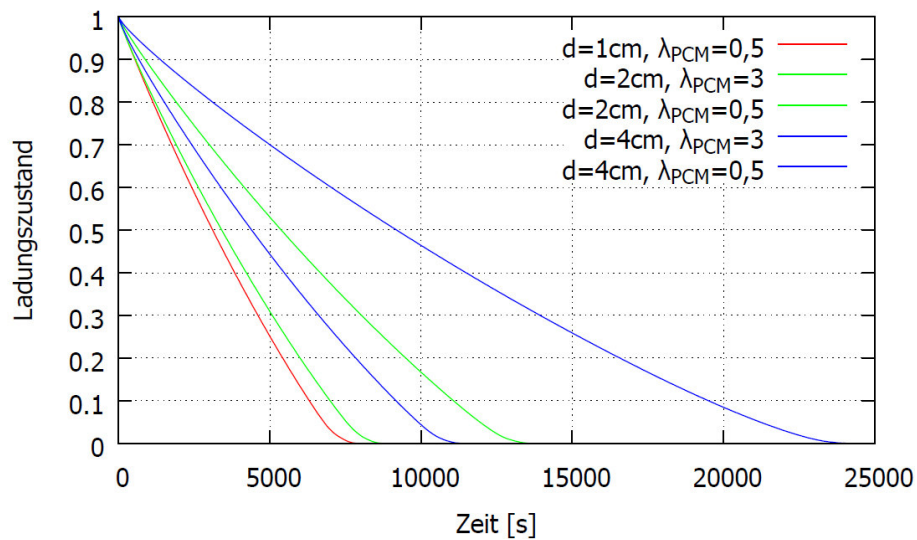


Abbildung 2.32: CFD-Simulation des Prototyps Nr.3 und abgeleiteten Konfigurationen.

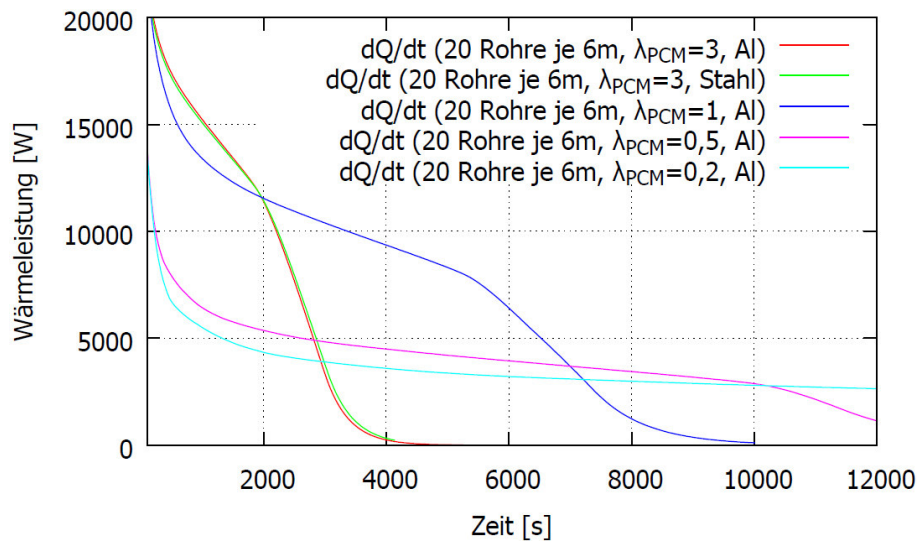


Abbildung 2.33: Simulation der Wärmeleistung bei einem Rohrbündelwärmetauscher mit einer Rohrteilung von 5cm.

nur geringe Auswirkungen auf das Endladungsverhalten des Speichers hat. Zu Beginn wird etwas mehr sensible Wärme abgegeben und das Plateau der latenten Wärme wird etwas später erreicht. Anschließend ist das Speicherverhalten jedoch beinahe identisch.

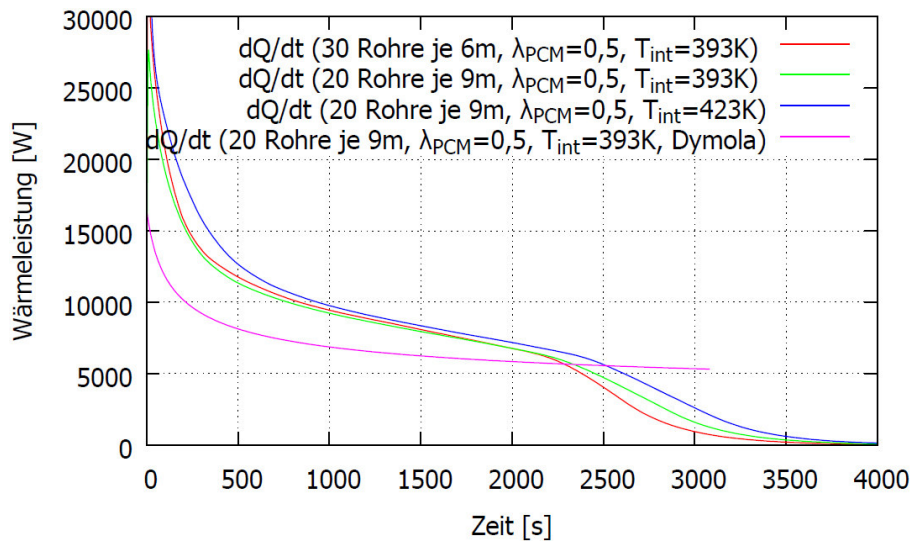


Abbildung 2.34: Simulation der Wärmeleistung bei einem Rohrbündelwärmetauscher einer Rohrteilung von 3cm.

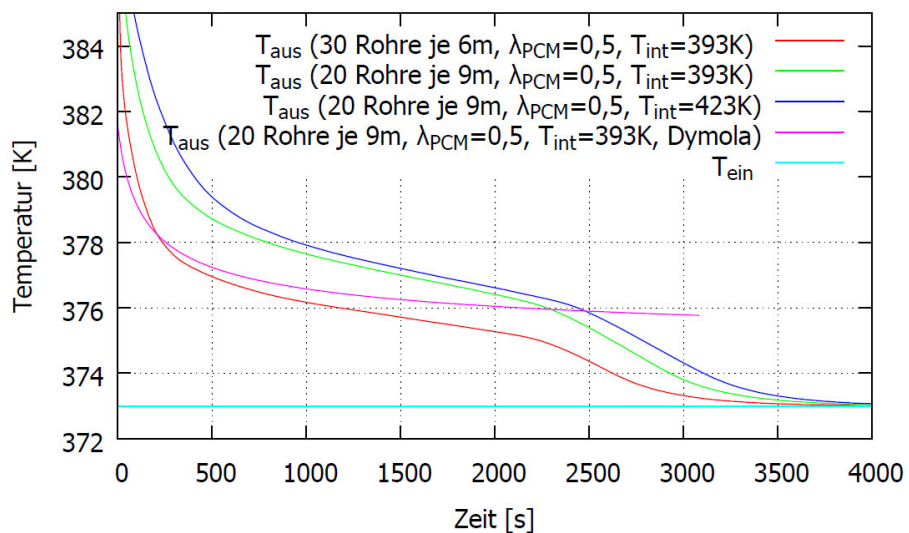


Abbildung 2.35: Simulation der Ausgangstemperatur bei einem Rohrbündelwärmetauscher einer Rohrteilung von 3cm.

# Kapitel 3

## Materialien

### 3.1 Physikalische Grundlagen

#### 3.1.1 Polymere und Kunststoffe

Bevor im Detail auf die physikalischen Eigenschaften des in dieser Arbeit verwendeten Phasenwechselmaterials eingegangen wird, soll eine Erläuterung der chemischen Begrifflichkeiten und Materialklassen vorgenommen werden. Es sei an dieser Stelle bemerkt, dass mittlerweile eine sehr große Zahl an Polymeren bekannt ist. Ein vollständiges Schema, das eine eindeutige Zuordnung aller Polymere erlaubt, existiert nicht.

Polymere sind chemische Verbindung aus großen, verzweigten Molekülen, auch Makromolekülen genannt. Diese Moleküle sind wiederum selbst aus einer Vielzahl an ähnlichen Einheiten aufgebaut, den Monomeren. Man unterscheidet zwischen anorganischen und organischen Polymeren. Anorganische Polymere enthalten in der Polymer-Hauptkette keine Kohlenstoff-Atome, bekannte Beispiele sind Silikone oder Polyphosphazene. Organische Polymere hingegen enthalten Kohlenstoff als Bestandteil, zu ihnen gehören viele natürliche Polymere wie z.B. Bernstein und Wolle. Synthetische oder halb-synthetische organische Polymere hingegen werden als Kunststoffe bezeichnet. Für eine ausführliche Beschreibung von Kunststoffen und ihren Eigenschaften, wird auf Bonnet [8] verwiesen.

Je nachdem, ob eine Unterteilung nach Eigenschaften, Ursprung oder Entstehungsreaktion erfolgt, ergeben sich unterschiedliche Materialklassen, welche wiederum nicht immer eine eindeutige Zuordnung erlauben. Das am häufigsten verwendete Unterscheidungskriterium betrifft das mechanische Verhalten und die Existenz eines Schmelzbereichs und ist in DIN 7724 geregelt [2]. Es wird differenziert zwischen Duroplasten, Elastomeren, Thermoplasten sowie thermoplastische Elastomeren. Ausschlaggebend für die Unterteilung ist der Vernetzungsgrad zwischen den Hauptketten der Makromoleküle. Duroplaste oder Elastomere können sich aufgrund der Vernetzung der Ketten nicht kristallin anordnen und nicht aufgeschmolzen werden, sondern zerfallen nach Überschreiten der Zersetzungstemperatur. Sie sind daher für den Einsatz in Latentwärmespeichern ungeeignet. Thermoplaste weisen dagegen keine Vernetzungsstellen auf, sie sind in einem bestimmten Temperaturbereich verformbar und aufschmelzbar. Wenn im Folgenden von Polymeren gesprochen wird, bezieht sich dies immer auf thermoplastische Polymere.

#### 3.1.2 Kristallisation bei Polymeren

Für den Einsatz als Latentwärmespeicher ist der Phasenübergang zwischen den Aggregatzuständen fest und flüssig von besonderem Interesse. Es soll daher kurz auf die relevanten physikalischen Zusammenhänge eingegangen werden. Polymer-Kristallisation ist ein hochkomplexes Thema und Gegenstand aktueller Forschungsbemühungen, viele Phänomene sind derzeit noch nicht ausreichend verstanden. Für eine detaillierte Betrachtung der Thematik wird daher auf die Werke von Reiter [34] und Wunderlich [39] verwiesen.

Polymere bestehen grundsätzlich aus einer Vielzahl von Molekülketten unterschiedlicher Länge. Die mengenmäßige Verteilung der Molekülgrößen innerhalb einer Probe ist abhängig vom jeweiligen Herstellungsprozess. Zwei Proben von ein- und demselben Ausgangsmaterial haben daher nicht zwangsläufig identische physikalische Eigenschaften.

Die Solidustemperatur ist jene, bei der die gesamte Schmelze, dh. bei Polymeren auch die kleinsten Ketten, in den festen Zustand übergehen. Die Liquidustemperatur hingegen ist jene, bei der auch die längsten Ketten in den flüssigen Zustand übergehen. Die Übergangstemperaturen sind jeweils

dadurch gekennzeichnet, dass ein anderer Aggregatzustand energetisch günstiger ist. Es handelt sich bei Erstarrungs- und Schmelzprozessen jedoch nicht nur um ein energetisches-, sondern auch um ein kinetisches Problem.

Ein Polymer kann in fester Form als Kristall oder als amorphes Material vorliegen (vgl. Abbildung 3.1). In Kristallen sind Atome und Moleküle in einer regelmäßigen Struktur angeordnet, man spricht auch von Fernordnung. Kristallisation wird durch Nukleation bzw. Keimbildung initiiert und setzt sich durch Kristallwachstum fort. Die Entropie des System nimmt dabei ab, da ein höherer Ordnungsgrad vorliegt. Die Enthalpie nimmt infolge des geringeren Teilchenabstands und der damit größeren Bindungsenergie zu. Kristallisation äußert sich in der Freisetzung von Wärme.

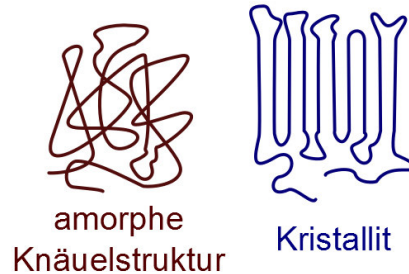


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung eines erstarnten Polymers im amorphen sowie im kristallinen Zustand [13].

Im amorphen Zustand liegt lediglich Nahordnung vor, es existiert keine übergeordnete Struktur. Amorphe Materialien sind metastabil. Das bedeutet, dass der kristalline Zustand zwar energetisch günstiger wäre (thermodynamisch instabil), jedoch eine Umwandlung aufgrund fehlender Aktivierungsenergie nicht oder nur sehr langsam stattfindet (kinetisch stabil). Letzteres bezeichnet man als Nachkristallisation. Ein amorphes Material entsteht, indem eine Schmelze schneller abgekühlt wird, als sich Kristallisationskeime bilden können. Die Moleküle können sich nicht periodisch anordnen, bevor die kinetische Energie zu gering für Nukleation wird und es wird keine Wärme freigesetzt. Wie viel Zeit die Kristallbildung benötigt, hängt von den jeweiligen Molekülen ab. In einem Polymer kristallisieren kurze Moleküle schneller als lange. Der Anteil des Materials, welcher kristallisiert, wird als Kristallisationsgrad oder Kristallinität bezeichnet. Für die Anwendung als Speichermaterial ist natürlich eine möglichst hohe Kristallinität erwünscht, da sie mit einer größeren Enthalpieänderung einhergeht, was zu einer höheren Energiedichte führt. Abe [3] stellte bereits fest, dass dieser Faktor bei Polyethylen für Speichieranwendungen berücksichtigt werden muss.

Bisher wurde angenommen, dass die Nukleation ausschließlich durch das Aufeinandertreffen der Moleküle des betrachteten Materials infolge zufälliger Bewegung erfolgt. Dies ist jedoch oft unwahrscheinlich, da Kristalle erst eine kritische Größe überschreiten müssen, um thermodynamisch stabil zu sein. Erst dann ist die Änderung der Gibbs-Energie  $\Delta G$  negativ und die weitere Reaktion bzw. Kristallisation läuft von selbst ab. Gleichung (3.2) zeigt die Näherung der klassischen Keimbildungstheorie [12]. Hierbei wird von sphärischen Keimen mit Radius  $r$  ausgegangen,  $\Delta G_{\sigma,A}$  ist die Gibbs-Oberflächenenergie pro Fläche und  $\Delta G_{pc,V}$  die Gibbs-Kristallisationsenergie pro Volumen. Man sieht, dass erst ab einem bestimmten Radius  $r$  der Volumenterm überwiegt.

$$\Delta G = \Delta G_{\sigma} - \Delta G_{pc} \quad (3.1)$$

$$= 4\pi r^2 \Delta G_{\sigma,A} - \frac{4}{3}\pi r^3 \Delta G_{pc,V} \quad (3.2)$$

Dieser Zusammenhang ist auch für das Auftreten von Unterkühlung verantwortlich. Eine Flüssigkeit unterschreitet hierbei ihren Gefrierpunkt ohne zu erstarren, da keine ausreichend großen Kristallisationskeime vorhanden sind. Deutlich häufiger als diese so genannte homogene Keimbildung ist die heterogene Keimbildung. Hierbei wird die Kristallisation durch Nukleationskeime initiiert, dies sind meist Wandflächen, nicht aufgeschmolzene Kristalle oder eingebrachte Fremdstoffe. Mit ihnen können chemische Bindungen eingegangen werden, die beim Überwinden der energetischen Barriere helfen. Eine Impulsübertragung von außen kann ebenfalls den Kristallisationsprozess bei einer unterkühlten Schmelze einleiten [33].

## 3.2 Thermophysik

Um die genauen Eigenschaften des Polymers in Erfahrung zu bringen, war eine thermophysikalische Vermessung notwendig. Viele der untersuchten Polymere wurden ursprünglich für andere Anwendungszwecke einwickelt und finden bereits in zahlreichen Produkten Verwendung. Häufig ist das Aufschmelzen jedoch nur im Zusammenhang mit dem einmaligen Erzeugen einer festen Form von Bedeutung. Viele speziell für den Einsatz als Latentwärmespeicher relevanten Parameter sind den Herstellern hingegen nicht bekannt.

Aus diesem Grund erfolgte eine Vermessung verschiedener Polymere im Thermophysik-Labor des AIT. Eine ausführliche Beschreibung aller verwendeten thermophysikalischen Messmethoden, sowie der Auswertung der Ergebnisse, kann in [23] nachgelesen werden.

### 3.2.1 Vorversuche

Im Rahmen des Projekts StoreItUp [5] wurden diverse Materialien für ihre Eignung als Speichermedium untersucht. Nach zahlreichen Testreihen wurde schlussendlich für diese Arbeit eine Variante des Polymers *INEOS Rigidex* der Firma Geba<sup>1</sup> ausgewählt. Es handelt sich um ein weißes high-density Polyethylen (HDPE). Das Material wird in Granulatform geliefert (vgl. Abbildung 3.2), was in der Anwendung eine leichte Befüllung von Speichern erlaubt. Vor jeder Verwendung sollte das Material einmal komplett aufgeschmolzen werden, um die thermische Vorgeschichte zu löschen und die Hohlräume zwischen den Kugeln zu schließen.



Abbildung 3.2: Verwendetes HDPE in Granulatform.

Vor Beginn der thermophysikalischen Vermessung, wurden die Eigenschaften des Polymers im Rahmen der Vorversuche äußerlich untersucht.

Im geschmolzenen Zustand nimmt das Material eine vollständig transparente und gleichmäßige Erscheinung an. Durch mehrmaliges Einstechen wurde die Viskosität des Materials abgeschätzt. Es stellte sich heraus, dass das geschmolzene Polymer hochviskos ist und nur eine sehr langsame Verformung erlaubt. Auf Basis dieser Beobachtung wurde geschlossen, dass Konvektion grundsätzlich vernachlässigt werden kann.

An der luftzugewandten Seite des Phasenwechselmaterials bildete sich bereits nach wenigen Aufschmelzvorgängen eine gelbliche Schicht. Im flüssigen Zustand nahm diese eine trübe farblose Erscheinung an. Die Veränderung schien sich auf die Oberfläche zu beschränken. Alle anderen Bereiche des Materials, die im geschmolzenen Zustand nicht im Kontakt mit der Luft waren, behielten ihre weiße Farbe. Ob sich für einen längerfristigen Einsatz des Materials als Latentwärmespeicher die Verwendung einer Schutzatmosphäre empfiehlt, ist daher noch zu klären.

Außerdem wurde beobachtet, dass sich das Material beim Erstarren merklich zusammengog. Dies ist insofern von Bedeutung, als dass hierbei einerseits Kräfte auf den Wärmetauscher wirken könnten und andererseits Hohlräume zwischen PCM und der Oberfläche des Wärmetauschers entstehen.

<sup>1</sup><http://www.geba.eu/>

Letztere verschlechtern die Wärmeleitungseigenschaften zu Beginn des Aufschmelz-Vorgangs und können dadurch das Beladen verzögern.

### 3.2.2 Dilatometrie

Die Dilatometrie befasst sich mit der Bestimmung der Dimensionsänderung von Stoffen. Thermische Dilatometer, werden eingesetzt, um die lineare thermische Ausdehnung eines Materials als Funktion der Temperatur zu bestimmen. Das Messgerät besteht aus einem Ofen, der ein gewünschtes Temperaturprofil vorgibt, sowie der Messeinrichtung. In dieser Arbeit kam ein Schubstangen-Dilatometer des Typs NETZSCH<sup>2</sup> Dil 402C zum Einsatz.

Eine zu untersuchende zylinderförmige Probe von wenigen Zentimetern Größe wird auf einer Auflage platziert. Unter einer Schutzatmosphäre aus Helium oder Argon heizt das Gerät über ein vorgegebenes Temperaturintervall. Eine Schubstange überträgt die thermische Ausdehnung auf einen Wegaufnehmer, womit die Verschiebung gemessen wird. Hierbei ist zu bedenken, dass auch das Messsystem zwangsläufig einer ähnlichen Temperaturänderung ausgesetzt ist wie die Probe und sich ebenfalls ausdehnt. Man erhält also einen relativen Wert, der anschließend korrigiert werden muss.

Die Ergebnisse der Messung sind in den Abbildungen 3.3 und 3.4 dargestellt. MSU steht hierbei für model specific uncertainty, ESU für equipment specific uncertainty.

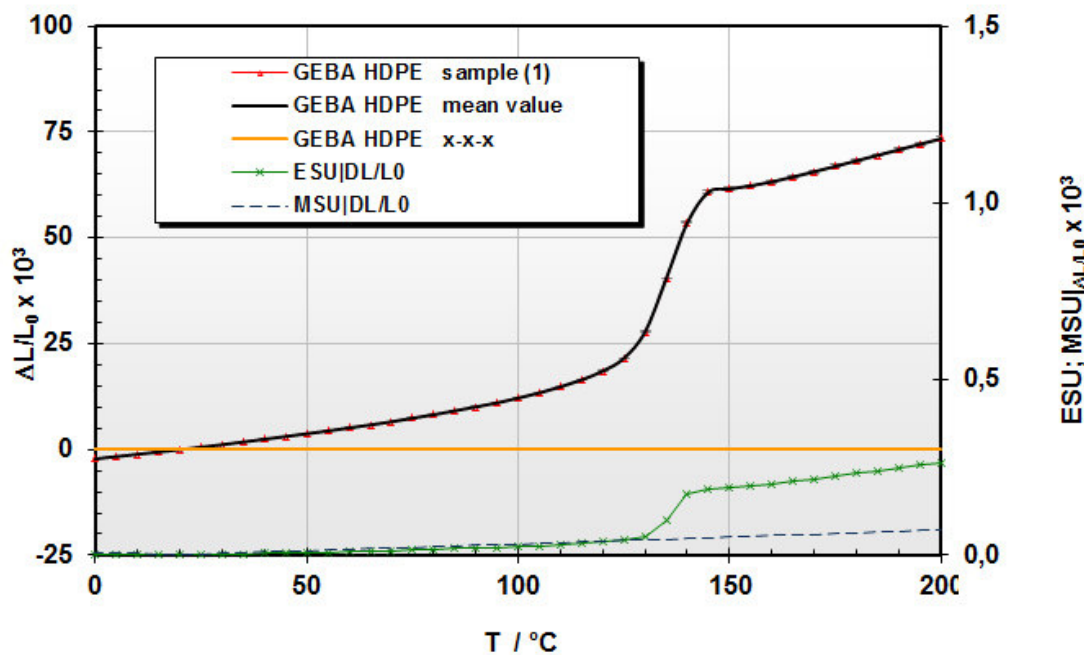


Abbildung 3.3: Relative Längenänderung der Probe beim Schmelzvorgang.

### 3.2.3 Dynamische Differenzkalorimetrie

Die dynamische Differenzkalorimetrie (engl. differential scanning calorimetry, DSC) ist ein Verfahren der thermischen Analyse zur Messung des Wärmeumsatzes eines Materials in Abhängigkeit ihrer Temperaturänderung. Als Messgröße dient die Differenz zweier Thermospannungen.

Zwei gleichwertige verkapselte Tiegel werden einerseits mit einer Probe und andererseits mit einem Referenzkörper (z.B. Saphir), in einem Wärmebad der gleichen Temperaturänderung ausgesetzt. Dabei kommt es zu exothermen oder endothermen Zustandsänderungen, die von der Wärmekapazität der Probe und etwaigen Phasenübergängen abhängen. Nun wird entweder der Wärmestrom oder die Temperatur der beiden Behälter konstant gehalten. Aus der Differenz des jeweils anderen Parameters, kann die spezifische Wärme der Probe bestimmt werden. Beim verwendeten

<sup>2</sup><http://www.netzsch.com/>



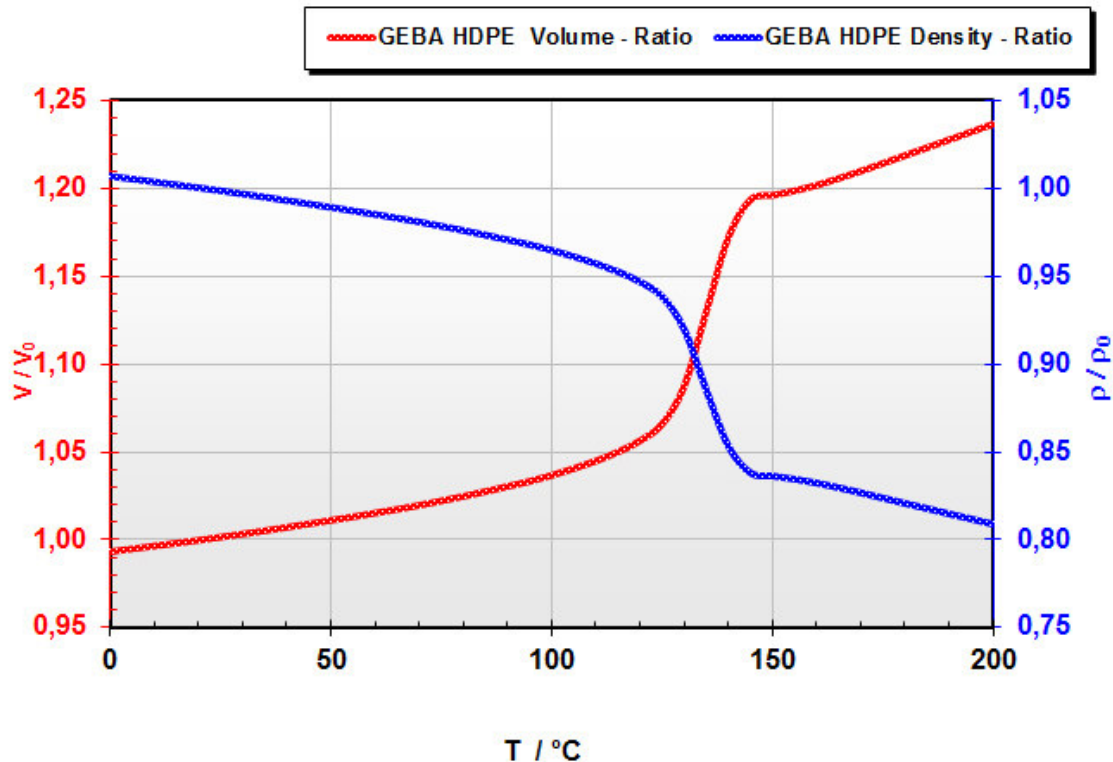


Abbildung 3.4: Temperaturabhängigkeit von Dichte und Volumen der Probe beim Schmelzvorgang.

Messgerät handelte es sich um ein NETZSCH DSC 404C, die Messungen erfolgten unter Helium-Schutzatmosphäre.

Der Verlauf der Enthalpie hängt immer von der Abkühl- oder Aufschmelzrate ab. Neben den in Kapitel 3.1.2 angesprochenen inhärenten Stoffeigenschaften, die den Kristallisationsgrad bestimmen, hat dies auch messtechnische Ursachen: Während eines Messvorgangs wird die abgegebene oder aufgenommene Wärme in Abhängigkeit der von außen angelegten Temperatur aufgezeichnet. Beim Aufheizen oder Abkühlen ist die Temperaturverteilung innerhalb der Probe jedoch nicht homogen, da die Wärmeleitung zwischen Oberfläche und Zentrum immer eine endliche Zeit benötigt. Wärmeleitfähigkeit, Masse und geometrische Form beeinflussen hierbei den Temperaturgradienten. Je höher die von außen angelegte Heiz- oder Kühlrate ist, desto größer ist die Diskrepanz zwischen der äußeren Referenztemperatur und der tatsächlichen Temperatur im Innern der Probe. Dies hat zur Folge, dass bei einer schnellen Temperaturänderung der Peak der latenten Wärme über einen größeren Bereich ausgedehnt wird. Bei sehr langsamen Aufheizen oder Abkühlen nähern sich die Werte aus dem Heiz- bzw. Kühlvorgang einander an. Dies ist gut in den in Abbildung 3.5 dargestellten Messergebnissen zu sehen. Idealerweise wird bei der DSC-Messung mit derselben Heiz- oder Kühlrate gearbeitet, wie im späteren Einsatzfall. Allerdings ist die Wärmekapazität bei kleinen Raten zunehmend schwierig zu messen, weshalb hier unter Umständen ein Kompromiss getroffen werden. Da die Heiz- oder Kühlrate im Speicherbetrieb nicht konstant ist, lassen sich die Ergebnisse der thermophysikalischen Messung nicht exakt auf das Experiment übertragen. Das Ergebnis der Messung bei einer Rate von 0,5K/min ist in Abbildungen 3.6 dargestellt. Für die Einbindung der Messergebnisse in das CFD-Modell wurde die latente Wärme mittels Halbwertsbreite abgeschätzt (vgl. Abbildung 3.7). Hierzu wurde eine frühere Messkurve mit einer Heiz- und Kühlrate von 10K/min verwendet.

### 3.2.4 Laser Flash

Bei der Laser Flash Methode handelt es sich um ein Verfahren zur Bestimmung der Temperaturleitfähigkeit.

Zur Messung wird eine dünne, homogene und planparallele Probe konstanter Temperatur benötigt. Mithilfe eines kurzen Laser-Pulses wird die Rückseite des Körpers erwärmt. Die Temperatur breitet sich aus und erreicht schließlich die Vorderseite des Körpers. Dort wird sie als Funktion der Zeit von

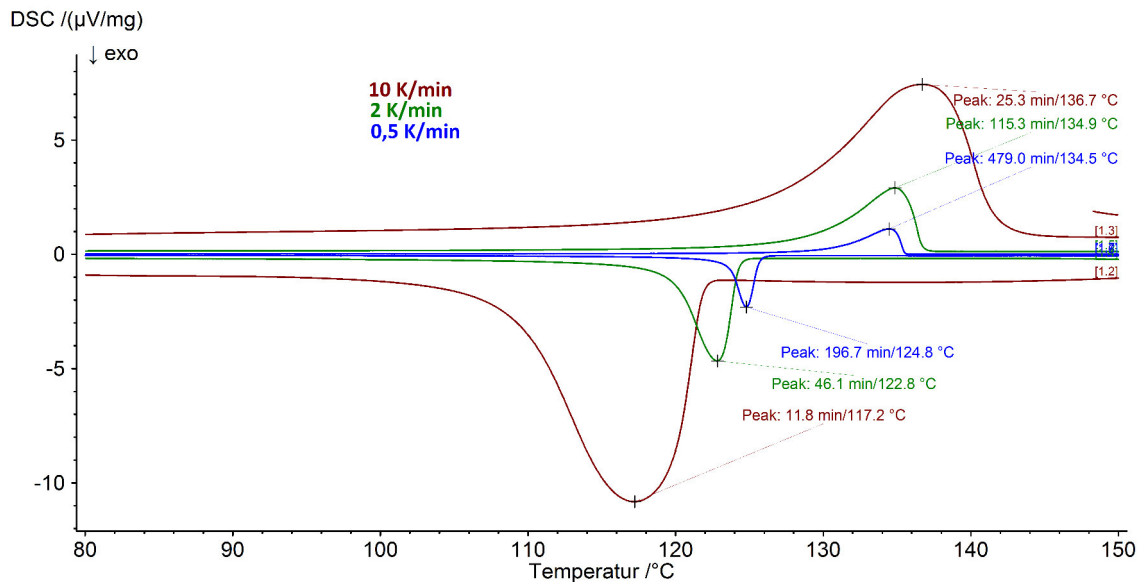


Abbildung 3.5: Sensible und latente Wärme der Probe beim Aufschmelzen und Erstarren mit verschiedenen Heizraten.

einem Infrarotdetektor erfasst. Je größer die Leitfähigkeit des Mediums, desto schneller durchquert die Wärmefront den Körper. Aus dieser Zeitinformation kann schließlich die Temperaturleitfähigkeit des Mediums errechnet werden. Sind Dichte und spezifische Wärmekapazität bekannt, kann mithilfe der Wärmeleitungsgleichung (2.10) schließlich die Wärmeleitfähigkeit bestimmt werden. Es gilt folgender Zusammenhang:

$$a = \frac{\lambda}{\rho c} \quad (3.3)$$

Das Ergebnis der Messung ist in Abbildung 3.8 dargestellt.

Ein Problem bei diesem Verfahren ist, dass für den Phasenübergangsbereich, welcher hier von besonderem Interesse war, keine eindeutige Aussage über die Wärmeleitfähigkeit mehr getroffen werden kann. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Existenz von Wärmequellen und -senken nicht vom zugrunde gelegten Modell beschrieben wird.

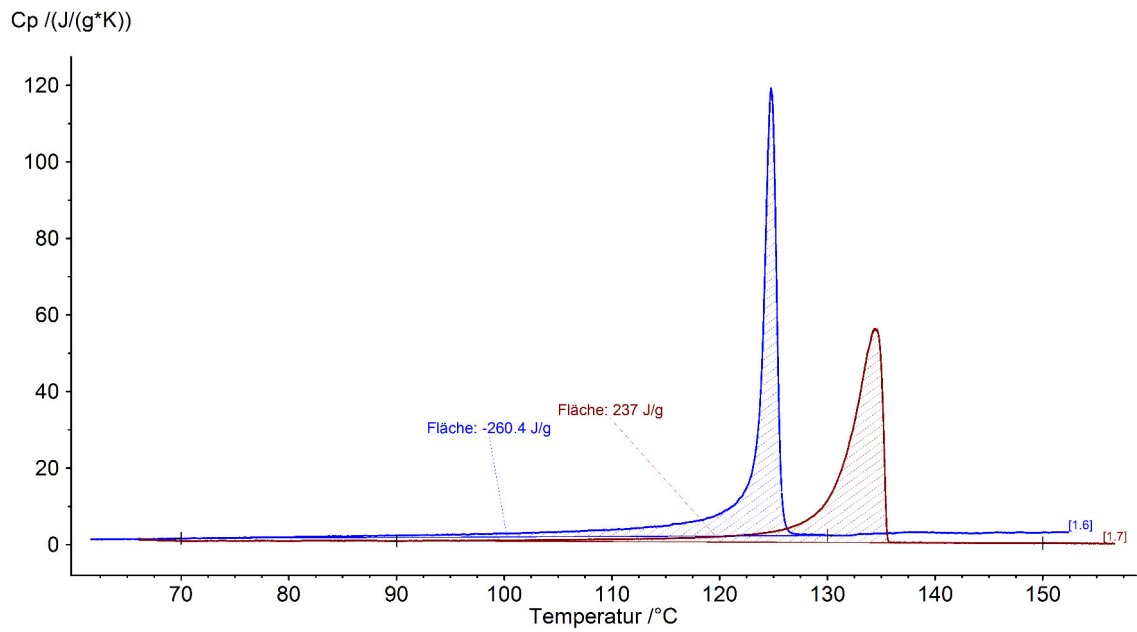


Abbildung 3.6: Sensible und latente Wärme der Probe beim Aufschmelzen und Erstarren mit einer Rate von jeweils 0,5K/min.

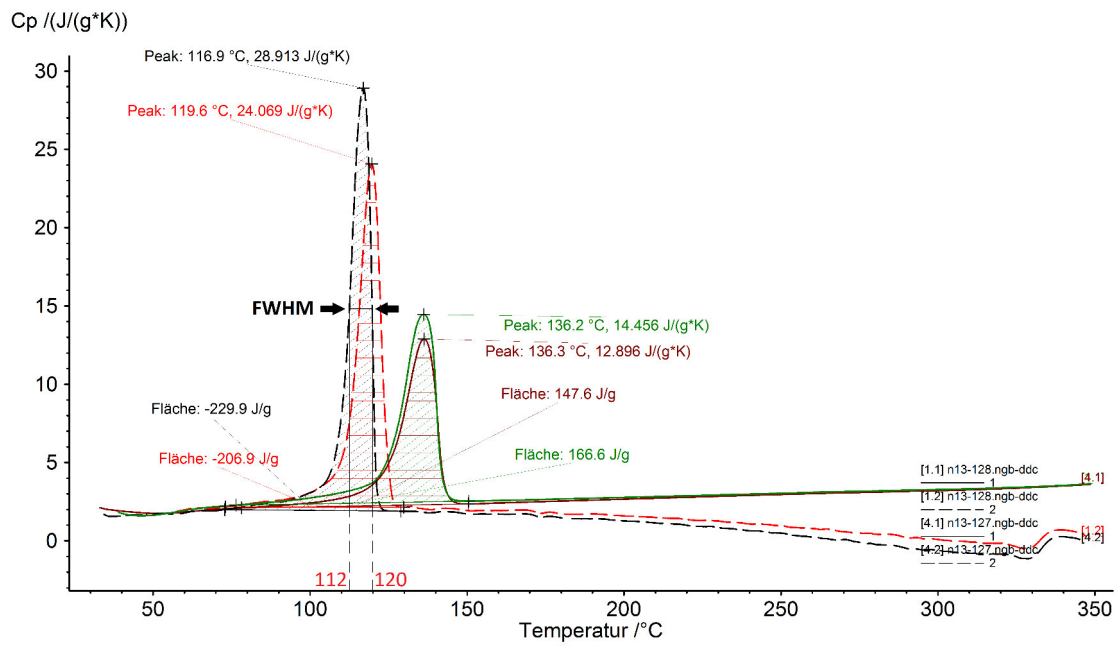


Abbildung 3.7: Ergebnis der vorläufigen Enthalpiebestimmung. Die für die CFD-Simulation verwendete Halbwertsbreite (FWHM) ist eingezeichnet.

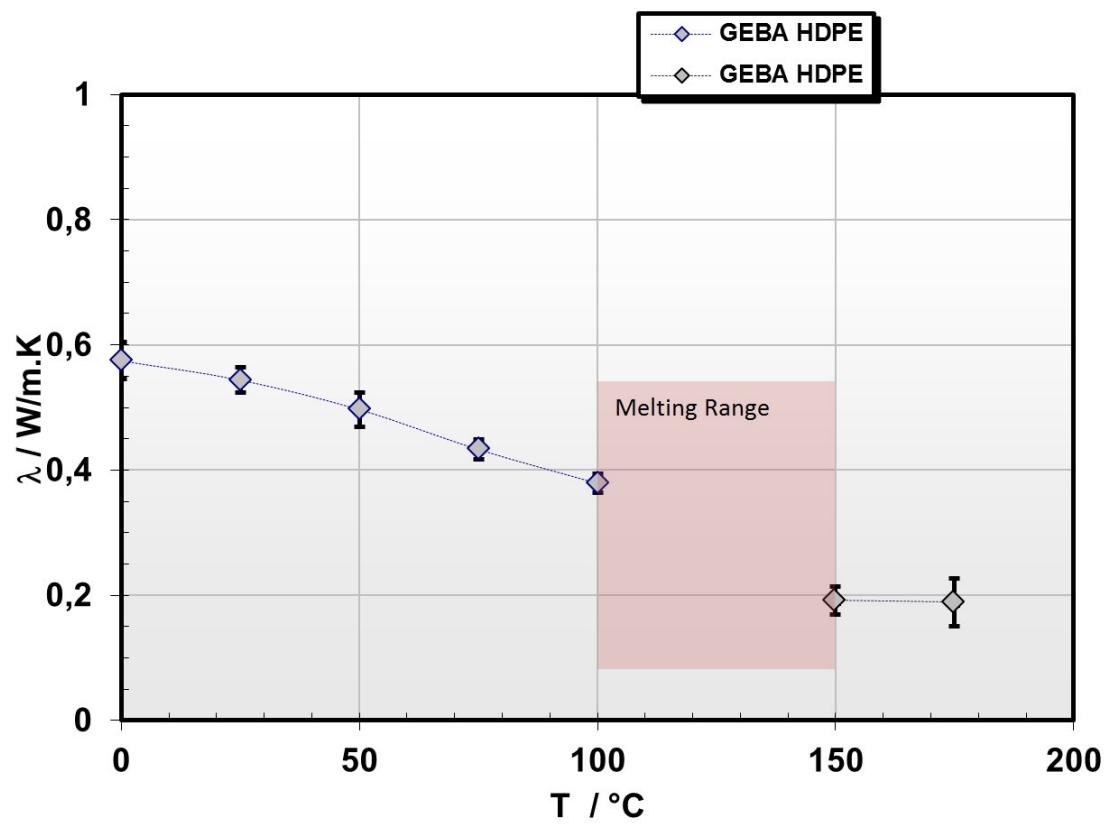


Abbildung 3.8: Wärmeleitfähigkeit der Probe in Abhängigkeit der Temperatur.

# Kapitel 4

## Vorversuche

### 4.1 Wärmestrommessungen

Um die Effizienz eines Wärmetauschers leichter bewerten und die Ergebnisse der Simulationen validieren zu können, wäre eine Kenntnis der Wärmeströme an verschiedenen Positionen im Speicher von großem Nutzen. So könnte man z.B. durch Messungen an Rohren und Lamellen feststellen, wie stark die jeweiligen Komponenten zur Leistung beitragen. Es war daher geplant, Wärmestromsensoren im späteren Versuchsaufbau zu installieren. Dies sollte zuerst anhand einer Reihe von Vorversuchen überprüft werden, in denen jeweils eine fest definierte Menge PCM aufgeschmolzen und der Vorgang vermessen wird.

Heizplatten dienten als Wärmequelle, ein definierter Bereich wurde mit Glaswänden eingefasst. Als Bodenplatte dienten geriffelte Aluminiumplatten, welche die Anbringung von Lamellen erlauben sollten. Schließlich wurde der Behälter mit Granulat aufgefüllt und thermisch isoliert. Durch Aufschmelzen und Erstarren des Materials sollte das prinzipielle Lade- und Entladeverhalten von PCMs untersucht.

Die meisten kommerziell erhältlichen Wärmestromsensoren sind für einen Temperaturbereich, wie er in Speicheranwendungen auftritt entweder nicht ausgelegt oder haben einen sehr großen Messfehler. In den ersten Experimenten wurde auf den High-Temperature Heat Flux Sensor der Firma Wuntronic<sup>1</sup> zurückgegriffen.

Die Wärmestromsensoren wurden in eine Bohrung am Boden, wie in Abbildung 4.1 dargestellt, eingelassen. Es zeigte sich jedoch, dass sich kein gleichmäßiger Kontakt zwischen Sensor und Bodenplatte herstellen ließ. Auch mit Verwendung von Wärmeleitpasten führten bereits leichte Berührungen des Versuchsaufbaus oder ein veränderter Anpressdruck zu einer starken Veränderung der Messergebnisse.

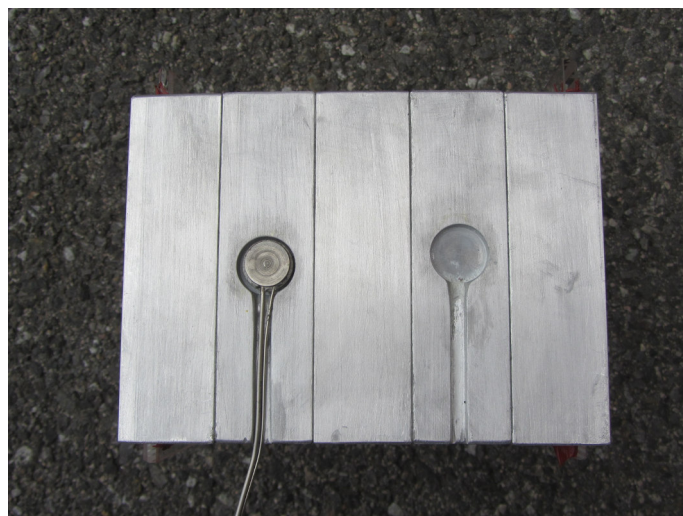


Abbildung 4.1: In die Bodenplatte eingelassener Wärmestromsensor.

Selbst bei Vernachlässigung des Kontaktproblems, ergab sich noch ein weiteres Problem: In den

<sup>1</sup><http://www.wuntronic.de/>

meisten herkömmlichen Anwendungsfällen von Wärmestromsensoren, hat das umgebende Medium eine sehr geringe Wärmeleitfähigkeit. Dies ist z.B. bei Gebäudewänden oder Fenstern der Fall, wo die Qualität einer Isolierung überprüft werden soll. Der Sensor ist im Vergleich zu den angrenzenden Objekten oder Flächen sehr dünn und hat eine hohe Wärmeleitfähigkeit. Der Wärmestrom des Systems wird daher durch das Einbringen eines zusätzlichen minimalen Widerstands nur marginal verändert. Im Fall von Wärmespeicheranwendungen trifft dies jedoch nicht mehr zu. Da bei allen eingesetzten Materialien auf eine möglichst große Leitfähigkeit Wert gelegt wird, können Wärmeflüsse im System durch Einbringen eines Sensors erheblich beeinflusst werden. Hat der Sensor eine dem Umgebungsmaterial ähnliche Leitfähigkeit, ergibt sich je nach Richtung der Abweichung ein höherer oder niedrigerer Wärmestrom als in der direkten Umgebung. Es kann ohne Kenntnis der Leitfähigkeit des Sensors nicht bestimmt werden, wie hoch der Wärmestrom an einer bestimmten Position ohne Sensor wäre. Bei telefonischer Rücksprache mit dem Hersteller, wurde eine Leitfähigkeit von etwa  $1\text{W/mK}$  angegeben. Aufgrund der großen Unsicherheit, war eine aussagekräftige Messung jedoch schwierig.

Daraufhin kamen Sensoren vom Typ Almemo 150-1 der Firma Ahlborn<sup>2</sup> zur Anwendung. Durch deren große Fläche sollte der gesamte Wärmestrom von den Heizplatten in das Speichermaterial gemessen werden. An der Teflonbeschichtung blieb kein Speichermaterial haften, die Ecken wurden mit Kapton-Klebeband abgedeckt.

Zur Messung wurden 370g PCM und 45g Aluminium zu Verbesserung der Wärmeleitung eingesetzt. Das Speichermaterial wurde von  $20^\circ\text{C}$  auf  $150^\circ\text{C}$  aufgeheizt und anschließend durch Abschalten der Heizplatte abgekühlt. In Abbildungen 4.2 ist der gemessene Wärmestrom und die aufsummierte Energie beim Aufschmelzen des PCMs dargestellt. Der Wärmestrom steigt zu Beginn stark an, bis die Heizplatte ihre maximale Temperatur erreicht hat. Danach sinkt er, weil sich das PCM erhitzt und der Temperaturgradient abnimmt.

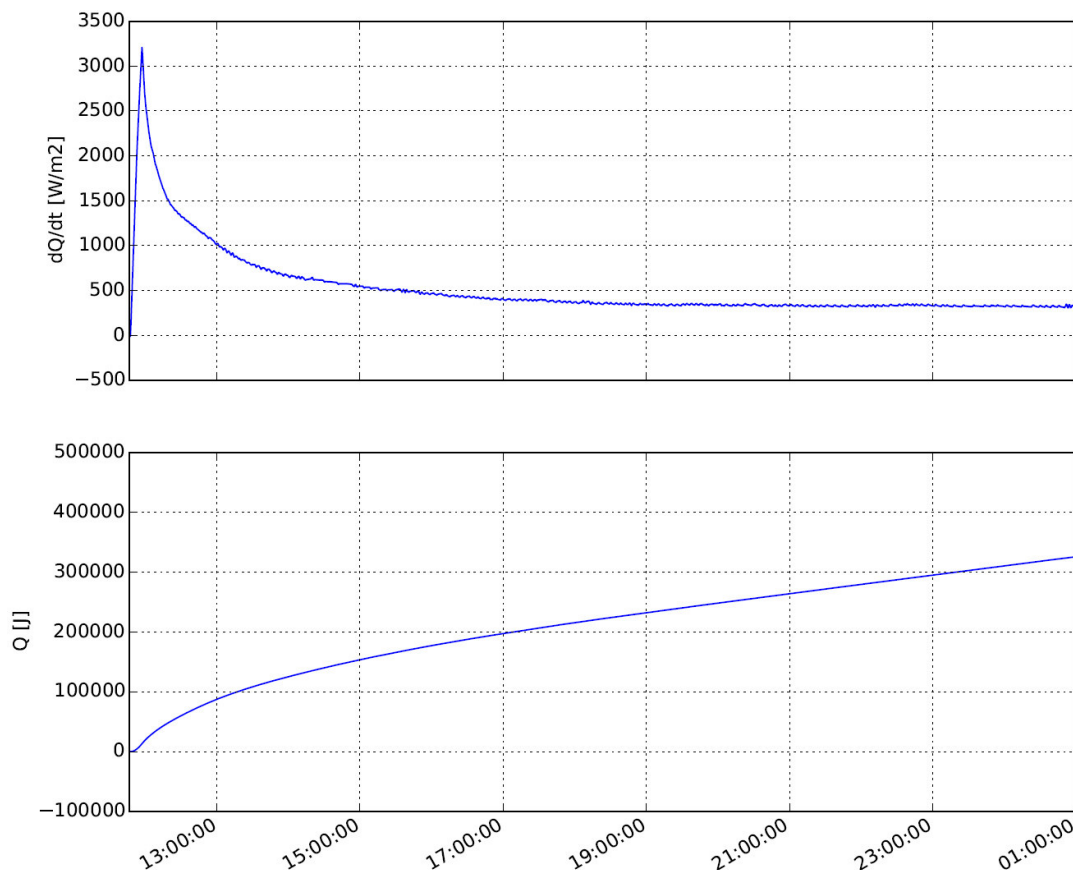


Abbildung 4.2: Wärmestrommessung und aufsummierte Energie beim Aufschmelzvorgang im Temperaturbereich  $20\text{-}150^\circ\text{C}$ .

In Abbildung 4.3 ist der gemessene Wärmestrom und die aufsummierte Energie beim Erstarren dargestellt. Die Temperatur der Heizplatte senkte sich nur langsam, da kein aktiver Kühlkörper vorhanden war sondern es ausschließlich durch die geringere Umgebungstemperatur zur Wärmeab-

<sup>2</sup><http://www.ahlborn.com/>

gabe kam. Es konnte daher kein Verhalten wie bei einem Lamellen- oder Rohrbündelwärmetauscher mit Wärmeträgerfluid erwartet werden. Der Knick bei etwa 15:00Uhr trat bei allen Entladungsmessreihen auf, die Ursache konnte jedoch nicht gefunden werden.

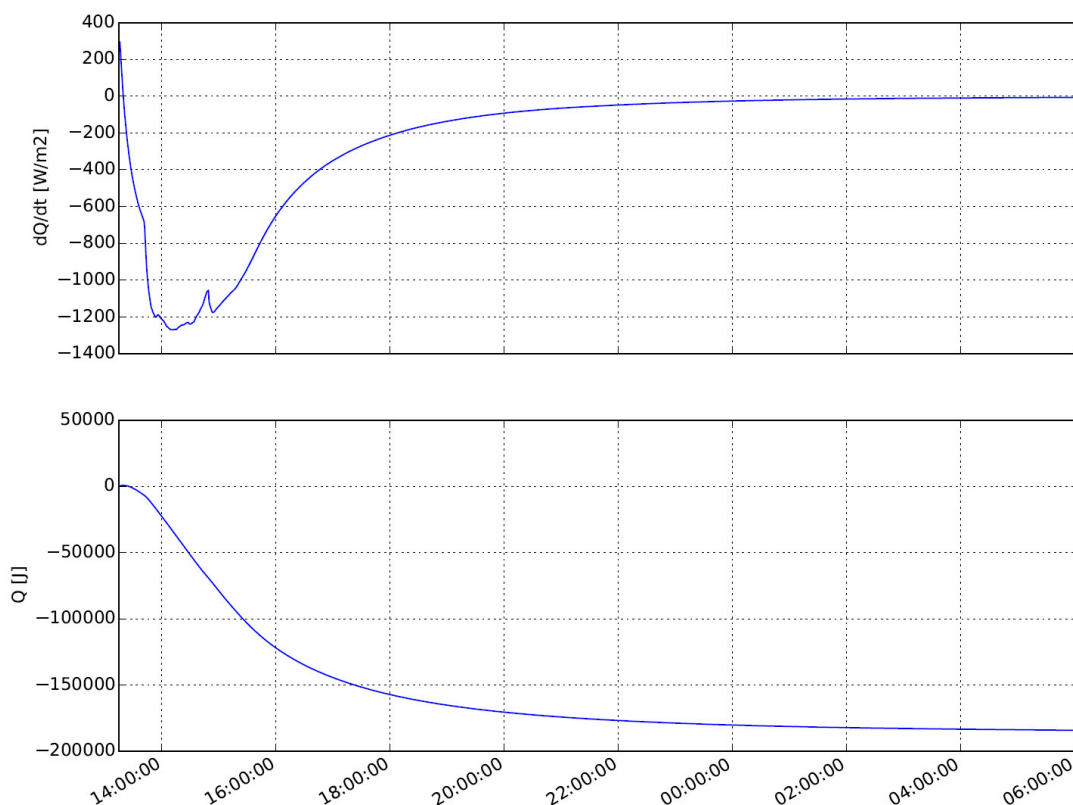


Abbildung 4.3: Wärmestrommessung und aufsummierte Energie beim Erstarrungsvorgang im Temperaturbereich 150-20°C.

Die theoretisch gespeicherte Energie im PCM setzt sich aus latenter und sensibler Wärme des PCMs sowie sensibler Wärme des Aluminiums zusammen:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{ges}} &= Q_{\text{PCM}} + Q_{\text{Al}} \\
 &= m_{\text{PCM}}(\Delta h_{\text{PCM}} + c_p \Delta T) + m_{\text{Al}} c_p \Delta T \\
 &\approx 0,370 \text{kg} \left( 200 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} 130 \text{K} \right) + 0,045 \text{kg} \left( 0,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} 130 \text{K} \right) \\
 &\approx 170 \text{kJ} + 5 \text{kJ} = 175 \text{kJ}
 \end{aligned}$$

Eine quantitative Überprüfung der Messwerte war schwierig, da hierfür die temperaturabhängigen Wärmeverluste bekannt sein müssten. Man sieht in Abbildung 4.2, dass zum vollständigen Beladen des Speichers ca. 12h Zeit und 250-350kJ Energie notwendig waren. Bei 150°C ergab sich eine Verlustleistung von ca. 300W/m<sup>2</sup>.

Der Entladevorgang nahm etwa 10h in Anspruch. Die aufsummierte Energiemenge von 180kJ entspricht ziemlich genau der theoretischen Energiemenge im Speicher. Da die durchschnittliche Temperatur des Speichers geringer als beim Beladen war, waren hier auch geringere Wärmeverluste zu erwarten.

Durch Verwendung der größeren Sensoren ergab sich jedoch ein weiteres Problem. Durch Einbringen eines hohen Wärmeleitwiderstands über die gesamte Kontaktfläche, wurde der Wärmestrom in das Speichermaterial künstlich verringert. Dadurch war es einerseits schwierig, größere Mengen an PCM aufzuschmelzen. Zudem konnte in diesem Fall der Nutzen von Maßnahmen zu Erhöhung der Wärmeleitung nicht mehr akkurat überprüft werden (vgl. Kapitel 2.6.5).

Prinzipiell konnte im Vorversuch das Entladeverhalten des PCMs untersucht und dessen Materialeigenschaften grob abgeschätzt werden. Das Vorhaben, Wärmestrommessungen im Speicher durchzuführen, wurde jedoch aufgegeben. Ein für diese Arbeit sinnvolles Anwendungsgebiet für Wärmestrommessungen, blieb die Überprüfung der Isolierungsqualität bzw. der Wärmeverluste.

# Kapitel 5

## Versuchsaufbau

### 5.1 Versuchsaufbau

Bevor im Detail auf die einzelnen Komponenten der Laboranlage eingegangen wird, soll zunächst der gesamte Versuch dargestellt werden. In Abbildung 5.1 ist der hydraulische Schaltplan skizziert. Grundsätzlich gibt es einen Thermoöl-Kreislauf, an den auch der Speicher (als Wärmequelle oder -senke dargestellt) angeschlossen ist und einen Kühlkreislauf. Mithilfe eines Temperiergeräts wird die gewünschte Eingangstemperatur vorgeben und der Speicher kann be- oder entladen werden. Wird das Öl beim Speicherdurchlauf abgekühlt (Beladen), stellt das Temperiergerät mithilfe von Heizstäben wieder die Ausgangstemperatur ein. Wird das Öl aufgewärmt (Entladen des Speichers), wird die zugeführte Wärme durch einen Wärmetauscher an den Kühlkreislauf abgeführt. Während des Betriebs wird nun über die eingebrachte und abgegebene Leistung gemäß Gleichung (2.1) bilanziert. Hierzu erfolgt im Ölkreislauf eine kontinuierliche Messung der Vorlauf- und Rücklauf-temperatur sowie des Massenstroms.

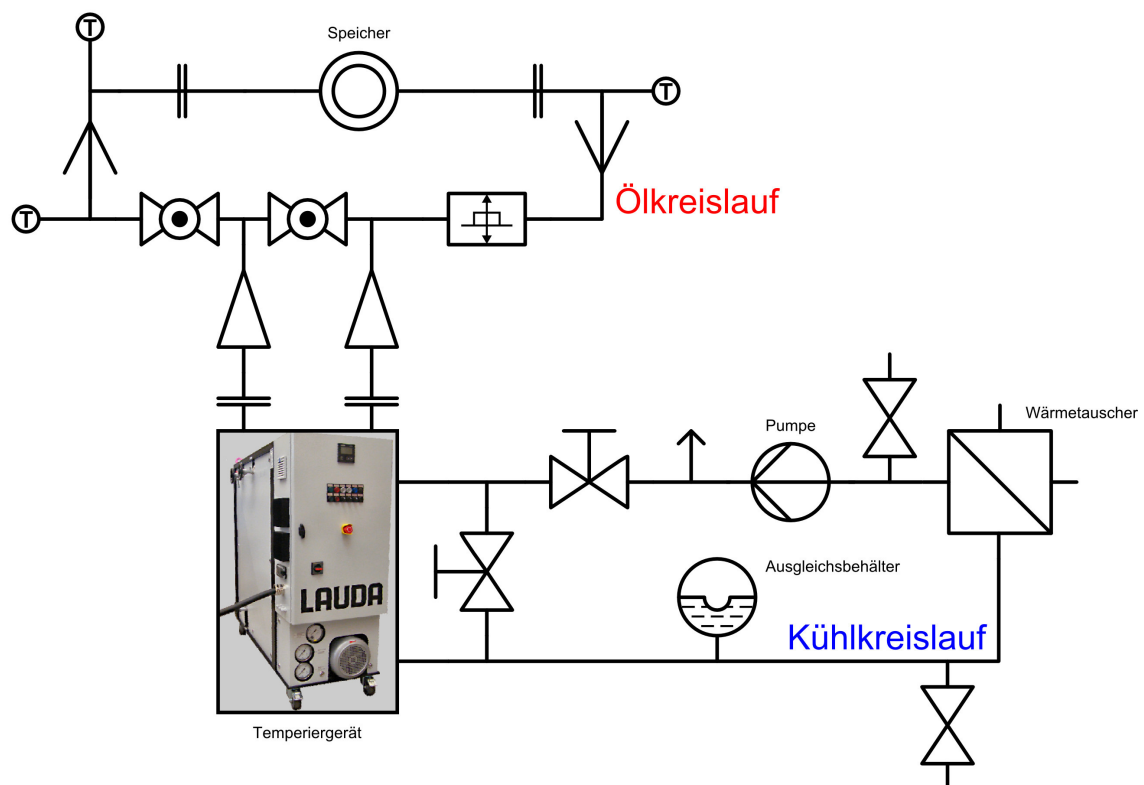


Abbildung 5.1: Schaltplan des Versuchsaufbaus.



## 5.2 Wärmetauscher

### 5.2.1 Entwürfe

Auf Basis der in Kapitel 2 vorgestellten Ergebnisse und Erkenntnisse, wurden die für sinnvoll erachtete Speicherkonzepte ausgearbeitet. Die Entwürfe hierzu wurden in *SolidWorks*<sup>1</sup>, einer kommerziellen 3D-CAD Umgebung des Softwareunternehmens Dassault Systèmes SolidWorks Corp., angefertigt. Das Programm erlaubt es, dreidimensionale Modelle anzufertigen und diese komfortabel in technische Zeichnungen zu überführen. In Abbildung 5.2 ist die Programmoberfläche von *SolidWorks* mit dem Ausgangsentwurf für Prototyp Nr.1 dargestellt

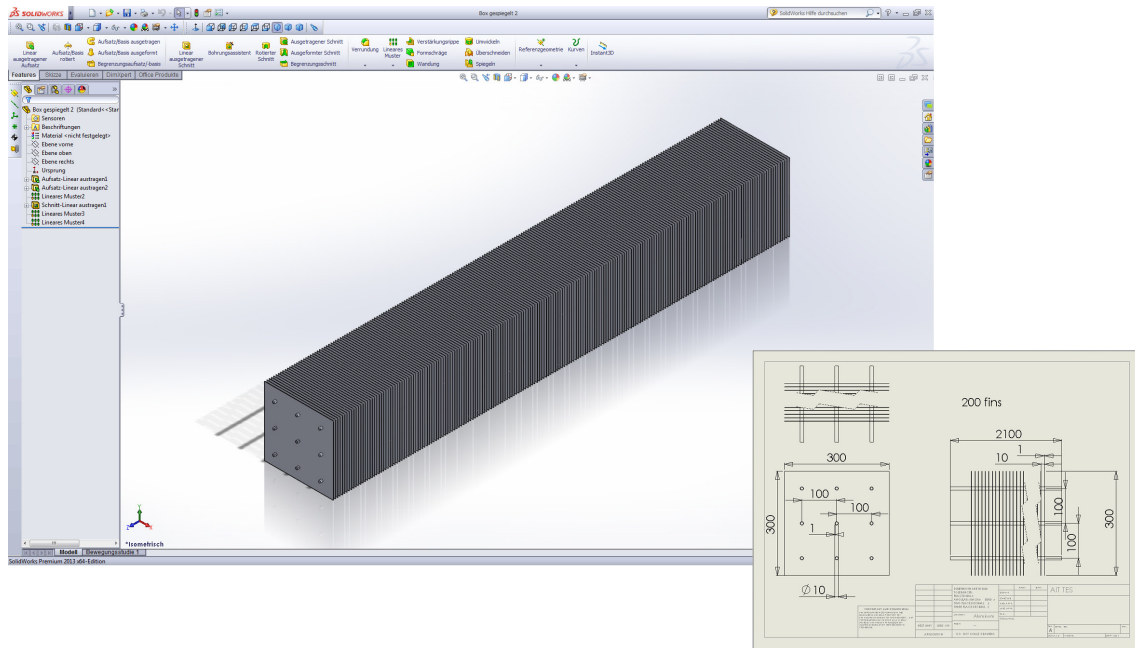


Abbildung 5.2: Erstentwurf des Wärmetauschers ohne Behälter und Peripherie in *SolidWorks*.

Ähnlich dem in Kapitel 2.6.5 vorgestellten Speicher, sollten die Rohre am Ein- und Austritt jeweils mit einem Sammler verbunden werden, der den Wärmetauscher mit der Peripherie verbindet. Ein umgebender Behälter sollte das Speichermaterial fassen. Füße sorgten dafür, dass der Speicher steht und erlaubten eine leichte Anbringung des Isoliermaterials. Seitlich angebrachte Sichtfenster sollten die Möglichkeit geben, das Schmelzverhalten im Betrieb beobachten zu können.

Es wurde schnell entschieden, dass der Speicher horizontal aufgestellt werden sollte. Wie von Johansson [24] gezeigt, kann eine vertikale Aufstellung die konvektiven Eigenschaften verbessern und bietet Vorteile bei der Verwendung von Rippen in Längsrichtung (vgl. auch [38]). Aufgrund der hohen Viskosität des Speichermaterials sowie der Verwendung von Querrippen, spielte dies jedoch keine Rolle in dieser Arbeit. Auf der anderen Seite würde ein vertikal aufgestellter Speicher dieser Größe nicht nur die Handhabung erschweren, sondern auch ein mögliches Sicherheitsrisiko durch auslaufendes geschmolzenes PCM darstellen.

### 5.2.2 Bestellung

Mehrere Anlagenbauer wurden kontaktiert und hinsichtlich der technischen Durchführbarkeit unserer Anforderungen sowie des Preises eines möglichen Prototypen befragt. Insgesamt zeigte sich, dass viele Hersteller nicht über die geeigneten Möglichkeiten verfügten, die Konzepte gemäß Zeichnung umzusetzen. Da andere Geometrien als in herkömmlichen Anwendungsfällen, wie z.B. bei Luftwärmetauschern, benötigt wurden, konnte nicht auf bestehende Bauteile zurückgegriffen werden. Außerdem war die Anbringung der vielen Lamellen bei Gewährleistung eines guten thermischen Kontakts technisch schwer durchführbar. Dies hat mehrere Gründe: In den meisten herkömmlichen Anwendungsfällen von Lamellenwärmetauschern treten deutlich geringere Temperaturen auf als bei Speicheranwendungen. Des Weiteren sind der Wärmetauscher im Betriebsfall typischerweise von einem flüssigen oder gasförmigen Medium umgeben. Im Fall von Latentwärmespeichern nimmt das Speichermaterial jedoch abwechselnd den festen und flüssigen Aggregatzustand an. Infolge dieses

<sup>1</sup> <http://www.solidworks.com/>

Phasenübergang kommt es zu einer Änderung des Volumens (vgl. Kapitel 3.2.2) wodurch Kräfte auf den Speicher wirken. Insbesondere die Verbindungen zwischen Rohr und Lamelle könnten solchen mechanischen Belastungen eventuell nicht standhalten. Wie die Simulation in Kapitel 2.6.5 gezeigt hat, könnte dies die Leistung des Speichers stark negativ beeinflussen. Schlussendlich wurde ein Wärmetauscher mit der Spezifikation des Prototyps Nr.1 aus Tabelle 2.2 bei der Firma GEA<sup>2</sup> bestellt. Eine CAD-Zeichnung ist in Abbildung 5.3 zu sehen.

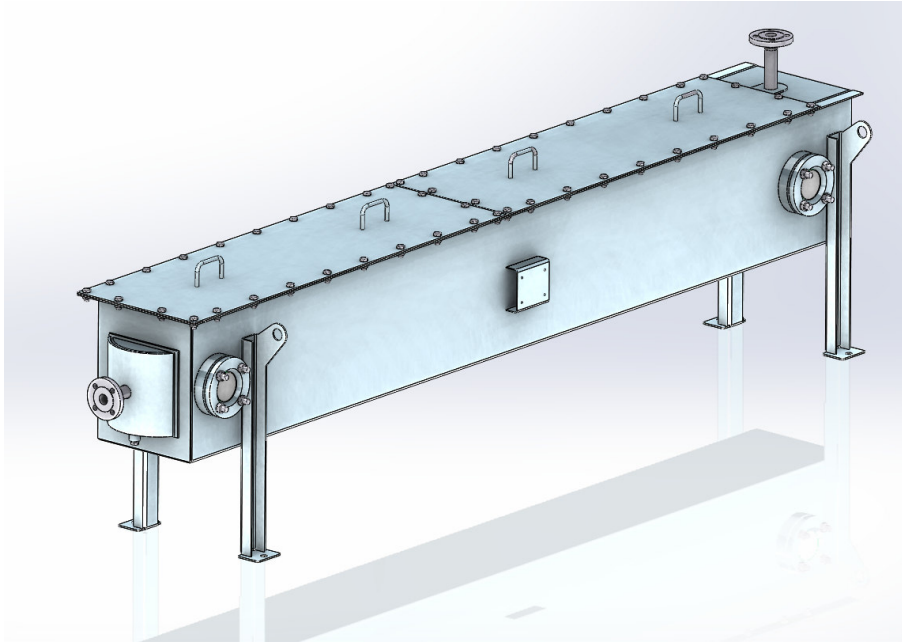


Abbildung 5.3: CAD-Zeichnung des Speicherentwurfs der Firma GEA.

Das ursprüngliche Speicherdesign konnte jedoch nicht gebaut werden. Schließlich konnte GEA mithilfe eines neuen Zulieferers die Lieferung eines Speichers mit identen Außenabmessungen aber abweichender Rohr- und Lamellenkonfiguration zusichern. Die Abmessungen entsprechen denen von Prototyp Nr.2, die Lamellen haben jedoch eine leicht gewellte Form, wie in Abbildung 5.4 ersichtlich.

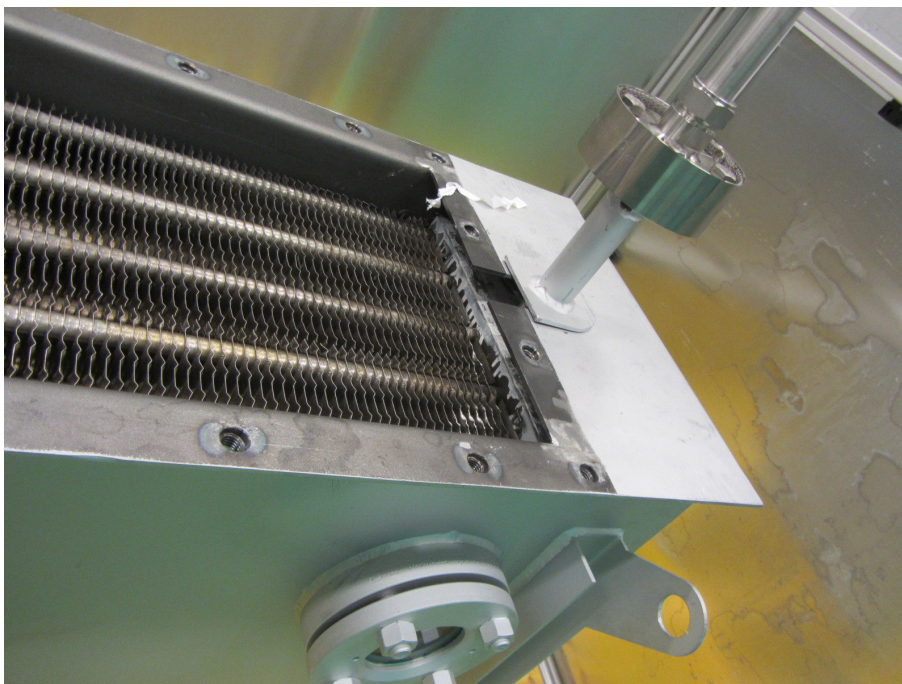


Abbildung 5.4: Geöffneter Speicher mit eingebautem Lamellenwärmetauscher.

<sup>2</sup><http://www.gea-heatexchangers.com/at>

## 5.3 Auswertungselektronik

Für die Aufzeichnung aller Messsignale wurde ein Datenlogger des Typs Agilent<sup>3</sup> 34972A LXI eingesetzt, welcher über LAN mit einem Messrechner verbunden wurde. Sämtliche Messköpfe (Widerstandsthermometer, Thermoelemente, Wärmeflussplatten und Durchflussmessgerät) wurden an die Messkarten angeschlossen und konnten dadurch direkt am PC ausgelesen werden. Die Inbetriebnahme des Messvorgangs sowie die Datenaufzeichnung erfolgte mit einem Python-Programm, welches auch die Parameter für die Kalibrierung der Messköpfe enthielt. Die generierten Daten konnten anschließend mit *gnuplot* ausgelesen werden.

Das LAUDA-Temperiergerät wurde ebenfalls an den PC angeschlossen. Dadurch war es möglich, Solltemperatur und Regelparameter extern vorzugeben. Außerdem hätten so gewünschte Temperaturprofile programmiert werden können, was jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr versucht wurde.

## 5.4 Temperaturmessung

### 5.4.1 Messungen im Thermalöl

Um die vom Speicher aufgenommene oder abgegebene Leistung zu bestimmen, musste unter anderem die Temperaturänderung der Wärmeträgerflüssigkeit bestimmt werden (vgl. Gleichung (2.1)). Hierzu war eine Messung der Vor- und Rücklauftemperatur erforderlich. Grundsätzlich sind präzise Temperaturmessungen an bewegten flüssigen Medien technisch äußerst schwierig zu realisieren, weshalb die verwendeten Bauteile sorgfältig ausgesucht werden müssen.

Nach Beratung durch den Hersteller wurde auf 1/10DIN Pt-100-Widerstandsthermometer der Firma OMEGA<sup>4</sup> zurückgegriffen. Widerstandsthermometer sind mechanisch empfindlicher, langsamer und teurer sowie im Temperaturbereich limitierter als die häufig verwendeten Thermoelemente, erlauben jedoch eine präzisere Messung. Da eine schnelle Reaktionszeit für die Speichervermessung sekundär ist und die auftretenden Temperaturen weit unterhalb der zulässigen 400°C liegen, waren die Nachteile dieses Messtyps wenig relevant. Um einen Fehlereinfluss durch die Impedanz der Kabel zu verhindern, wurden die Thermometer außerdem in sogenannter 4-Leiter Ausführung bestellt. Eine Überprüfung der Kalibrierung der Thermometer erfolgte mithilfe eines Jofra PTC-155 der Firma Amatek<sup>5</sup>.

Eine große Bedeutung kommt der Art der Montage des Messfühlers zu. Oftmals werden Tauchhülsen verwendet, bei denen der Messkopf von außen in einen Hohlkörper eingeführt wird. Mithilfe von Wärmeleitpaste soll ein guter thermischer Kontakt hergestellt werden. Trotzdem kommt es bei dieser Methode oft zu einem verzögerten Messsignal und leicht verfälschten Werten, da die momentane Temperatur der Flüssigkeit nicht zwangsläufig mit der am Messkopf hinter der Tauchhülse identisch ist. Daher wurde in diesem Fall eine direkte Messung bevorzugt, bei welcher der Messkopf direkt in Kontakt mit dem Fluid ist. Da die Messung an der Spitze des Messkopfes erfolgt, sollte der Flüssigkeitsstrom idealerweise frontal auf den Thermometer treffen. Andernfalls können Gewinde und der inaktive Teil der Messspitze beim Anströmen als Kühlkörper wirken. Zuletzt sollte die Messung auch in keiner Flüssigkeitstasche erfolgen, in der das Medium ruht oder sich deutlich langsamer bewegt.

Um die aufgezählten Anforderungen zu erfüllen, wurden die Thermometer mittels Gewindestück in ein T-Stück eingeschraubt (vgl. Abbildung 5.5).

Eine Vergleich verschiedener Thermometertypen sowie eine ausführliche Diskussion möglicher Fehlerquellen und Lösungsstrategien kann in [37] gefunden werden.

### 5.4.2 Messungen im PCM

Um die Temperaturverteilung im Wärmetauscher messen zu können, sollten an mehreren Stellen Thermometer im Speichermaterial angeordnet werden. Aufgrund ihrer Robustheit und kleinen Abmessungen sowie ihres geringen Preises, wurden hierfür Thermoelemente verwendet.

Insgesamt wurden in vier Ebenen bei  $x=100\text{mm}$ ,  $865\text{mm}$ ,  $1632\text{mm}$  und  $2398\text{mm}$  jeweils fünf Messköpfe verbaut. Die Befestigung erfolgte mittels Hochtemperatur-Silikon, die Anordnung kann Abbildung 5.6 entnommen werden.

---

<sup>3</sup><http://www.agilent.com>

<sup>4</sup><http://www.omega.de/>

<sup>5</sup><http://www.ametek.com/>



Abbildung 5.5: Widerstandsthermometer, Gewintheadapter, T-Stück mit Innengewinden und Klemmverbindungen.

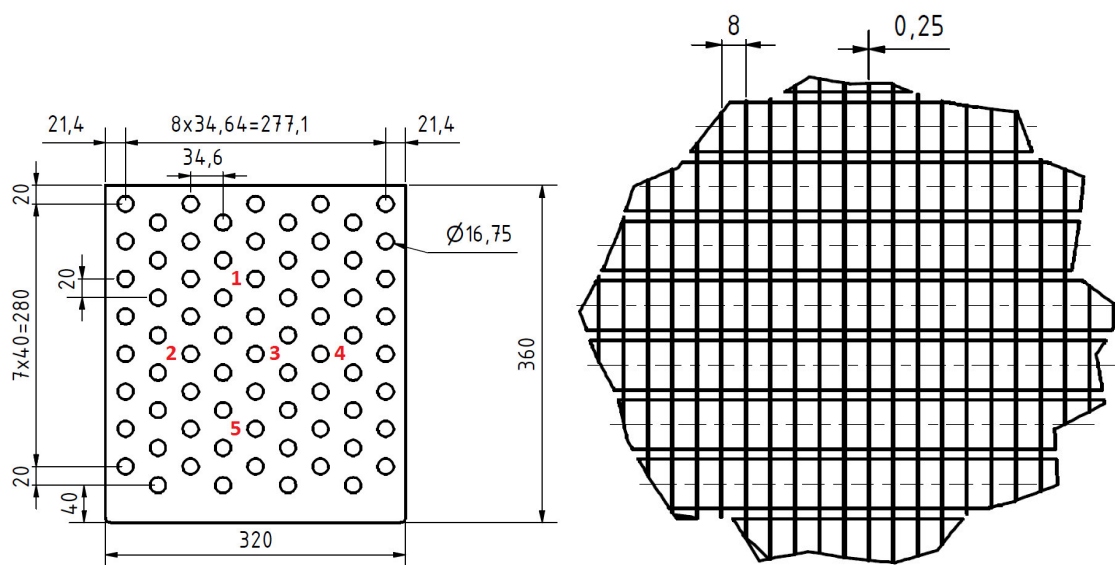


Abbildung 5.6: Abmessungen der Lamellen und Rohre bei Prototyp Nr.2. Die roten Zahlen markieren die Positionen eingebauter Thermoelemente.

## 5.5 Durchflussmessung

Um die vom Speicher aufgenommene oder abgegebene Energie zu bestimmen, ist neben Kenntnis der Temperaturänderung des Wärmeübertragers auch dessen Massenstrom zu bestimmen. Prinzipiell gibt es verschiedene Möglichkeiten einen Massen- oder Volumenstrom zu bestimmen. In dieser Arbeit wurde das Ultraschall-Durchflussmessgerät FLUXUS F601 mit CDQ1EZ7 Hochtemperatur-Messköpfen der Firma Flexim<sup>6</sup> eingesetzt.

Bei diesem Gerät kommt das sogenannte Laufzeitverfahren zum Einsatz: Zwei Messköpfe, die als Sender und Empfänger zugleich fungieren, werden außen am Rohr angebracht. Die Sensoren senden jeweils Schallwellen aus, die ein oder mehrmals an der Rohrwand reflektiert werden und schließlich auf den andere Sensor treffen. Wenn sich das Medium, in dem sich die Signale ausbreiten, fließt, ist die Laufzeit in Flussrichtung kürzer als entgegen der Flussrichtung. Aus dieser Zeitdifferenz kann mit Kenntnis einiger anderer Rohr- und Flüssigkeitsparameter die Strömungsgeschwindigkeit und daraus schließlich der Massenfluss berechnet werden. Die Auswertung wird jeweils von integrierten Mikroprozessoren durchgeführt. Dichte, Viskosität und Schallgeschwindigkeit des Thermalöls in Abhängigkeit der Medientemperatur wurden hierzu mittels der Herstellersoftware *fluxkoeff* auf das Gerät übertragen.

Die akustische Durchflussmessung bietet eine Reihe an Vorteilen gegenüber alternativen Mess-

<sup>6</sup><http://www.flexim.com>



Abbildung 5.7: Ultraschall-Durchflussmessgerät FLEXIM F601, Herstellerbild

methoden. Es muss nicht in den hydraulischen Kreislauf eingegriffen werden, was einerseits die Montage deutlich vereinfacht. Andererseits kommen Wärmeträgermedium und Messgerät nicht miteinander in Kontakt, was sowohl eine Beeinflussung des Strömungsverhaltens, wie auch eine Beschädigung oder Verunreinigung der Messkörpers verhindert. Nachteilig ist jedoch, dass die erreichbare Genauigkeit unter derer von Coriolis-Messgeräten liegt. Da erwartet wurde, dass die Genauigkeit der Messungen dieser Arbeit vom Fehler der Temperaturmessung dominiert wird und Coriolis-Messgeräte einen höheren Anschaffungspreis haben, wurde dieser Kompromiss als gerechtfertigt angesehen.

Vor dem Einsatz des Messgeräts wurde eine Kalibrierung durchgeführt, dessen detailliertes Ergebnis dem Anhang zu entnehmen ist. Unter günstigen Bedingungen konnte eine Genauigkeit von unter 3% erzielt werden. Eine Nachteil des Geräts ist das Fehlen eines Temperatureingangs. Die momentane Öltemperatur musste daher manuell eingestellt werden, was zu einer geringeren Genauigkeit führte. In Anbetracht des Temperaturbereichs von 50-100°C während einer Messung, empfiehlt sich daher für zukünftige Experimente in jedem Fall ein temperaturgesteuertes Messgerät.

### 5.5.1 Montage

Um ein optimales Messergebnis zu erzielen, ist in erster Linie ein ausgebildetes axialsymmetrisches Strömungsprofil erforderlich. Hydraulische Bauteile wie z.B. Krümmer, Reduzierungen oder Ventile verursachen eine lokale Verzerrungen des Profils. Die Messstelle sollte daher zu beiden Seiten im ausreichendem Abstand zu Störquellen platziert sein. Der Hersteller gibt hierzu im Handbuch [17] Empfehlungen. Dementsprechend wurde der Sensor inmitten der langen Rohrstrecke angebracht.

## 5.6 Hydraulik

### 5.6.1 Aufbau

Damit der Speicher an das Temperiergerät angeschlossen werden konnte, musste ein hydraulischer Kreislauf für das Thermoöl installiert werden. Abbildung 5.8 zeigt einen Hydraulikplan des Aufbaus.

Das Wärmeträgermedium gelangt vom Temperiergerät in den Speicher und wird dort erwärmt oder abgekühlt, je nachdem ob der Speicher Entladen oder Beladen wird. Von dort wird es zurück in das Temperiergerät geleitet, um wieder auf die Ausgangstemperatur geregelt zu werden. Ferner erfolgt die Leistungsbestimmung des Speichers mittels Temperatur- sowie Massenstrommessung innerhalb des Kreislaufes.

Grundsätzlich sollte der Aufbau so kurz und simpel wie möglich gehalten werden, dh. zusätzliche Bögen und Wegstrecken sollten vermieden werden. Dies geschieht einerseits aus Kostengründen und um Montage- und Platzbedarf zu minimieren, andererseits verursacht jeder unnötige Weg zusätzliche Wärmeverluste, die vom Temperiergerät kompensiert werden müssen. Mittels des Programms Druckverlust<sup>7</sup> wurde der zu erwartende Druckverlust im hydraulischen System abgeschätzt. Schließlich wurde auf Präzisionsrohre mit einem Innendurchmesser von 20mm und 2,5mm Wandstärke zurückgegriffen.

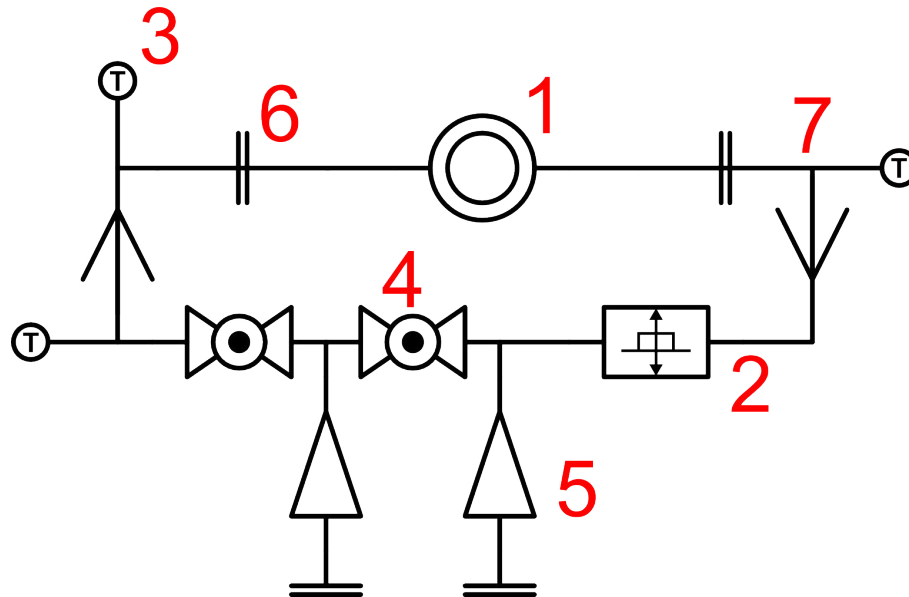


Abbildung 5.8: Skizze des hydraulischen Aufbaus:

- 1 Wärmespeicher
- 2 Ultraschall-Durchflussmessgeraet
- 3 Widerstandsthermometer
- 4 Kugelhahn
- 5 Reduzierung DN40 auf DN 25
- 6 Flansch
- 7 Klemmverbindung

Vor- und Rücklauf waren einerseits über den Speicher verbunden, andererseits über einen direkten Bypass. Der Bypass wurde aus mehreren Gründen eingebaut: Einerseits kann so der Durchfluss im Hauptkreislauf zusätzlich eingestellt werden. Andererseits kann ein Teil des Rohrsystems auf Betriebstemperatur gebracht werden und sich das Temperiergerät einpendeln, bevor die Messung gestartet wird. Um den Wärmeaustausch über den Bypass vollständig zu verhindern, wäre ein Rückschlagventil nötig. Da jedoch nur eine geringe Vermischung mit wenig Einfluss auf den Hauptkreislauf zu erwarten ist, wie Urschitz et al. [38] beobachten konnte, waren die zusätzlichen Kosten nicht gerechtfertigt.

Die Strömungsrichtung wurde jeweils mithilfe von zwei Kugelhähnen eingestellt, die sich stufenlos regeln lassen. Zum Betrieb des Bypass- und Hauptkreislaufs wäre auch alternativ ein einzelnes 3-Wege-Ventil denkbar. Konstruktionsbedingt sind solche Ventile für den in dieser Arbeit relevanten Temperaturbereich jedoch um ein Vielfaches teurer als 2-Wege Ventile, lassen sich nur selten stufenlos verstellen und es war bei allen kontaktierten Anbietern mit sehr langen Lieferzeiten zu rechnen.

Zur Verbindung hydraulischer Bauteile gibt es verschiedene Methoden. In dieser Arbeit erfolgte der Zusammenbau der Komponenten größtenteils mittels Klemmverbindungen (vgl. Abbildung 5.9). Diese haben den Vorteil, dass sie schnell und ohne besonderes Werkzeug montiert und gelöst werden können und trotzdem eine sehr gute Dichtigkeit bieten. Es muss darauf geachtet werden,

<sup>7</sup><http://www.druckverlust.de/>



dass Rohrabmessungen und -härte auf die Spezifikationen der Verbindungsstücke abgestimmt sind. Wärmetauscher und Reduzierung verfügten hingegen über DN40 und DN25 Flanschverbindungen mit Graphitdichtungen. Sicherheitshalber wurden Spritzschutze angebracht. Zur Anbringung der Thermometer an den dafür vorgesehenen T-Stücken wurden Schraubgewinde eingesetzt. Die Abdichtung erfolgte in diesem Fall mittels PTFE-Gewindedichtfaden.

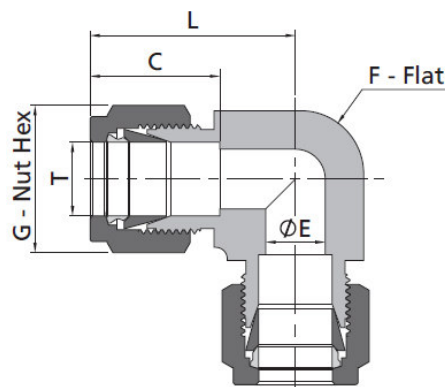


Abbildung 5.9: Querschnitt eines 90° Bogens mit Klemmverbindungen [20].

Um eine flexible Verbindung zwischen hydraulischem Aufbau und Temperiergerät zu realisieren, wurden mit Glasseide verkleidete Wellrohre der Firma rala<sup>8</sup> eingesetzt. Die beiden Reduzierstücke zur Verbindung von Wellrohr und Verschaltung wurden von der Firma technometall<sup>9</sup> gefertigt. Alle anderen hydraulischen Verbindungsstücke wurden von der Firma SISON<sup>10</sup> bezogen. Es wurde auf nahtlose 1.4404 Edelstahlrohre der Firma Rohr-Mertl<sup>11</sup> zurückgegriffen. Mithilfe von Hochtemperatur-Rohrschellen konnte der hydraulische Aufbau am Aluminiumgerüst befestigt werden. Die Schellen wurden mittels Gewindestangen in Nutensteinen am Gerüst fixiert.

### 5.6.2 Messgeräte

Insgesamt erfolgte an drei Stellen eine Bestimmung der Temperatur des Wärmeträgermediums: Um die durch den Speicher zu- oder abgeführten Leistung bestimmen zu können, ist die Änderung der Temperatur des Thermoöls zu messen. Um eine Verfälschung der Ergebnisse durch Verluste zu minimieren, sollten diese Messungen möglichst nah vor und hinter dem Speicher erfolgen. Zudem wurde eine dritte Messung zum Regeln der Eintrittstemperatur benötigt. Auf dem Weg vom Verlassen des Temperiergeräts zum Eintritt in den Speicher treten thermischen Verluste auf. Damit eine möglichst genaue Eintrittstemperatur vorgegeben werden konnte, benötigte das Temperiergerät die momentane Temperatur des Wärmeträgers vor dem Speicher. Eigentlich wurde dieser Wert bereits, wie oben beschrieben, für die Leistungsbestimmung gemessen. Das Signal der Widerstandsthermometer konnte aber nicht an zwei Geräte gleichzeitig weitergegeben werden kann, was eine separate Messung notwendig machte.

Wie bereits in Kapitel 5.5 erwähnt, stellt das Ultraschall-Durchflussmessgerät bestimmte Anforderungen hinsichtlich der Montageposition. Um eine möglichst lange gerade Rohrstrecke zur Verfügung zu haben, wurden die Anschlüsse und Kugelhähne nicht mittig sondern nahe dem Speichereintritt positioniert.

## 5.7 Kühlkreislauf

Wurde der Wärmeträgerflüssigkeit im Speicher Wärme zugeführt, musste diese wieder im Temperiergerät abgeführt werden. Nur so konnte eine konstante Eintrittstemperatur am Speicher gewährleistet werden.

Hierzu wurde das Temperiergerät an einen externen Kühlkreislauf angeschlossen. Das Temperiergerät verfügt über einen AlfaNova 27-70L Wärmetauscher der Firma Alfa Laval. Im Labor am

<sup>8</sup> <https://www.rala.de/>

<sup>9</sup> <http://www.technometall.at/>

<sup>10</sup> <http://sison.at/>

<sup>11</sup> <http://www.mertl.com/>

AIT, in dem das Experiment durchgeführt wurde, befand sich ein Plattenwärmeübertrager, welcher vom hauseigenen Kühlsystem gespeist wurde. Abbildung 5.10 ist eine Skizze der Verschaltung zu entnehmen.

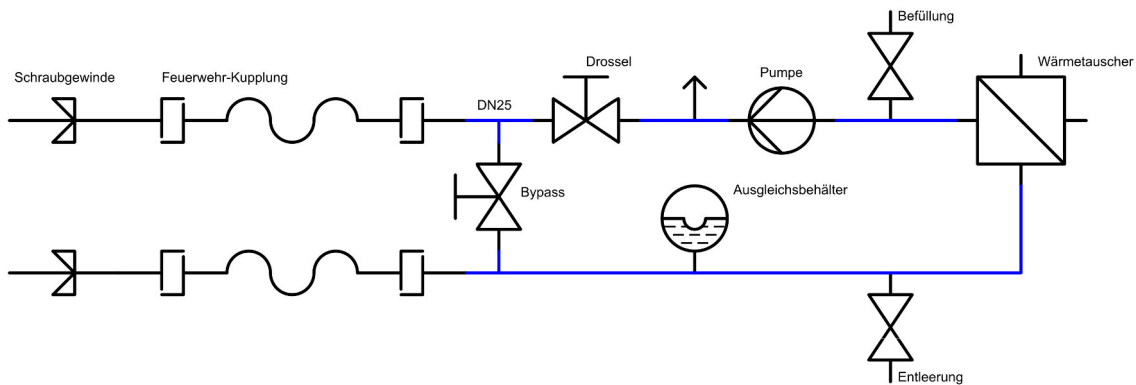


Abbildung 5.10: Kühlkreislauf.

Als Kühlmedium kam ein 40% Glykol-Wasser Gemisch zum Einsatz. Die Temperatur am Plattenwärmeübertrager betrug  $-10^{\circ}\text{C}$  Grad. Durch den niedrigen Gefrierpunkt des Glykol-Wasser Gemischs von  $-20^{\circ}\text{C}$  bestand in keinem Fall eine Gefahr der Vereisung.

Mittels einer VeroLine-IPL 40/150-3/2 Pumpe der Firma Wilo<sup>12</sup> wurde die Kühlsole zwischen den beiden Wärmetauschern im Kreis gepumpt. Mithilfe der Programms Druckverlust konnte die Anlagenkennlinie und damit die benötigte Förderhöhe der Pumpe abgeschätzt werden. Eine umfangreiche Anleitung zur Auswahl und Dimensionierung von Pumpen kann dem Handbuch der Firma Grundfos [18] entnommen werden.

Eine Drossel sowie ein Bypass erlaubten eine Veränderung der Anlagenkennlinie und somit eine Einstellung des Volumenstroms. Um die gewünschte Durchflussmenge noch genauer einstellen zu können, wurde zusätzlich eine Drehzahlregelung installiert. Hierzu wurde der Frequenzumrichter VDi400-3Pro-IP66 der Firma Peter electronic<sup>13</sup> verwendet (vgl. Abbildung 5.11).



Abbildung 5.11: Frequenzumrichter VDi400-3Pro-IP66, Herstellerbild.

## 5.8 Gestell

Um die einzelnen Komponenten des Versuchsaufbaus sowie das Isoliermaterial befestigen zu können, wurde der Versuchsaufbau in ein eigens entworfenes Aluminiumgerüst integriert. Ferner erlaubte ein solches Gestell die Anbringung von Rollen, sodass der Aufbau bei Bedarf bewegt werden konnte, ohne in Einzelteile zerlegt werden zu müssen. Die Bosch-Rexroth AG<sup>14</sup> bietet für solche Anwendungszwecke ein umfangreiches Sortiment an Bauteilen zur Linear- und Montagetechnik an. Der Hersteller bietet den Großteil der Bauteile als CAD-Modelle auf seiner website an. Diese wurden mithilfe von *SolidWorks* bearbeitet und zusammengestellt. Aufgrund des Baukastensystems konnten die Dimensionen des Gestells genau auf Größe und Form von Speichers und Hydraulik abgestimmt werden. Hierbei musste darauf geachtet werden, dass die maximale Belastung der verwendeten Bauteile nicht überschritten wird. Die erforderlichen technischen Daten wurden dem

<sup>12</sup> <http://www.wilo.at/>

<sup>13</sup> <http://www.peter-electronic.com/>

<sup>14</sup> <http://www.boschrexroth.com/>



Hersteller Katalog [4] entnommen. Als Bodenplatte wurden Schalungsplatten der Firma Rosa-Moser<sup>15</sup> eingesetzt. In den Abbildungen 5.12 und 5.13 sind CAD-Zeichnung des Versuchsaufbaus dargestellt. Bezogen wurden die Bauteile vom lokalen Bosch-Rexroth Vertriebspartner Heinrich Reiter GmbH<sup>16</sup>, welche auch das Zuschneiden der Strebenprofile übernahm.

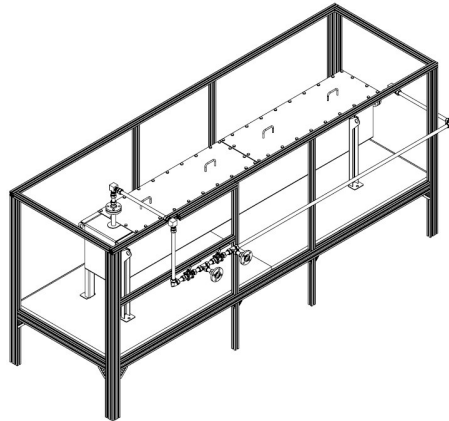


Abbildung 5.12: Gestell und Speicher, isometrische Ansicht.

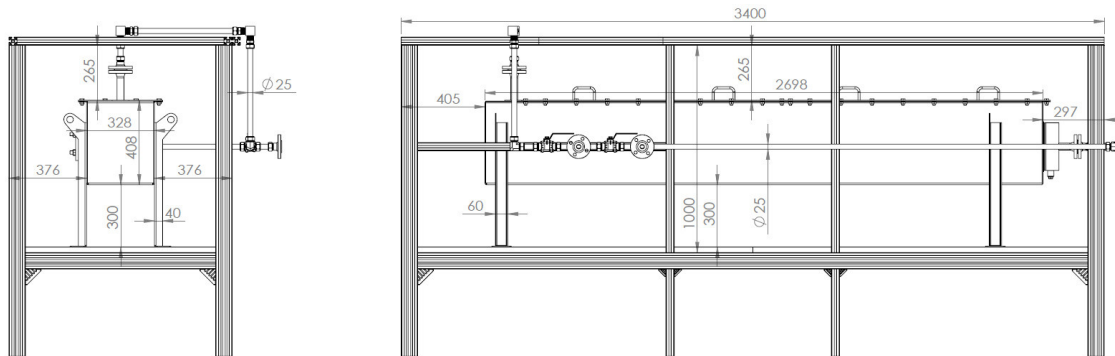


Abbildung 5.13: Gestell und Speicher mit Abmessungen, frontale und seitliche Ansicht.

## 5.9 Verkleidung

Um das Isolationsmaterial zu befestigen und für äußeren Einflüssen zu schützen, wurde das den Speicher umschließende Gestell seitlich verkleidet. Für die Flächen vor den Sichtfenstern wurden Plexiglasscheiben eingesetzt. Für alle anderen Flächen wurde auf Aluminium Bleche zurückgegriffen. Die Zuschnitte wurden von der Firma Pega-Cut<sup>17</sup> mittels Wasserstrahlschneiden durchgeführt. Sämtliche Verkleidungen wurden mit Variofix-Blöcken des Bosch-Rexroth Systems befestigt. Diese bieten zwar nicht die Festigkeit anderer Lösungen und lassen einen kleinen Spalt zwischen Platte und Strebenprofil, dies war aber in Rahmen dieser Arbeit nicht von Relevanz. Im Gegenzug bot diese Lösung eine Reihe an Vorteilen: So können Abdeckplatten einer Dicke von bis zu 13mm ohne Bohrung befestigt werden und lassen sich später schnell und komfortabel wieder auswechseln. Des Weiteren ist eine Anbringung auch bei der Verwendung von Winkeln problemlos möglich.

## 5.10 Isolierung

Für Berechnungen der Wärmeverluste und der nötigen Isolierung, konnte grob auf die in Kapitel 2.3.1 vorgestellten Gesetzmäßigkeiten zurückgegriffen werden. Die Temperaturdifferenz zwischen Speicher und Umgebung, dessen Abmessung und die Wärmeleitfähigkeit des Isoliermaterials waren ungefähr bekannt. Als Ziel wurde ein Energieverlust von unter 1% der Speicherkapazität gesetzt. Im

<sup>15</sup> <http://www.rosa-moser.at/>

<sup>16</sup> <http://www.hreiter.at/>

<sup>17</sup> <http://www.pegacut.at/>

Sinne einer oberen Abschätzung wurde ein statischer Zustand bei maximaler Speichertemperatur angenommen. Die erforderliche Dicke an Isoliermaterial bei der Betriebsdauer  $\Delta t$  folgt dann aus der Wärmeleitungsgleichung:

$$\delta = \frac{\lambda A \Delta T \Delta t}{Q} \quad (5.1)$$

Je nachdem, welche Werte für die Parameter eingesetzt wurden, ergab sich eine Dicke von etwa 20-30cm. Hierbei war besonders zu beachten, dass das Isoliermaterial fest auf dem Speicher aufliegt. Andernfalls kann es zu einer durch den Kamineffekt verstärkten Konvektion kommen, was zu enormen zusätzlichen Wärmeverlusten führen kann. Außerdem stellten die Füße des Speichers sowie die hydraulischen Anschlüsse zwangsläufig Wärmebrücken dar. Eine noch dickere Isolierung hätte daher ab einem gewissen Punkt kaum zusätzlichen Nutzen gebracht. Als Isolationsmaterial wurde auf Klemmrollen aus Steinwolle der Firma Rockwool<sup>18</sup> zurückgegriffen. Das Material widersteht dauerhaft Temperaturen von bis zu 250°C und hat einen Schmelzpunkt von über 1000°C, was weit über den im Experiment auftretenden Temperaturen liegt. Für die Isolierung der Zuleitungen wurden die in Abbildung 5.14 dargestellten alukaschierte Rohrschalen eingesetzt.



Abbildung 5.14: Alukaschierte Rockwool Rohrschalen 22/30, Herstellerbild.

## 5.11 Wärmeträgermedium

Aufgrund der geplanten Betriebstemperaturen von bis zu 200°C, konnte Wasser nicht als Wärmeträgermedium eingesetzt werden. Der Einsatz von Druckwasser oder Dampf hingegen stellt nicht nur deutlich höhere technische Anforderungen, sondern birgt auch ein erhöhtes Sicherheitsrisiko. Als Wärmeüberträgermedium wurde in diesem Experiment daher das Thermoöl Marlotherm SH der Firma SASOL<sup>19</sup> eingesetzt. Mit einer zulässigen Höchsttemperatur von 300°C bestand nur eine geringe Gefahr der Verdampfung oder Entzündung des Öls. Die Viskosität war hinreichend groß, um einen problemlosen Betrieb über den gewünschten Temperaturbereich zu ermöglichen. Hinsichtlich der Verträglichkeit mit anderen Komponenten war eine Kompatibilität mit Metallen, PTFE und Graphit gegeben. Gummi und andere Kunststoffe durften jedoch nicht in Kontakt mit Marlotherm SH kommen. Eine ausführliche Auflistung aller Materialparameter ist dem Datenblatt im Anhang zu entnehmen.

## 5.12 LAUDA-Temperiergerät

Bei dem verwendeten Temperiergerät handelt es sich um das in Abbildung 5.15 dargestellte Modell ITH-350/50kW/DN40 der LAUDA Dr. R. Wobser GmbH & Co. KG<sup>20</sup>. Es verfügt über eine maximale Heiz- sowie Kühlleistung von 50kW. Eine drehzahlgeregelte 4,0kW Förderpumpe liefert einen Durchsatz von 10m<sup>3</sup>/h bei einer Förderhöhe von 30m. Die detaillierten Gerätespezifikationen sind dem Datenblatt des Herstellers zu entnehmen.

Das Temperiergerät wurde durch zwei angeflanschte Wellrohre an den hydraulischen Aufbau angeschlossen. Die Stromversorgung wurde von einem 64A Anschluss anstatt des vorgesehenen 100A Anschlusses gewährleistet, der Speicher konnte also nicht mit der gesamten Heizleistung betrieben werden.

<sup>18</sup> <http://www.rockwool.at/>

<sup>19</sup> <http://www.sasol.com/>

<sup>20</sup> <http://www.lauda.de/>



Abbildung 5.15: LAUDA-Temperiergerät ITH-350/50kW/DN40, Herstellerbild.

# Kapitel 6

## Inbetriebnahme

### 6.1 Drucktest und Befüllen der Hydraulik

Der Kühlkreislauf wurde mit Wasser-Ethylenglykol (40%) befüllt und entlüftet. Mithilfe des Ultraschalldurchflussmessgeräts sollte überprüft werden, ob der vom Temperiergerät geforderte Volumenstrom von  $6-10 \text{ m}^3/h$  erreicht werden kann. Es zeigte sich, dass die Kühlsole sehr viel Luft enthält und eine Ultraschall-Messung daher zu Beginn nicht möglich war. Nach Einbau eines Mikroblasenabscheiders und erneutem Entlüften, konnte dieses Problem gelöst werden.

Aus Sicherheitsgründen wurde ein Drucktest durchgeführt. Bei dem vom Hersteller des Temperiergeräts empfohlenen Druck von 1 bar konnten mit Lecksuchspray keine undichten Stellen ausgemacht werden. Anschließend wurde der Speicher mit Marlotherm SH befüllt und entlüftet. Nachdem sich beim Betrieb bei Raumtemperatur keine Undichtigkeiten gezeigt hatten, wurde dies für  $\vartheta=180^\circ\text{C}$  wiederholt. Nachdem keine Probleme aufgetreten waren, konnte mit der Messung begonnen werden.

### 6.2 Regelung

Die Regulierung der Temperatur wurde von einem SR 601 Industriesystemregler übernommen. Grundsätzlich waren zwei Betriebsmodi möglich, die Vorlauf- und die Kaskadenregelung. Bei der Vorlaufregelung wird nur ein Thermometer verwendet, bei der Kaskadenregelung hingegen besteht ein zusätzlicher Führungsregelkreis mit eigenem Messeingang, dessen Ausgang auf den Sollwert des Folgereglers einwirkt. Dieser Betriebsmodus ist nur bei besonders langen Regelstrecken (mit entsprechend großen Wärmeverlusten) notwendig, weshalb für diese Arbeit der Vorlaufbetrieb genügt. Zu Beginn waren große Instabilitäten feststellbar. Nach einigen Anpassungen der PID-Regelung konnte dieses Problem jedoch gemildert werden. Gleichung (6.1) zeigt die grundlegenden Zusammenhänge der Stellgrößen  $K_p$ ,  $t_N$  und  $t_v$  [25]. Diese Parameter mussten jeweils für die Funktionen Heizen und Kühlen so angepasst werden, dass eine stabile Regelung erfolgte.

$$u(t) = K_p \left[ e(t) + \frac{1}{t_N} \int_0^t e(\tau) d\tau + t_v \frac{d}{dt} e(t) \right] \quad (6.1)$$

### 6.3 Wärmeverluste

Wie in Kapitel 5.10 angesprochen, wurde der gesamte Versuchsaufbau mit Steinwolle isoliert. Um die Wärmeverluste leichter überprüfen zu können, wurde eine Wärmebildkamera eingesetzt. Es zeigte sich, dass es an Stellen mit weniger gut anliegendem Isoliermaterial zur Konvektion kam und eine merkliche Erwärmung an der äußeren Verkleidung zu spüren war. An den nicht isolierten Stellen der Zuleitungen waren die Verluste erwartungsgemäß am höchsten. Da die Temperaturmessung jedoch direkt vor und hinter dem Speicher erfolgt, waren nur die Wärmeverluste im Bereich dazwischen für die Bilanz relevant. In Abbildung 6.1 ist eine Aufnahme der Zuleitung bei einer Speichertemperatur von  $\vartheta=160^\circ\text{C}$  zu sehen. Es treten sehr hohe Temperaturen und auf. Man sieht außerdem eine Reflexion der Armaturen im Aluminiumblech. In Abbildung 6.2 ist zu sehen, dass die Oberseite des Speichers beinahe Raumtemperatur hat.

Über die beiden Sichtfenster kam es zu Wärmeverlusten von bis zu  $0,5\text{kW}$ . Sie wurden daher im Normalbetrieb ebenfalls mit Steinwolle abgedeckt.

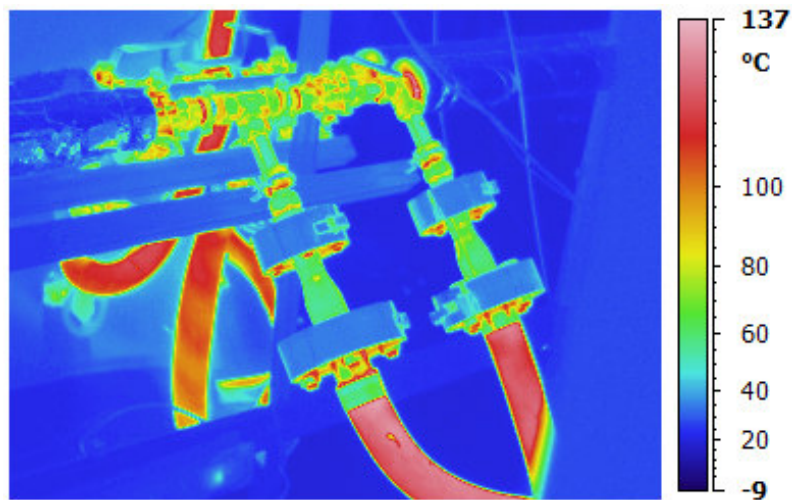


Abbildung 6.1: Wärmebild der Zuleitungen.

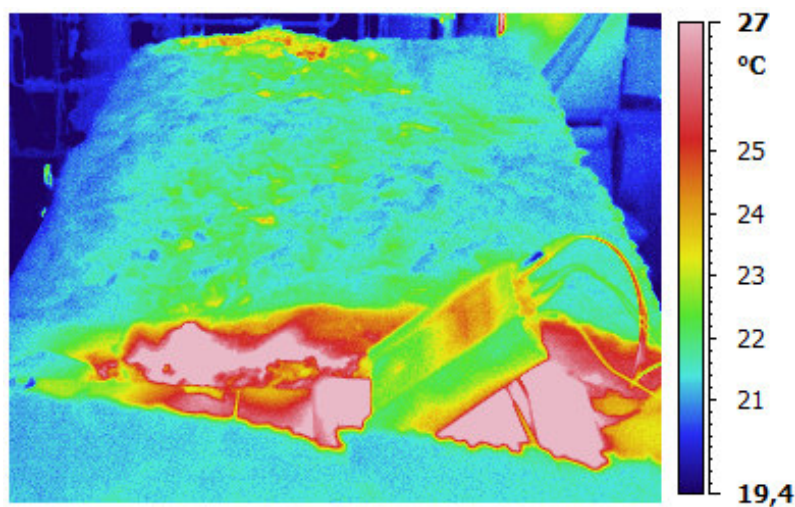


Abbildung 6.2: Wärmebild des Isolationsmaterials an der Oberseite.

## 6.4 Leermessung

Damit später die im PCM gespeicherte Wärme bestimmt werden kann, wurde zuerst die Wärmekapazität des leeren Speichers bestimmt.

Hierzu wurde der Speicher von einem Anfangszustand näherungsweise konstanter Temperatur  $T_{\text{int}}$  in einen anderen Zustand konstanter Temperatur  $T_{\text{end}}$  gebracht. Durch Bilanzieren über die durch das Thermoöl zugeführte Leistung abzüglich der Wärmeverluste, sollte die Wärmekapazität des Speichers bestimmt werden. Die Messkurve ist in Abbildung 6.3 zu sehen, es wurde der Temperaturbereich zwischen 55°C und 100°C angesteuert.

## 6.5 Befüllen des Speichers

Für die Befüllung des Speichers musste zuerst das Isoliermaterial an der Oberseite entfernt werden. Anschließend wurde der Speicher mit dem PCM-Granulat befüllt (siehe Abbildung 6.4), abgedichtet, isoliert und aufgeheizt. Beim ersten Befüllen konnten nur knapp 140kg PCM in den Speicher eingebracht werden.

Da im Granulat viele Hohlräume vorhanden waren, sank der Füllstand nach dem Einschmelzen ab. Das so entstandene Leervolumen sollte mit Granulat aufgefüllt und das Speichermaterial erneut eingeschmolzen werden, bis schließlich das gesamte Volumen gefüllt ist. Es zeigte sich jedoch, dass Lufteinschlüsse aufgrund der hohen Viskosität des PCMs nur sehr langsam geschlossen wurden. Zum Ende dieser Arbeit waren 175kg PCM im Speicher, wobei sich bei den Messungen zeigte, dass nach wie vor Hohlräume vorhanden waren. In Abbildung 6.5 sieht man, wie sich der Außenbereich

am Sichtfenster während des zweiten Aufschmelzens nur sehr langsam mit PCM füllt.

## 6.6 Erste Messung

In Abbildung 6.6 ist das Ergebnis der Messreihe nach dem 3. Befüllen dargestellt. Es befanden sich 175kg PCM im Speicher. Es wurde ein Temperaturbereich zwischen  $\vartheta=105^\circ\text{C}$  und  $\vartheta=155^\circ\text{C}$  angesteuert, damit sich das latente Plateau in etwa in der Mitte des Messbereichs befindet. Es sind einerseits die von den Widerstandsthermometer gemessenen Temperaturen des Öls bei Ein- und Austritt, die von den Thermoelementen erfassten Temperaturen im Speicher und die des Speicherdeckels aufgezeichnet. Die nicht eingezeichnete Umgebungstemperatur wurde ebenfalls gemessen und betrug ca.  $20^\circ\text{C}$ . Das Plateau der latenten Wärme ist beim Laden und Entladen deutlich zu erkennen. Man kann erkennen, dass es zu der in Kapitel 3.2.3 erläuterten Unterkühlung von etwa  $T=10^\circ\text{K}$  zwischen Aufschmelzen und Erstarren kommt. Auffällig ist, dass insbesondere der obere Sensor in Ebene 1 nur ein sehr geringes latentes Plateau zeigt. Dies dürfte darauf zurückzuführen sein, dass das PCM beim Einschmelzen erneut abgesunken ist und den Sensor nicht mehr vollständig umschlossen hat. Man sieht außerdem die in Kapitel 6.2 erwähnten Regelungsgenauigkeiten der Eingangstemperatur in Form eines Überschwingens nach Verstellen der Temperatur sowie bei konstanten  $\vartheta=155^\circ\text{C}$ . Zusätzlich ist in Abbildung 6.6 der gemessene Massenstrom dargestellt. Die beiden Sprünge bei 11:20 Uhr sowie 14:50 Uhr sind auf das manuelle Verstellen der Temperatur am Ultraschall-Messgerät (vgl. Kapitel 5.5) zurückzuführen. Es ist auffällig, dass der Massenstrom beim Beladevorgang um etwa 10% schwankt. Dies ist zum Teil mit der schwankenden Vorlauf-temperatur zu erklären, die sich auf die Dichte und Viskosität des Öls auswirkt. Die Ursachen dieses Phänomen konnten aber nicht abschließend geklärt werden.

## 6.7 Auswertung

### 6.7.1 Leermessung

Die dem Speicher zugeführte Leistung ergibt sich aus Gleichung (2.1). Sie wird entweder dort gespeichert oder als Verlustleistung abgegeben. Wird der gesamte Speicher von Anfangstemperatur  $T_{\text{int}}$  auf Endtemperatur  $T_{\text{end}}$  gebracht, ergibt sich durch Integration über die Zeit für die Energiebilanz:

$$\int_{t_{\text{int}}}^{t_{\text{end}}} \dot{m}(t) c_{p,\text{HTF}} \Delta T(t) dt = \int_{T_{\text{int}}}^{T_{\text{end}}} m_{\text{WT}} c_{p,\text{WT}} dT + \int_{t_{\text{int}}}^{t_{\text{end}}} \dot{Q}_v(t) dt \quad (6.2)$$

Es wurde ein Programm in *Python* geschrieben, das mithilfe der gemessenen Temperaturspreizung, dem Massenstrom und der temperaturabhängigen spezifischen Wärmekapazität des Thermoöls über die zugeführte Leistung integriert. Aufgrund des fehlenden Temperatureingangs der Durchflussmessgeräts, wurde davor der Fehler des Massenstroms durch lineare Interpolation korrigiert. Das Ergebnis ist in Abbildung 6.7 zu sehen.

Insgesamt wurden dem Speicher eine Energie von  $Q_{\text{ges}}=11286\text{kJ} = 3,135\text{kWh}$  zugeführt. Ist ein stationärer Zustand erreicht, ändert sich die Energie im Speicher nicht mehr und die Verluste sind näherungsweise konstant. Aufgrund der durch den Regler verursachten Temperaturschwankungen, war eine Bestimmung der Verlustleistung aus der Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf- und Rücklauf zu ungenau. Dies ist darauf zurückzuführen, dass jede Änderung der Vorlauf-temperatur erst mit einer Verzögerung von ca. 30s den Ausgang erreichte. Daher wurde die Verlustleistung stattdessen aus der Steigung der bilanzierten Energie im stationären Zustand abgelesen, bei der Schwankungen um einen Mittelwert weniger ins Gewicht fallen.

Bei  $\vartheta=100^\circ\text{C}$  ergibt sich durch lineare Interpolation eine Verlustleistung von  $\dot{Q}_v=97\text{W}$  (vgl. Abbildung 6.7). Wird dieser Wert für den gesamten Entladungszeitraum von 20500s angenommen, so ergibt sich für die Energie im Speicher und für dessen Wärmekapazität:

$$Q = 1,1286 \cdot 10^7 \text{J} - 20500\text{s} \cdot 97\text{W} \quad (6.3)$$

$$= 9,300 \cdot 10^6 \text{J} = 2,58\text{kWh} \quad (6.4)$$

$$\rightarrow mc_p = \frac{9,300 \cdot 10^6 \text{J}}{100^\circ\text{C} - 55^\circ\text{C}} \quad (6.5)$$

$$= 2,066 \cdot 10^5 \frac{\text{J}}{\text{K}} \quad (6.6)$$

### 6.7.2 Messung

Die Auswertung erfolgte analog zum Verfahren bei der Leermessung. Das Ergebnis der Energiebilanz ist in Abbildung 6.8 zu sehen.

Für die insgesamt zugeführte Energie ergeben sich  $Q_{\text{ges}}=69200\text{kJ} = 19,2\text{kWh}$ . Durch lineare Interpolation ergibt sich eine Verlustleistung von ca.  $\dot{Q}_v=635\text{W}$  bei  $\vartheta=155^\circ\text{C}$ . Da der Speicher jedoch bei dieser Messung wieder auf die Ausgangstemperatur gebracht wurde, konnte die verlorene Energie auch über die Differenz der zu- und abgeführten Wärmen bestimmt werden. In diesem Fall ergeben sich aus Abbildung 6.8.

$$\dot{Q}_v = \frac{6,55 \cdot 10^6 \text{J}}{21400\text{s}} = 306\text{W} \quad (6.7)$$

Die Diskrepanz ist einerseits darauf zurückzuführen, dass die Temperatur im Mittel kleiner als  $\vartheta=155^\circ\text{C}$  war. Außerdem lag kein vollkommen stationärer Zustand vor, wie an der Temperatur des Deckels in Abbildung 6.6 zu sehen.

Für die im PCM gespeicherte Wärme folgt näherungsweise:

$$Q_{\text{PCM}} = Q_{\text{ges}} - Q_{\text{WT}} - Q_v \quad (6.8)$$

$$= 6,92 \cdot 10^7 \text{J} - 2,066 \cdot 10^5 \frac{\text{J}}{\text{K}} \cdot (155^\circ\text{C} - 105^\circ\text{C}) - 306\text{W} \cdot 10000\text{s} \quad (6.9)$$

$$= 5,38 \cdot 10^7 \text{J} = 14,9\text{kWh} \quad (6.10)$$

Hieraus ergibt sich eine Energie pro kg PCM von:

$$\Delta h_{\text{PCM}} = \frac{5,38 \cdot 10^7 \text{J}}{175\text{kg}} \quad (6.11)$$

$$= 307 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.12)$$



Abbildung 6.3: Temperaturverlauf beim Laden und Entladen des leeren Speichers.



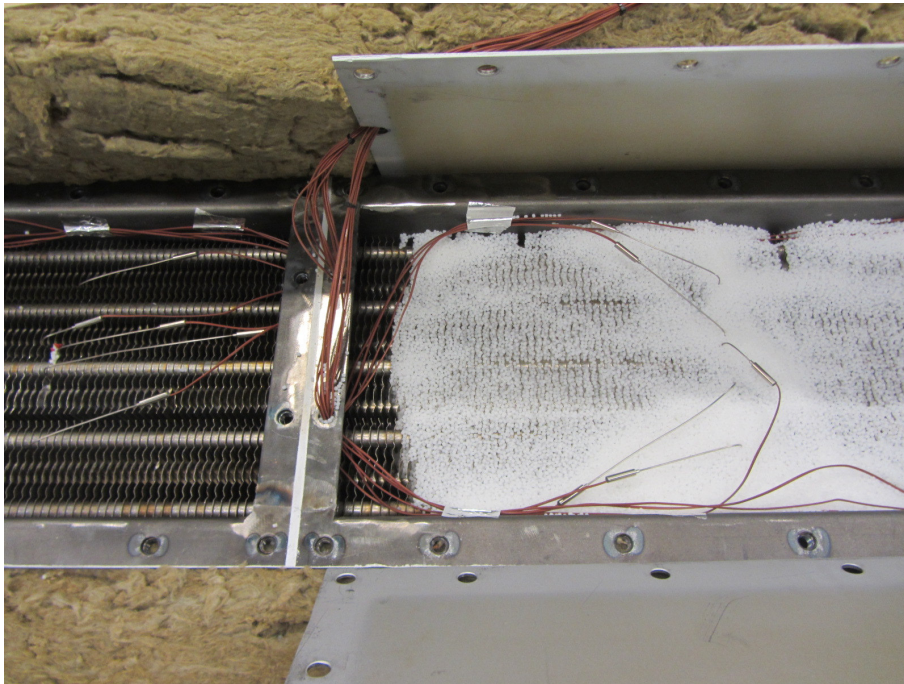


Abbildung 6.4: Befüllen des Wärmespeichers mit Granulat.

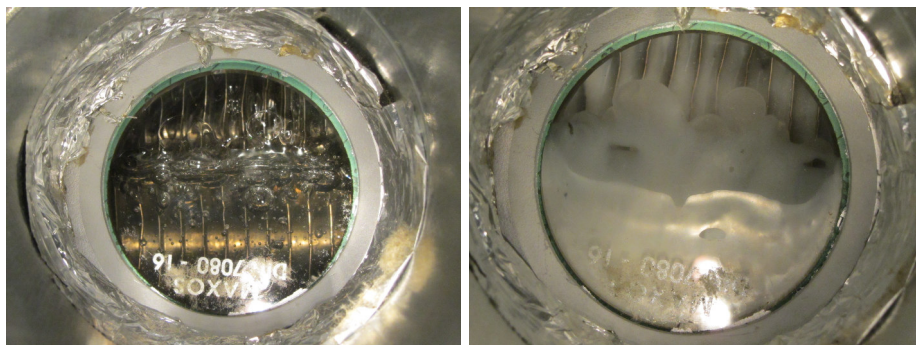


Abbildung 6.5: Der Bereich vor dem hinteren Sichtfenster während dem zweiten Aufschmelzen (links) und danach (rechts).

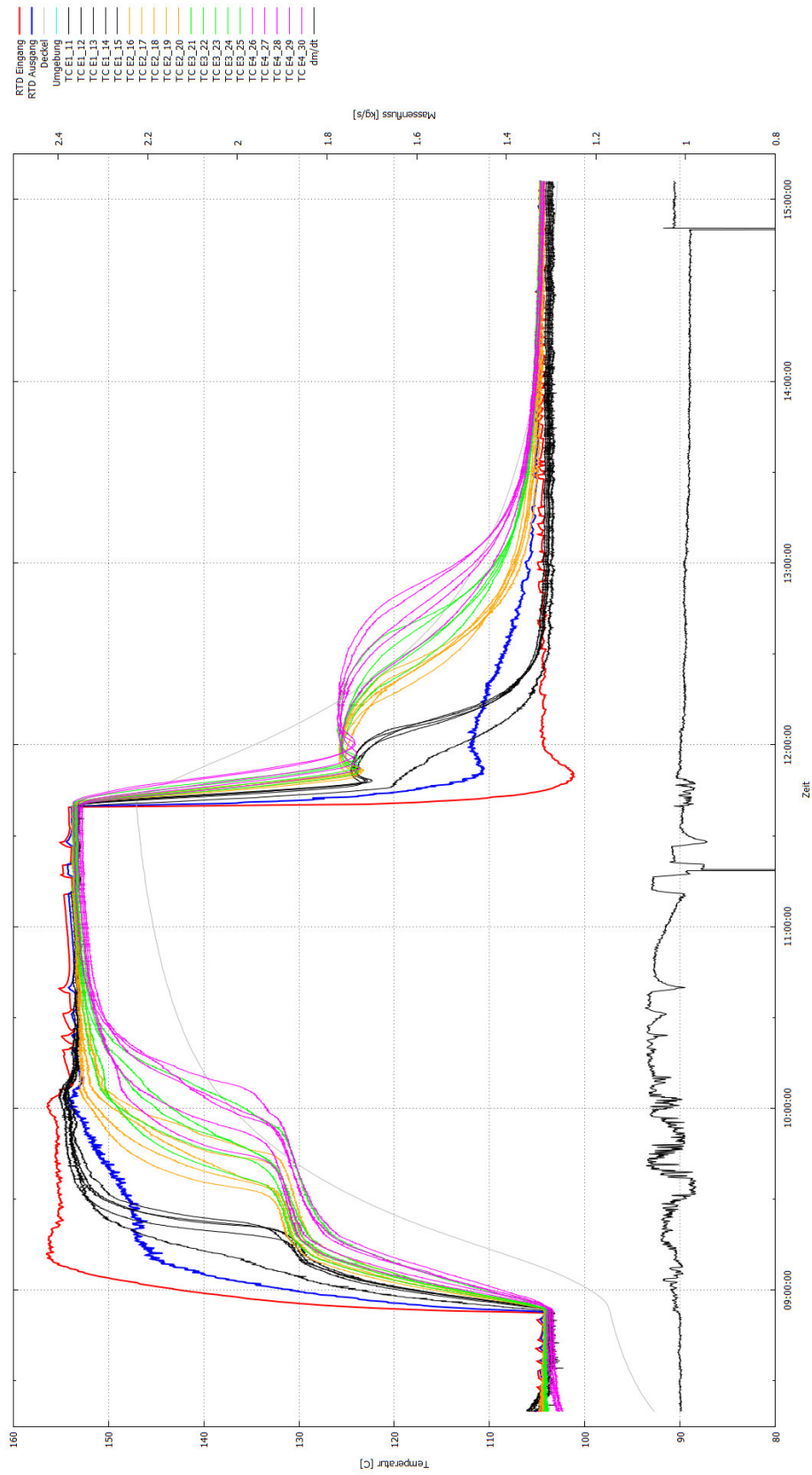


Abbildung 6.6: Temperaturverlauf beim Laden und Entladen des Speichers.

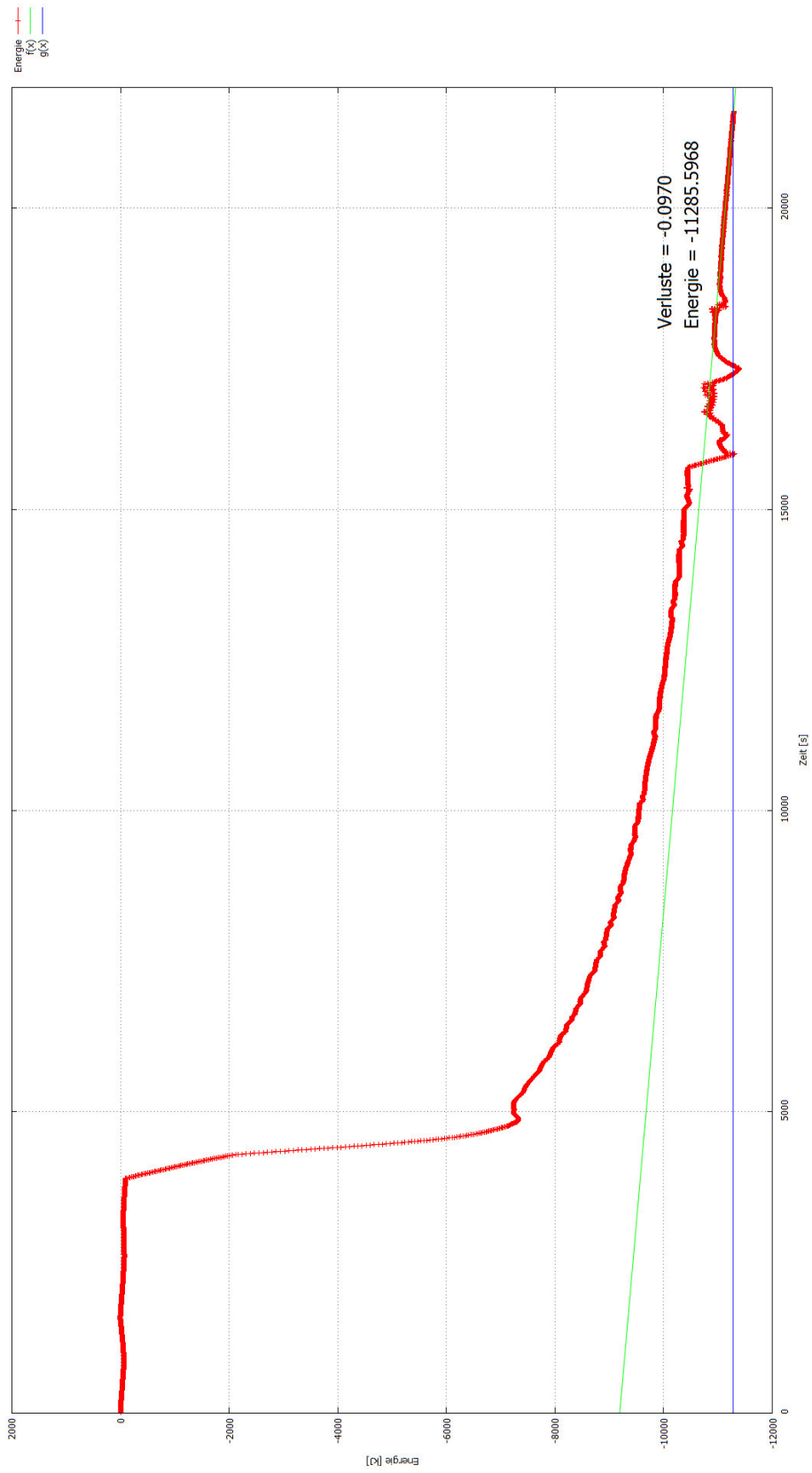


Abbildung 6.7: Energiebilanz des Speichers nach einem Lade- und anschließendem Entladevorgang.

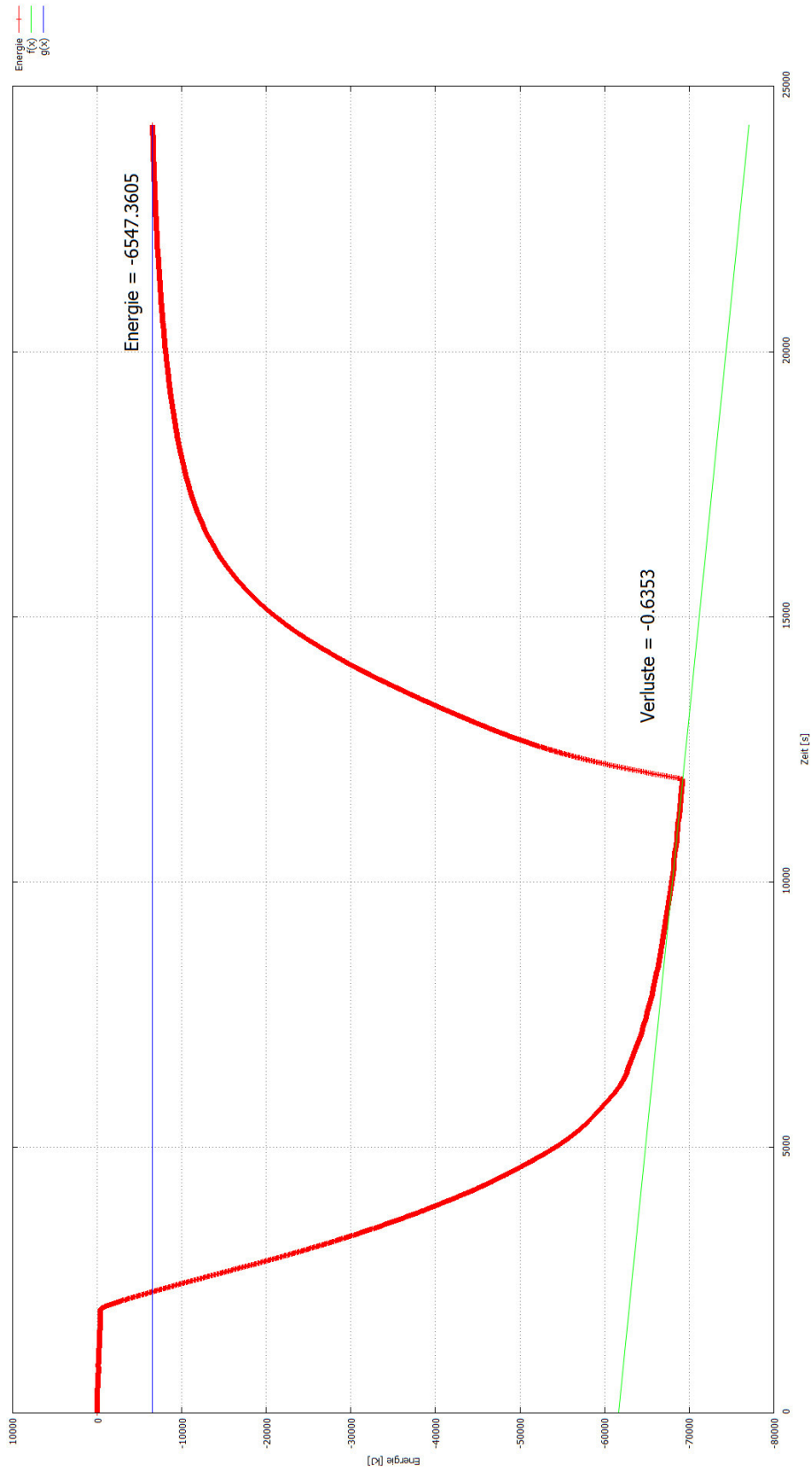


Abbildung 6.8: Energiebilanz des Speichers nach einem Lade- und anschließendem Entladevorgang.

# Kapitel 7

## Ausblick

Die in dieser Diplomarbeit behandelten Themen bieten viele Anknüpfungspunkte für weiterführende Arbeiten.

Aus zeitlichen Gründen konnte im Rahmen dieser Arbeit keine ausführliche Charakterisierung des Speichers sowie ein Vergleich mit den Ergebnissen der CFD-Simulation durchgeführt werden. Eine solche Untersuchung ist in jedem Fall sinnvoll und bereits am AIT geplant. Auf den gewonnenen Erkenntnissen aufbauend, ließe sich das vorgestellte Simulationsmodell noch anpassen und verbessern. Sofern ausreichende Rechenkapazitäten vorhanden sind, wäre auch eine detailliertere numerische Simulation des Speicherverhaltens interessant. Einige der im Experiment betrachteten Phänomene, wie z.B. die Inhomogenität der Temperatur in Querrichtung können von denen in dieser Arbeit vorgestellten Modellen nicht erfasst werden. Eine Simulation des ganzen Speichers könnte weitere Erkenntnisse zur Untersuchung dieser und weiterer Aspekte liefern.

Große Fortschritte konnten auf dem Gebiet der Speicherauslegung gemacht werden. Es wurden jedoch nur zwei Speichertypen, Lamellen- und Rohrbündelwärmetauscher, betrachtet. Im Anschluss an eine erfolgreiche Charakterisierung empfiehlt sich daher ein direkter Vergleich mit anderen Konzepten der latenten Wärmespeicherung durch Polymere wie z.B. Mikro- und Makroverkapselung oder formstabiles PCM. Bislang lässt sich noch nicht abschätzen, welche Speicherkonzepte am erfolgversprechendsten sind.

Auf Seiten der Materialforschung besteht ebenfalls noch viel Potential für aufbauende Untersuchungen. Zahlreiche Polymere oder Polymermischungen, die für den Einsatz als Latentwärmespeicher in Betracht kommen, wurden noch nicht untersucht. Für andere Materialien steht eine ausführliche Charakterisierung zu diesem Zeitpunkt noch aus. Zum Beispiel wurde festgestellt, dass die Heiz- oder Kühlrate einen größeren Einfluss als erwartet auf den Phasenübergang hat. Vor diesem Hintergrund sind einige bei schnellen Temperaturänderungen durchgeführte Messungen für den Einsatz in Wärmespeichern unter Umständen wenig aussagekräftig. Außerdem sind viele Fragen zur Langzeitstabilität noch nicht abschließend geklärt. Es ist daher durchaus zu erwarten, dass Materialien mit noch wünschenswerteren Eigenschaften gefunden werden können.

Schlussendlich befasste sich diese Arbeit mit der Auslegung, der prinzipiellen Durchführbarkeit und der Eigenschaften eines Latentwärmespeichers. Grundsätzlich konnte gezeigt werden, dass das untersuchte Latentwärmespeicherkonzept funktionsfähig und zuverlässig ist. Neben den zahlreichen technischen Herausforderungen, ist für ein marktreifes Produkt jedoch auch eine umfassende wirtschaftliche Betrachtung notwendig. Mögliche spätere Einsatzgebiete sowie Fragen der Kosteneffizienz und des Potentials dieser Technologie wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet. Mithilfe der Ergebnisse von zukünftigen Arbeiten ließe sich noch besser abschätzen, inwiefern Latentwärmespeicher in Zukunft einen Betrag zur Energiewirtschaft liefern können.

Kapitel 8

Anhang

## Dymola-Modell für Prototyp Nr.2

```
model hexagonal_finned_tube_array
import SI =
    Modelica.SIunits;
constant Real pi=Modelica.Constants.pi;

Real Qdot;
Real Qdot_tube;
Real Qdot_fins;
Real s(start=1.e-4); // for stability add a small layer
Real sc(start=1.e-4);
Real alpha_m;
Real alpha_fluid_tube;
Real eta_fin;
Real X;
Real phi;
Real phi_dash;
Real delta_p;
Real T_in_out;
Real relerror_Qdot;
Real Qdot_avg;
Real T_fin_tube;
Real T_fluid_tube;

// characteristics of the tubes

// number of tubes
parameter Real n_tubes=72.;
// tube length
parameter Real l_tube=2.50;
// outer surface area of the tube
parameter Real A_fin_base=d_tube*pi*thickn_fin*n_fins;
// inner surface area of the tube
parameter Real A_tubes_i=d_tube_i*pi*l_tubes;
// effective surface area of the tube
parameter Real A_tubes_m=(A_fin_base+A_tubes_i)/2.;
// thermal conductivity of the tube
parameter Real lambda_tube=30.;
// heat transfer coefficient through the tube
parameter Real alpha_tube_plus_layer=1/(thickn_tube/lambda_tube+thickn_layer/lambda_pcm);
// total tube length
parameter Real l_tubes=n_tubes*l_tube;
// tube outer diameter
parameter Real d_tube=0.0165;
// tube wall thickness
parameter Real thickn_tube=0.0015;
// thickness of layer between tube and fin base
parameter Real thickn_layer=0.0000;
// tube inner diameter
parameter Real d_tube_i=d_tube-2*thickn_tube;

// characteristics of the fins

// fin thickness
parameter Real thickn_fin=0.00025;
// diameter of fin assuming surface composed of equal circles
parameter Real d_fin=0.0433;
// short distance between to adjacent tubes
parameter Real dist_tubes_short=0.04;
// long distance between two adjacent tubes
parameter Real dist_tubes_long=0.0692;
// diagonal distance between two adjacent tubes
parameter Real dist_tubes_diagonal=sqrt(dist_tubes_short^2+dist_tubes_long^2)/2;
// thermal conductivity of the fins
parameter Real lambda_fin=140.;
// fin-to-fin distance
parameter Real dist_fins=0.00825;
```

```

// number of fins
parameter Real n_fins=L_tubes/(dist_fins);
// area of a fin (a fin has 2 faces)
parameter Real A_fin=2.*pi*d_fin^2./4-2.*pi*d_tube^2./4.;

// characteristics of the PCM

// melting temperature of the pcm
parameter Real T_pcm=389.;
// PCM density
parameter Real rho_pcm=935.;
// PCM latent heat per volume (assuming 100% crystallization)
parameter Real H_pcm=200.e3*rho_pcm;
// thermal conductivity of the PCM
parameter Real lambda_pcm=0.5;

// characteristics of the Heat Transfer Fluid

// thermal capacity of the HTF for T=120C
parameter Real cp=1920;
// density of HTF
parameter Real rho_HTF=973.;
// thermal conductivity of the HTF
parameter Real lambda_HTF=0.117;
// kinematic viscosity
parameter Real mu=2.3e-6;

// characteristics of the heat transfer by the fluid

// average temperature of fluid
parameter Real T_fluid=373.;
// mass flow rate
parameter Real mdot=1.0;
// relative error of mass flow rate
parameter Real errormdot_rel=0.03;
// absolute error of temperature measurement
parameter Real errorT_abs=0.1;
// average velocity
parameter Real v=mdot/(rho_HTF*n_tubes*pi*d_tube_i^2/4);
// Reynolds number
parameter Real Re=v*d_tube_i/mu;
// Prandtl number
parameter Real Pr=mu*rho_HTF*cp/lambda_HTF;
// Zeta of laminar flow
parameter Real zeta_la=64/Re;
// Zeta of turbulent flow
parameter Real zeta_tu=0.3164/Re^(1/4);

// Nusselt numbers for different types of flows

// Xi (for turbulent stream)
parameter Real Xi=1/(0.78*log(Re)-1.5)^2;
// Nusselt number fully turbulent (Gnielinski equation)
parameter Real Nu_tu=Xi/8*Re*Pr/(1+12.7*sqrt(Xi/8)*(Pr^(2/3)-1))*(1+(d_tube_i/l_tube)^(2/3));
// Nusselt number laminar (Shah equation)
parameter Real Nu_la=(3.66+0.7^3+(1.615*(Re*Pr*d_tube_i/l_tube)^(1/3)-0.7)^3)^(1/3);

// Nusselt number for Re=2300
parameter Real Nu_la_2300=(3.66+0.7^3+(1.615*(2300*Pr*d_tube_i/l_tube)^(1/3)-0.7)^3)^(1/3);
// Xi for Re=10000
parameter Real Xi_10000=1/(0.78*log(1.e4)-1.5)^2;
// Nusselt number for Re=10000
parameter Real Nu_tu_10000=Xi_10000/8*1.e4*Pr/(1+12.7*sqrt(Xi_10000/8)*(Pr^(2/3)-1))*(1+(d_tube_i/l_tube)^(2/3));
// gamma for transition from laminar to turbulent flow
parameter Real gamma=(Re-2300.)/(1.e4-2300.);
// Nusselt number transition region
parameter Real Nu_tr=(1-gamma)*Nu_la_2300+gamma*Nu_tu_10000;

// characteristics of the container

// volume of the PCM
parameter Real vol_pcm=n_fins*A_fin/2*(dist_fins-thickn_fin);
// mass of the PCM

```



```

parameter Real mass_pcm=vol_pcm*rho_pcm;
// total amount of stored hear
parameter Real stored_kWh_max=H_pcm*vol_pcm/3.6e6;

// stored heat in kWh
Real stored_kWh(start=0.);
// stored heat in Joules
Real stored_J(start=0.);
// time
Real hours(start=0.);

equation
// heat conduction

// conduction between HTF and tube walls
Qdot=alpha_fluid_tube*A_tubes_i*(T_fluid_tube-T_fluid);
// conduction between inner and outer surface of the tube
Qdot=alpha_tube_plus_layer*A_tubes_m*(T_fin_tube-T_fluid_tube);

Qdot=Qdot_tube+Qdot_fins;
Qdot_tube=2.*pi*(l_tubes-n_fins*(thickn_fin+2.*s))*lambda_pcm/log((d_tube+2.*sc)/d_tube)*(T_pcm-T_fin_tube);
Qdot_fins=n_fins*alpha_m*eta_fin*(A_fin-(2.*pi*(sc+d_tube)^2./4-2.*pi*d_tube^2./4.))* (T_pcm-T_fin_tube);

// efficiency of the fins
eta_fin=tanh(X)/X;
X=phi*d_tube/2.*sqrt(2.*alpha_m/(lambda_fin*thickn_fin));
phi=(phi_dash-1)*(1+0.35*log(phi_dash));
phi_dash=1.27*dist_tubes_short/d_tube*sqrt(dist_tubes_diagonal/dist_tubes_short-0.3);
alpha_m=lambda_pcm/s;

// energy balance
Qdot_fins=H_pcm*n_fins*(A_fin-(2.*pi*(sc+d_tube)^2./4-2.*pi*d_tube^2./4.))*der(s);
Qdot_tube=H_pcm*2.*pi*(l_tubes-n_fins*(thickn_fin+2.*s))*(sc+d_tube/2)*der(sc);

// fluid heat transfer coefficient
if (Re > 1.e4) then
alpha_fluid_tube=Nu_tu*lambda_HTF/d_tube_i;
elseif (Re > 2300.) then
alpha_fluid_tube=Nu_tr*lambda_HTF/d_tube_i;
else
alpha_fluid_tube=Nu_la*lambda_HTF/d_tube_i;
end if;

// pressure drop in tube
if (Re > 3000.) then
delta_p=zeta_tu*1_tube*rho_HTF*v^2/(2*d_tube_i*1.e5);
else
delta_p=zeta_la*1_tube*rho_HTF*v^2/(2*d_tube_i*1.e5);
end if;

// average thermal power after a certain time
if (time > 0.) then
Qdot_avg=stored_J/time;
else
Qdot_avg=Qdot;
end if;

// HTF flowrate
T_in_out=Qdot/(cp*mdot);
relerior_Qdot=sqrt(2*(errorT_abs/T_in_out)^2+(errormdot_rel)^2);

der(stored_J)=Qdot;
stored_kWh=stored_J/3.6e6;
hours=time/3600.;

// stopping condition
if stored_kWh>=stored_kWh_max then
terminate("Storage fully charged.");
end if;

annotation (uses(Modelica(version="3.2")));
end hexagonal_finned_tube_array;

```

**Technisches Datenblatt**  
**Wärmeübertragungsanlage ITH 350 / 50 kW**

**LAUDA**

Verfasser / Datum / Rev.	Poley / 18.06.2014 / Rev.3
Serien-Nr. / Geräte-Nr.	HKS 14006 / LSI51808
typ	ITH 350 / 50 kW
Projektbeschreibung	Wärmeübertragungsanlage
Kunde	AIT - Austrian Institute of Technology GmbH

TECHNISCHE DATEN		
Wärmeträger	Marlotherm SH	
Auslegungstemperatur	-10°C ... +320°C	
Arbeitstemperatur	+50°C ... +300°C	
Förderpumpe	CY-6091-MK-TOE-XX, drehzahlregelt	
Durchsatz	10m³/h gegen 2 bar	
Pumpenmotor	4,0 kW / 2900 min <sup>-1</sup>	
Max. Betriebsdruck	8 bar	
Nennweite Rohrleitung	DN32/ DN40	
Werkstoff Rohrleitung	St 35.8/1 (P235GH)	
Dichtungsmaterial	Graphit	
Wärmeträgerinhalt Anlage LAUDA	Ca. 30 Liter	
Ausdehnungsgefäß	50 Liter	
Wärmeträgerinhalt Gesamtsystem	tbd.	
TEMPERIERFUNKTIONEN	HEIZEN	KÜHLEN
Primärenergieträger	Elektrisch	Kühlsole
Art der Energieübertragung	Elektroerhitzer	Wärmetauscher
Eintrittszustand Kühlwasser		Ca. -5°C ... 0°C
Durchsatz Kühlwasser		Ca. 6 ... 10 m³/h
Leistung	50 kW (2x25kW)	50 kW bei +50°C
REGELUNGS- UND STEUERUNGSTECHNIK		
Temperaturregelsystem	PID-Regler – LAUDA SR-601	
Temperaturaufnehmer	PT 100	
Regelgenauigkeit	+/-0,5 K (im eingeschwungenen Zustand)	
Stellglied Heizen	3-Wege-Regelventil	
Stellglied Kühlen	Eine bauseits im Kühlkreis integrierte Pumpe	
Regelfunktionen	Regelung der Produkttemperaturregelung Programmfahrweise Rampenfahrweise DeltaT-Fahrweise	
Schnittstelle	RS232 – Schnittstelle 1 NOTAUS-Kontakt 1 potentialfreier Kontakt für die Ansteuerung der bauseits im Kühlkreis integrierten Pumpe (FU)	
Sicherheitseinrichtungen	Durchflussüberwachung (F100) Niveauüberwachung (F110) Rücklauftemperaturbegrenzung WT (H105) Motorstrom Umwälzpumpe	
AUSFÜHRUNG UND AUFSTELLUNG		
Aufstellungsort	Innenbereich; Schaltschrank direkt an der Anlage montiert	
Netzanschluss	400 V / 3 / PE / 50 Hz	
Leistungsaufnahme	56,3 kW	
Stromaufnahme	81,4 A	
Vorsicherung	100 A	
Schutzart	IP 54	
Schallpegel	Kleiner 82dB(A) in 1m Abstand	
Umgebungstemperatur	+15°C ... +40°C	
Abmessungen (BxTxH)	715 x 1690 x 1630 mm / inkl. Ausdehnungsgefäß	
Gewicht (leer)	630 kg	

**Technisches Datenblatt**  
**Wärmeübertragungsanlage ITH 350 / 50 kW**

**LAUDA**

<b>Verfasser / Datum / Rev.</b>	Poley / 18.06.2014 / Rev.3
<b>Serien-Nr. / Geräte-Nr.</b>	HKS 14006 / LSI51808
<b>typ</b>	ITH 350 / 50 kW
<b>Projektbeschreibung</b>	Wärmeübertragungsanlage
<b>Kunde</b>	AIT - Austrian Institute of Technology GmbH

**Abbildung (Foto) und Anschlussmaße**



**ANSCHLÜSSE**

Bezeichnung	Nennweite	Nenndruck	Bemerkung
Wärmt Träger Vorlauf Q100	DN 40	PN 16	DIN 2633
Wärmt Träger Rücklauf Q102	DN 40	PN 16	DIN 2633
Kühlwasser Eintritt Q400	G 1"i	PN 16	
Kühlwasser Austritt Q402	G 1"i	PN 16	
Entleerungen X100, X102, X104	G ½ "i	PN 16	

**BEMERKUNGEN**



## Product Information

Rev: 12/06

### MARLOTHERM<sup>®</sup> SH Heat Transfer Fluid

Their degree of formation rises with increasing operating temperatures. The decomposition products remain completely dissolved in the MARLOTHERM<sup>®</sup> SH charge. A build-up of low boilers should, however, be avoided, since they can impair the operation of the heat-transfer system, particularly in the upper range from 340 to 350°C. For this reason, the low ends should be removed; their removal may be discontinuous, but at temperatures above 340°C should be continuous via the expansion vessel. To assist this measure, the temperature of the expansion vessel should be raised to about 150°C. If used according to the recommended operation parameters, MARLOTHERM<sup>®</sup> SH forms no deposits on the walls and does not lead to accumulation of solids in the heat-transfer circuit. MARLOTHERM<sup>®</sup> SH plants can be operated reliably and without high maintenance costs.

To check the operating condition of heat-transfer systems, quality controls should be carried out at appropriate intervals on representative samples from the main stream of the circuit. Scope of testing and sampling have to be individually matched to the charge volume and the operating temperature of the heat-transfer plant. The analysis can be carried out on request by Sasol Customer Service.

## 2. Typical physical and chemical properties

### Product data (specification)

Property	Value	Unit	Test Method
Appearance at 20 °C	liquid, clear	-	visual
Chlorine	< 10	ppm	DIN 51408
Acid number	≤ 0,02	mg KOH/g	DIN EN ISO 2114
Density at 20 °C	1.04 – 1.05	g/ml	DIN 51757
Viscosity at 20 °C	42 - 52	mm <sup>2</sup> /s	DIN 51562



## **Product Information**

Rev: 12/06

### **MARLOTHERM® SH Heat Transfer Fluid**

#### **General product data**

<b>Properties</b>	<b>Value</b>	<b>Unit</b>	<b>Method</b>
Boiling range at 1013 mbar	approx. 385–395	°C	ASTM D1078
Pour point	< – 34	°C	DIN ISO 3016
Flash point	approx. 200	°C	EN 22719
Ignition temperature	approx. 450	°C	DIN 51 794
Permissible heater outlet temperature	350	°C	–
Permissible heater film temperature	380	°C	–
Pumpability limit	ca. – 5	°C	–



## Product Information

Rev: 12/06

### MARLOTHERM® SH Heat Transfer Fluid

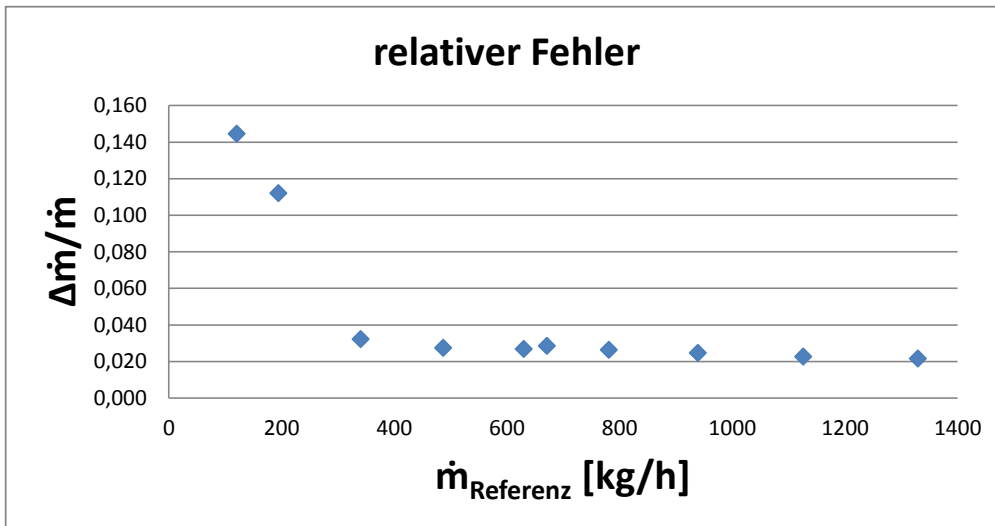
#### 3. Material data for MARLOTHERM® SH

Temperature		Density		Specific heat		Thermal conductivity		Viscosity kinematic		Vapour pressure	
°C	°F	kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>	kJ/kg K	Btu/lb °F	W/m K	Btu/ft <sup>2</sup> h r °F	mm <sup>2</sup> /s	cSt	hPa	psi
0	32	1058	66.0	1.48	0.354	0.133	0.077	321	321	–	–
20	68	1044	65.2	1.55	0.370	0.131	0.076	47	47	–	–
40	104	1030	64.3	1.62	0.387	0.128	0.074	16.5	16.5	–	–
60	140	1016	63.4	1.70	0.406	0.125	0.072	8.10	8.10	–	–
80	176	1001	62.5	1.77	0.423	0.123	0.071	4.70	4.70	–	–
100	212	987	61.6	1.85	0.442	0.120	0.069	3.10	3.10	–	–
120	248	973	60.7	1.92	0.459	0.117	0.068	2.30	2.30	–	–
140	284	958	59.8	1.99	0.475	0.115	0.066	1.80	1.80	0.1	–
160	320	944	58.9	2.07	0.494	0.112	0.065	1.40	1.40	0.5	–
180	356	930	58.1	2.15	0.514	0.110	0.064	1.20	1.20	1.7	0.02
200	392	915	57.1	2.22	0.530	0.107	0.062	0.92	0.92	5.0	0.07
220	428	901	56.2	2.29	0.547	0.104	0.060	0.77	0.77	12	0.17
240	464	887	55.4	2.37	0.566	0.102	0.059	0.65	0.65	27	0.39
260	500	873	54.5	2.44	0.583	0.099	0.057	0.57	0.57	54	0.78
280	536	858	53.6	2.52	0.602	0.096	0.055	0.50	0.50	98	1.42
300	572	844	52.7	2.59	0.619	0.094	0.054	0.45	0.45	200	2.90
320	608	830	51.8	2.67	0.638	0.091	0.053	0.4	0.40	315	4.57
340	644	815	50.9	2.74	0.654	0.088	0.051	0.36	0.36	560	8.12
360	680	801	50.0	2.82	0.674	0.086	0.050	0.32	0.32	860	12.47

## Durchflussmessung Fluxus F601

Bearbeiter Mark Etzel  
 Typ Fluxus F601  
 Kalibrierung vom 13.03.2014

Referenz	F601					$\dot{m}_1 - \dot{m}_2$	$(\dot{m}_1 - \dot{m}_2) / \dot{m}_1$	$T_{\text{Medium}} [^{\circ}\text{C}]$
$\dot{m}$ [kg/h]	$\dot{m}$ [kg/h]	$v$ [cm/s]	$c$ [m/s]	Re				
0	1,05	0,09	1485	17,9282869	1,05	<b>1,000</b>	21,2	
120,8	141,2	12,6	1485	2509,96016	20,4	<b>0,144</b>	21,2	
194,5	219	19,3	1486	3844,62151	24,5	<b>0,112</b>	21,2	
340,5	351,8	31,31	1486	6237,05179	11,3	<b>0,032</b>	21,2	
487,1	500,8	44,31	1486	8826,69323	13,7	<b>0,027</b>	21,3	
630,3	647,6	57,36	1486	11426,2948	17,3	<b>0,027</b>	21,3	
671,2	690,8	61,12	1486	12175,2988	19,6	<b>0,028</b>	21,4	
781,3	802,4	71,12	1486	14167,3307	21,1	<b>0,026</b>	21,6	
939,2	962,9	85,37	1487	17005,9761	23,7	<b>0,025</b>	21,8	
1125,9	1151,9	102,25	1489	20368,5259	26	<b>0,023</b>	22	
1329,5	1358,6	120,2	1491	23944,2231	29,1	<b>0,021</b>	22,8	



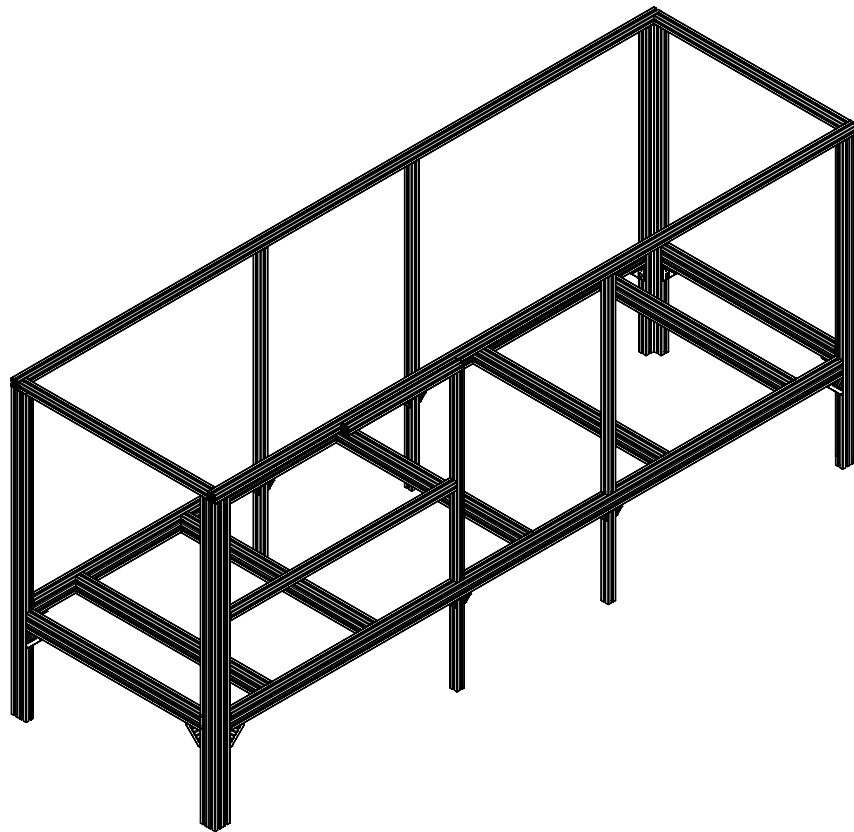
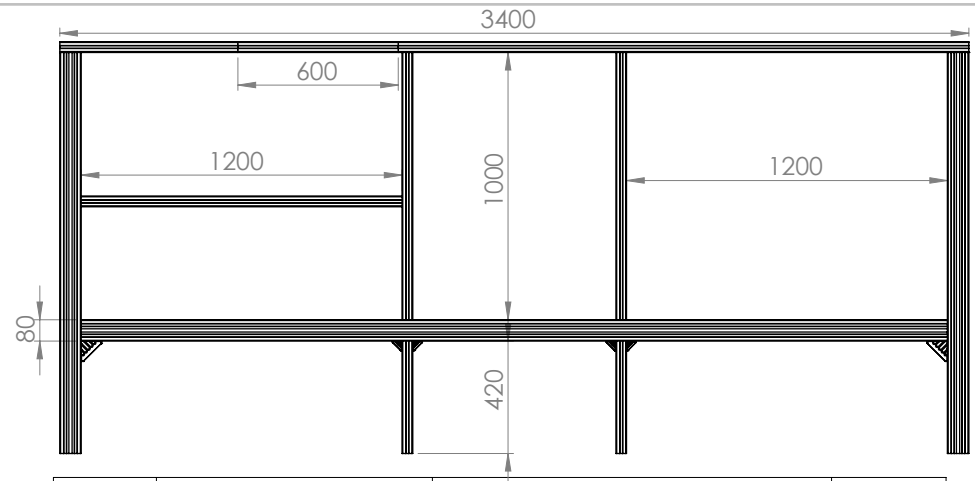
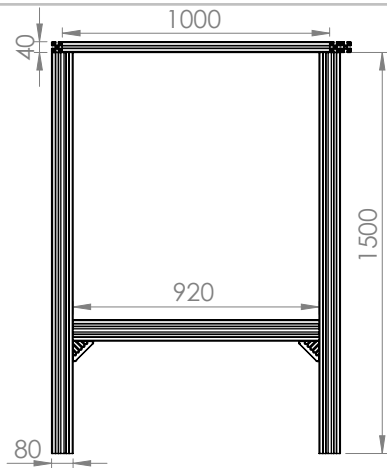
**Bedingungen:**  
 Mediumtemperatur: 20°C +/- 1°C  
 Medium: H2O  
 Systemfülldruck: 3,3 bar  
 Umgebungstemperatur: 21°C +/- 1°C

**Versuchsaufbau**  
 Rohrmaterial Kupfer  
 Durchmesser [mm] 22mm  
 Wandstärke[mm] 1mm  
 Rohrrauhigkeit [mm] 0\*

**Literaturwerte**  
 $\rho$  H2O 20°C 998,21kg/m<sup>3</sup>  
 $\eta$  H2O 20°C 0,001002 Pa s  
 $v$  H2O 20°C 0,000001004 m<sup>2</sup>/s  
 $c$  Kupfer 4700 m/s

**Referenzgerät**  
 Typ Emerson Coriolis CMF025  
 Serien-Nr. 14397809  
 Zustand Neugerät, Werkskalibrierung Datum: 24.02.2014  
 Aufzeichnung/Software Bus-Ausgang, ProLink

\*wahrer Wert ~0,01mm, Gerät setzt alle Werte <0,1mm auf 0 laut Herstellerankunft



POS-NR.	BENENNUNG	BESCHREIBUNG	MENGE
1	40x80 3240mm	3 824 993 728	2
2	40x80x80 1500mm	3 824 993 730	4
3	40x80 920mm	3 824 993 728	2
4	40x40 3400mm	3 824 993 724	2
5	40x80 1000mm	3 824 993 728	5
6	40x40 1000mm	3 824 993 724	6
7	40x40 420mm	3 824 993 724	4
8	40x40 4000m	3 824 993 724	1
9	Winkel 40x80	3 842 529 386	8
10	Winkel 40x40	3 842 529 383	50
11	40x40 600mm	3 824 993 724	1
12	40x40 1200mm	3 824 993 724	1
13	Lenkrolle mit Feststeller	3 842 541 226	8
14	Spannverbinder SV 10	3 842 538 490	36
15	Variofix-Block	3 842 529 239	90
16	Variofix-Abzieher	3 842 526 589	1
17	Rastbügel	3 384 184 738	90
18	Bohrvorrichtung 10/40	3 842 580 400	1
19	Nutenstein 10/M6	3 842 528 738	20
20	Feder für Nutenstein	3 842 516 669	20
21	Kabelträger 10	3 842 524 564	20
22	Abdeckkappe 40x40	3 842 528 968	10

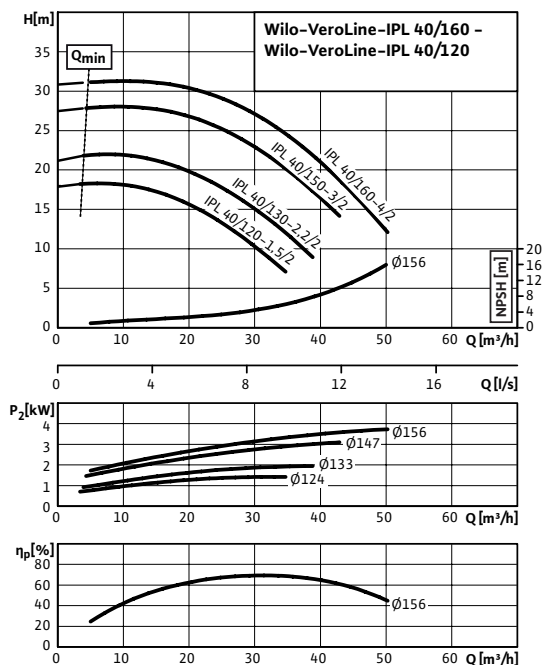
WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:				OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM			BENENNUNG:					
GEPRÜFT											
GENEHMIGT											
PRODUKTION											
QUALITÄT						WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.			
								<b>Gestell</b>			
						GEWICHT: ~100kg					



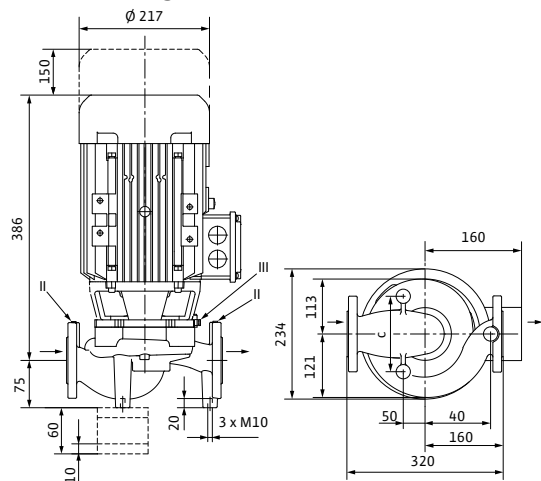
## Datenblatt: Wilo-VeroLine-IPL 40/150-3/2

### Kennlinien

#### 2-polig, 50 Hz



### Maßzeichnung



### Zulässige Fördermedien (andere Medien auf Anfrage)

Heizungswasser (gemäß VDI 2035)	•
Wasser-Glykol-Gemische (bei 20-40 Vol.-% Glykol u. Medientemperatur ≤ 40 °C)	•
Kühl- und Kaltwasser	•
Wärmeträgeröl	Sonderausführung gegen Mehrpreis

### Zulässiger Einsatzbereich

Standardausführung für Betriebsdruck	$p_{max}$	10 bar
Sonderausführung für Betriebsdruck	$p_{max}$	16 bar
Temperaturbereich bei max. Umgebungstemperatur +40 °C		-20...+120 °C (abhängig vom Fördermedium)
Umgebungstemperatur, max.		+40 °C
Aufstellung in geschlossenen Gebäuden		•
Aufstellung im Freien		Sonderausführung gegen Mehrpreis

### Rohranschlüsse

Nennweite Flansch	DN 40
Flansche (nach EN 1092-2)	PN 10 (PN 16 auf Anfrage)
Flansch mit Druckmessanschlüssen	R 1/8

### Werkstoffe

Pumpengehäuse	EN-GJL-250
Laterne	EN-GJL-250
Laufgrad	PPO-GF30
Laufgrad (Sonderausführung)	-
Pumpenwelle	1.4021 [AISI420]
Gleitringdichtung	AQEGG
Andere Gleitringdichtungen	auf Anfrage

### Elektroanschluss

Netzanschluss	3~400 V, 50 Hz	
Nennzahl	$n$	2900 1/min

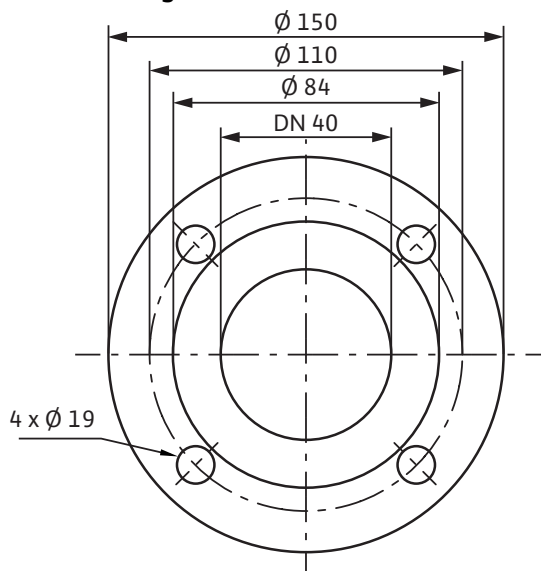
### Mindesteffizienzindex (MEI)

Mindesteffizienzindex (MEI)	≥ 0,40
-----------------------------	--------

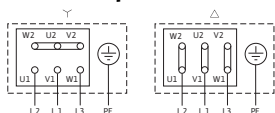
### Motor/Elektronik

## Datenblatt: Wilo-VeroLine-IPL 40/150-3/2

### Maßzeichnung Flansch



### Klemmenplan



Δ: Anschlussschema Dreieckschaltung

Y: Anschlussschema Sternschaltung

Motorschutzschalter bauseits erforderlich.

Drehrichtung kontrollieren! Zur

Drehrichtungsänderung zwei beliebige Phasen tauschen.

$P_2 \leq 3$  kW 3~400 V Y

3~230 V Δ

$P_2 \geq 4$  kW 3~690 V Y

3~400 V Δ

Nach Entfernen der Brücken ist Y-Δ-Anlauf möglich.



Integrierter Motorvollschutz	Sonderausführung mit Kaltleiterfühler (KLF) gegen Mehrpreis	
Schutzart	IP 55	
Isolationsklasse	F	
Nennstrom (ca.)	$I_N$ 3~40 0 V	6,17 A
Motorwirkungsgrad	$\eta_m$ 50%/η m 75%/η m 100%	82,5/84,6/84,6 %
Leistungsfaktor	cos φ	0,81
Motornennleistung	$P_2$	3,0 kW
Motorwicklung bis 3 kW	230 V Δ/400 V Y, 50 Hz	
Motorwicklung ab 4 kW	400 V Δ/690 V Y, 50 Hz	

### Einbaumöglichkeiten

Rohreinbau ( $\leq 15$  kW Motorleistung) •

Konsolenaufbau •

### Bestellinformationen

Gewicht netto ca.	m	38 kg
Fabrikat	Wilo	
Typ	VeroLine-IPL 40/150-3/2	
Art.-Nr.	2089588	

Motor - Typenschilddaten beachten

# Literatur

- [1] DIN 4108-4. *Wärme- und Feuchteschutztechnische Kennwerte*. Norm. Feb. 2013.
- [2] DIN 7724. *Polymere Werkstoffe; Gruppierung polymerer Werkstoffe aufgrund ihres mechanischen Verhaltens*. Norm. Apr. 1993.
- [3] Y. Abe u. a. „Charge and Discharge Characteristics of a Direct Contact Latent Heat Thermal Energy Storage Unit Using Form-Stable High-Density Polyethylene“. *Journal of Solar Energy Engineering* 106 (1984), S. 465–474.
- [4] Bosch-Rexroth AG. *Mechanik Grundelemente*, 13.0. 2013.
- [5] AIT. „Neuartige thermische Speicher bis 300°C“. research project summary. 2012.
- [6] Vasilios Alexiades und Alan D. Solomon. *Mathematical Modeling of Melting and Freezing Processes*. 1. Aufl. Taylor & Francis, 1st November, 1992.
- [7] Hans Dieter Baehr und Karl Stephan. *Wärme- und Stoffübertragung*. 6. neu bearbeitete Auflage. Springer, 1993/2008.
- [8] Martin Bonnet. *Kunststoffe in der Ingenieur Anwendung: Verstehen und zuverlässig auswählen*. 1. Aufl. Vieweg+Teubner, 2009.
- [9] Yunus A. Çengel. *Heat Transfer - A Practical Approach*. 2. Aufl. Higher Education, 2002.
- [10] CFDOnline. *CFD Online*. 2005. URL: [http://www.cfd-online.com/Wiki/Main\\_Page](http://www.cfd-online.com/Wiki/Main_Page).
- [11] Justin Ning-Wei Chui. „Heat Transfer Aspects of Using Phase Change Materials in Thermal Energy Storage Applications“. Licentiate Thesis. KTH School of Industrial Engineering und Management, Stockholm, 2011.
- [12] Hans-Georg Elias. *Makromoleküle: Physikalische Struktur & Eigenschaften*. 6. Aufl. Wiley-VCH, 2009.
- [13] Wikipedia The Free Encyclopedia. *Kristallisation (Polymer)*. 2015. URL: [http://de.wikipedia.org/wiki/Kristallisation\\_\(Polymer\)](http://de.wikipedia.org/wiki/Kristallisation_(Polymer)).
- [14] Bayerisches Zentrum für angewandte Energieforschung e.V. *ZAE Bayern*. 1991. URL: <http://www.zae-bayern.de/>.
- [15] Mohammed M. Farid u. a. „A review on phase change energy storage materials and applications“. *Energy Conversion and Management* 45 (2004), S. 1597–1615.
- [16] Antoni Gil u. a. „Experimental analysis of the effectiveness of a high temperature thermal storage tank for solar cooling applications“. *Applied Thermal Engineering* 54 (2013), S. 521–527.
- [17] FLEXIM GmbH. *Bedienungsanleitung UMFLUXUS-F6V4-0DE*. 2010.
- [18] GRUNDFOS GmbH. *Pumpenhandbuch*. 2004.
- [19] Johannes Goeke und Andreas Henne. „Speicherdynamik von Kältespeichern mit PCM-Compound Materialfüllung“. *HLH - Lüftung/Klima, Heizung/Sanitär, Gebäudetechnik* 64 (2013), S. 21–26.
- [20] FITOK Group. *Product Catalog: Tube Fittings, Tubes and Pipes*. 2014.
- [21] Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik & Chemieingenieurwesen (GVC). *VDI-Wärmeatlas*. 9., überarbeitete und erweiterte Auflage. Springer, 2002.
- [22] Wim van Helden. „Neue Trends in der Solarthermie: Thermische Speicher mit hoher Energiedichte“. *Erneuerbare Energie* 3 (2008).
- [23] Wolfgang Hohenauer. *Description of Methods*, 2.1. 2013.

- [24] Petter Johansson. „Advanced Thermal Energy Storage Heat Transfer Study with Use of Comsol and Matlab“. Master Thesis. KTH School of Industrial Engineering und Management, Stockholm, 2011.
- [25] Hans Peter Jörgl. *Vorlesungsmanskript Mess- und Regeltechnik VT*. 1. Aufl. TU Wien, Institut für Prozessautomatisierung, 2006.
- [26] Doerte Laing. *Wärmespeichertechnologien für Energieeffizienz in Industrieanwendungen*. presentation. 2012.
- [27] Doerte Laing u. a. „Development of high temperature phase-change-material storage“. *Applied Energy* 109 (2013), S. 497–504.
- [28] DLR Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt GmbH e.V., SGL TECHNOLOGIES GmbH und XELLA Baustoffe GmbH. *Forschungsvorhaben PROSPER*. Schlussbericht. DLR Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt GmbH e.V., Januar 2008.
- [29] M. Medrano. persönliche Kommunikation. 18. Feb. 2014.
- [30] M. Medrano u. a. „Experimental evaluation of commercial heat exchangers for use as PCM thermal storage Systems“. *Applied Energy* 86 (2009), S. 2047–2055.
- [31] Harald Mehling und Luisa F. Cabeza. *Heat and cold storage with PCM - an up to date introduction into basics and applications*. 1. Heat and Mass Transfer. Springer, 2008.
- [32] Anvarbek M. Meirmanov. *The Stefan Problem*. 4. Aufl. de Gruyter, 1992.
- [33] Georg Menges. *Werkstoffkunde Kunststoffe*. 6. Aufl. Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2011.
- [34] Günter Reiter und Gert R. Strobl. *Lecture Notes in Physics: Progress in Understanding of Polymer Crystallization*. 1. Aufl. Springer, 2006.
- [35] Atul Sharma u. a. „Review on thermal energy storage with phase change materials and applications“. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009), S. 318–345.
- [36] N.H.S. Tay, M. Belusko und F. Bruno. „Designing a PCM storage system using the effectiveness-number of transfer units method in low energy cooling of buildings“. *Energy and Buildings* 50 (2012), S. 234–242.
- [37] Agilent Technologies. *Practical Temperature Measurements, Application Note 290*. 2010.
- [38] Georg Urschitz, Heimo Walter und Michael Hameter. „Experimental investigation of a finned mono tube - latent heat energy storage (LHTES)“. Proceedings of the ASME 2014 8th International Conference on Energy Sustainability ES2014. Boston, USA, 2014.
- [39] Bernhard Wunderlich. *Thermal Analysis of Polymeric Materials*. 1. Aufl. Springer, 2005.