

## Bachelorarbeit

Laurin Assfalg  
Matr.-Nr.: 2086464

# Untersuchung der Wärmeübertragungseigenschaften eines Phasenwechselmaterials bei abgeschabter Oberfläche in Hinblick auf die Verwendbarkeit des Latentwärmespeichers in solarthermischen Kraftwerken

**Laurin Assfalg**

**Untersuchung der Wärmeübertragungseigenschaften eines Phasenwechselmaterials bei abgeschabter Oberfläche in Hinblick auf die Verwendbarkeit des Latentwärmespeichers in solarthermischen Kraftwerken.**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

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

in Zusammenarbeit mit:  
Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme  
Solarthermie und Optik  
Heidenhofstraße 2  
79110 Freiburg

Erstprüfer/in: Professor Dr.-Ing Peter Wulf  
Zweitprüfer/in : Professor Dr.-Ing Bernd Sankol

## Zusammenfassung

### Name des Studierenden

Laurin Assfalg

### Thema der Bachelorthesis

Untersuchung der Wärmeübertragungseigenschaften eines Phasenwechselmaterials bei abgeschabter Oberfläche in Hinblick auf die Verwendbarkeit des Latentwärmespeichers in solarthermischen Kraftwerken.

### Stichworte

Solarthermisches Kraftwerk  
Direktverdampfend  
Latente Wärmespeicherung  
Schneckenwärmeübertrager  
Phasenwechselmaterial  
Kratzwärmetauscher  
Wärmeübergangskoeffizient

### Kurzzusammenfassung

Um regenerative Primärenergieträger als hauptsächliche Energiequellen zu verwenden, ist eine kontinuierliche Strombereitstellung von entscheidender Bedeutung um die derzeitige benötigte Energiemenge bereitzustellen. Die Entwicklung von thermischen Speichern ist zur Erreichung dieses Ziels von hoher Bedeutung. Wärme kann sensibel, latent oder thermochemisch gespeichert werden. Fluktuationen der bereitgestellten Sonnenenergie können durch den Speicher ausgeglichen werden. Durch den Einsatz von thermischen Speichern kann ein wirtschaftlicher und vor allem versorgungssicherer Betrieb realisiert und diese Energieumwandlungstechnologie in seiner Entwicklung vorangetrieben werden. Latente Wärmespeicherung weist eine hohe Speicherkapazität bei isothermen Bedingungen auf. Zweiphasige Arbeitsmedien, wie sie zum Beispiel in direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerken vorkommen, weisen die gleiche isotherme Charakteristik auf. Dadurch qualifiziert sich die latente Wärmespeicherung für den Einsatz in direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerken. Um die schlechte Wärmeleitfähigkeit des Phasenwechselmaterials zu kompensieren, benötigt es in bisher untersuchten Konzepten große Wärmeübertragungsflächen. Da dies mit hohen Kosten verbunden ist, ist bisher der kommerzielle Einsatz dadurch verhindert worden. Der am Fraunhofer ISE entwickelte Schneckenwärmeübertrager entkoppelt die Wärmeübertragerfläche von der Speicherkapazität, was die Wirtschaftlichkeit erhöht. Bei gleichzeitiger Förderung vollzieht das Phasenwechselmaterial einen Phasenwechsel von flüssig nach fest bzw. umgekehrt. Die beim Kristallisationsvorgang aufwachsende Schicht des Phasenwechselmaterials auf der Wärmeübertragerfläche wird durch

## Zusammenfassung

---

die Schneckenwellen kontinuierlich abgeschabt. Ziel der Arbeit ist es die Wärmeübergangskoeffizienten der Schmelze während des Kristallisationsvorgangs zu bestimmen. Um die Vorgänge im SWÜ nachzubilden, wurde ein Kratzwärmeübertrager entwickelt. In diesem wird der Wärmeübergang untersucht. Geeignete Methoden zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten werden auf Grundlage der Vorgänge erarbeitet und vorgestellt. In Laborversuchen wird der Einfluss der aufwachsenden Schicht des Phasenwechselmaterials ermittelt. Die während der Versuchsdurchführung und der anschließenden Auswertung erlangten Ergebnisse werden diskutiert und vorgestellt.

### **Name of Student**

Laurin Assfalg

### **Title of the paper**

Analyzing the heat transfer properties of a phase change material, while scraping the surface in order to make a statement for the usability of the latent storing system in solar thermal power plants.

### **Keywords**

Solar thermal power plant

Direct vaporizing

Latent heat storage

Screw heat exchanger

Phase change material

Scraped surface heat exchanger

Heat transfer coefficient

### **Abstract**

To use regenerative primary energy carriers as primary energy sources, a continuous supply of current is essential to provide the amount of energy needed. The development of thermal storage is fundamental for the success of this process. Heat can be stored with low losses in three ways: sensitive, latent or thermochemically. Fluctuations of the power provided by solar energy can be compensated through the storage. Through thermal storage, running a profitable and uninterrupted solar thermal power plant is made possible and the development of this energy transformation technology can be driven forward. Latent heat storage has a high thermal reservoir capacity when deployed under isothermal conditions. Biphase working fluids, which are for example used in directly vaporizing solar thermal power plants, show the same isothermal characteristic. Therefore, latent heat storage qualifies for the usage in directly vaporizing solar thermal power plants. In order to deal with the poor thermal conductivity of the phase change material, a large surface for the heat transmission is currently essential. But because this is directly linked to high production costs, the commercial application of the technology has not been possible yet. The screw heat exchanger, developed at Fraunhofer ISE, uncouples the heat transmitting surface from the thermal reservoir capacity. Under continuous conveyance, the phase change material changes its phase from liquid to solid or vice versa. The layer of phase change material building up on the heat transmission surface, in the process of crystallization, is continually being chipped off by the worm shaft. The goal of this thesis is to evaluate the heat transfer coefficient of the smelter during the process of crystallization. The processes occurring during the phase change are therefore simulated in a scraping heat exchanger. Methods for the calculation of the heat transfer coefficient are worked out on the basis of these findings. The effect of the growing layer of phase change material on the heat transmission surface is deter-

## Zusammenfassung

---

mined in laboratory experiments. The results gained in the experimental procedure are finally discussed and presented.

## Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen, die mich während der Bearbeitung dieser Arbeit unterstützt, motiviert und ausgehalten haben, herzlichst bedanken

Besonderen Dank gilt Verena Zipf für ihre kompetente Beratung und Betreuung. Auch möchte ich Jonas Wehling und Lukas Herbert für ihre Unterstützung und Zeit in den letzten Zügen dieser Arbeit danken.

Nicht zuletzt möchte ich der Quattro und all ihren Innsassen danken. Danke fürs Auffangen, für offene Ohren und kulinarische wie gesellschaftliche Ablenkung.

### **Aufgabenstellung**

Im Rahmen der Entwicklung eines latenten Speichersystems wurde am Fraunhofer ISE ein neuartiger Wärmeübertrager eingesetzt. Mit Hilfe dieses Prototypen, einem Schneckenwärmeübertrager wird eine Studie hinsichtlich der wirtschaftlichen und technischen Umsetzung dieses Speichers in solarthermischen Kraftwerken durchgeführt.

Während des Kristallisationsvorgangs im Schneckenwärmeübertrager haftet das Phasenwechselmaterial an der Wärmeübertragerfläche an und wird bei gleichzeitiger Förderung durch die eng kämmenden Schneckenwellen kontinuierlich abgetragen. Aufgrund der zu hohen Dauer der Versuche am Schneckenwärmeübertragerteststand kann die benötigte Parametervariation zur Bestimmung der Einflüsse auf den Wärmeübergangskoeffizienten nicht durchgeführt werden. Dadurch ist es erforderlich, die Vorgänge im Schneckenwärmeübertrager separat nachzubilden.

Hierfür wurde ein Teststand geplant und aufgebaut, in dem ein Phasenwechselmaterial kristallisiert wird, während gleichzeitig die Wärmeübertragerfläche kontinuierlich gereinigt wird. Der Wärmeübergang des Phasenwechselmaterials zur Wärmeübertragenden Fläche, bei gleichzeitig aufwachsender und abgeschabter Schicht, soll bestimmt werden. Im Rahmen dieser Bachelorarbeit soll der dafür vorgesehene Teststand für die einzelnen Versuche vorbereitet und in Betrieb genommen werden. Eine geeignete Versuchsreihe soll dabei geplant, durchgeführt und ausgewertet werden.



## Inhalt

Zusammenfassung .....	I
Danksagung .....	V
Aufgabenstellung.....	VI
Inhalt.....	1
Formelzeichen.....	3
Abbildungsverzeichnis.....	8
Tabellenverzeichnis .....	10
1 Einleitung .....	11
2 Grundlagen und Stand der Technik .....	13
2.1 Solarthermische Kraftwerke .....	13
2.1.1 Solarthermische Kraftwerke mit indirekter Wärmeübertragung.....	14
2.1.2 Direktverdampfende solarthermische Kraftwerke .....	14
2.1.3 Notwendigkeit von Wärmespeichern .....	15
2.2 Wärmespeicher und deren Anwendung in solarthermischen Kraftwerken.....	17
2.2.1 Sensible Wärmespeicher.....	17
2.2.2 Latentwärmespeicher .....	17
2.2.3 Thermochemische Speicher .....	19
2.2.4 Latente und sensible Wärmespeicherung im Vergleich.....	19
2.3 Wärmeübertragung .....	21
2.3.1 Wärmeleitung.....	21
2.3.2 Konvektion .....	23
2.3.3 Wärmestrahlung .....	24
2.3.4 Berechnung des Wärmedurchgangs .....	24
2.4 Verfahren zur Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten.....	26
2.4.1 Berechnung der Wärmeübergangseigenschaften über den Wärmestrom .....	26
2.4.2 Ermitteln der Wärmeübertragungseigenschaften über die Ähnlichkeitstheorie der Wärmeübertragung .....	27
2.5 Kratzwärmeübertrager (KWÜ) .....	28
2.6 Ermitteln der Wärmeübergangsvorgänge in einem rotatorischen KWÜ mit PCM- Schmelze .....	29
2.6.1 Beschreibung und Berechnungsansatz des Wärmeübergangs von der PCM-Schicht zur Schmelze .....	29
2.6.2 Beschreibung und Berechnungsansatz des Wärmeübergangs von den abgeschabten Partikeln zur Schmelze .....	30
2.7 Fehlerbetrachtung .....	33
2.7.1 Messdatenerfassung und Messunsicherheit.....	33
2.7.2 Fehlerfortpflanzung.....	34
3 Vorstellung der Projekte und des SWÜs .....	35
3.1 Die Projekte INNOLAT – CSP und SALSA .....	35
3.1.1 Motivation zur Entwicklung eines Schneckenwärmeübertragers .....	35

3.2	Aufbau und Funktionsweise des SWÜs .....	35
3.2.1	Beladevorgang des Speichers.....	38
3.2.2	Entladevorgang des Speichers .....	38
4	Aufbau eines Teststands zur Messung von Wärmeübergangskoeffizienten .....	39
4.1	Motivation zur Entwicklung des Wärmeübertragungsteststand (WÜT) .....	39
4.2	Funktions- und Aufbaubeschreibung des Teststands .....	40
4.3	Im Teststand verwendete Messtechnik und Messdatenerfassung .....	44
4.4	Berechnungsmethodik zur Versuchsauswertung .....	45
4.4.1	Wärmestrom des Thermoöls.....	46
4.4.2	Wärmestrom des PCMs.....	46
4.4.3	Wärmeverluste an die Umgebung.....	47
4.5	Anforderung an die Messtechnik.....	48
4.5.1	Berechnung des Messfehlers für den Thermoöl-Wärmestrom .....	48
4.6	Kalibrierung der Temperatursensoren .....	51
4.6.1	Aufbau der Kalibriervorrichtung.....	51
4.6.2	Vergleichsverfahren.....	51
4.6.3	Ergebnis der Kalibrierung .....	51
4.6.4	Auswirkung der Kalibrierung auf den absoluten, gesamten Messfehler.....	53
5	Planung, Durchführung und Auswertung der Versuche.....	54
5.1	Planung der Versuche .....	54
5.1.1.1	Abschätzen des ölseitigen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha a$ über die Nußelt-Zahl .....	54
5.1.1.2	Experimentelles Ermitteln des ölseitigen Wärmeübertragungskoeffizient $\alpha a$ .....	56
5.1.2	Ermitteln der Versuchsparameter .....	58
5.1.2.1	Abschätzen der Versuchsparameter des WÜT über die durchgeführten Versuchsparameter des SWÜs.....	58
5.1.2.2	Abschätzen der Versuchsparameter des WÜT über die Fehlerfortpflanzung.....	60
5.1.2.3	Ergebnisse der Abschätzung der Parameter .....	62
5.2	Durchführung und Auswertung der Versuche .....	62
5.2.1	Versuche zur Bestimmung des ölseitigen Wärmeübergangskoeffizienten .....	63
5.2.2	Versuche zur Bestimmung des PC;-seitigen Wärmeübergangskoeffizienten .....	64
5.2.3	Fazit .....	70
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	72
	Quellenangaben.....	75
	Anhang .....	77
	Eigenständigkeitserklärung.....	92

## Formelzeichen

### Lateinische Buchstaben

$A$	$[m^2]$	Fläche
$a$	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	Temperaturleitfähigkeit
$c_p$	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	spezifische Wärmekapazität
$F$	$[N]$	Kraft
$H$	$[m]$	Höhe
$h$	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	Enthalpie des Festkörpers
$h'$	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	Enthalpie der Flüssigkeit
$I$	$[A]$	Stromstärke
$k$	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	Wärmedurchgangskoeffizient
$l$	$[m]$	Länge
$m$	$[kg]$	Masse
$\dot{m}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Massenstrom
$Nu$	$[-]$	Nußelt-Zahl
$n$	$\left[\frac{1}{min}\right]$	Drehzahl
$Pr$	$[-]$	Prandtl-Zahl
$r$	$[m]$	Radius
$Re$	$[-]$	Reynoldszahl

## Formelzeichen

---

$s$	$[m]$	Schichtdicke des PCMs
$T$	$[^{\circ}C]$	Temperatur
$Q$	$[J]$	Wärmemenge
$\dot{Q}$	$[W]$	Wärmestrom
$\dot{q}$	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$	Wärmestromdichte
$v$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Geschwindigkeit
$z$	$[m]$	Wanddicke
$Z$	$[m]$	Abstand

## Griechische Buchstaben

$\alpha$	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	Wärmeübergangskoeffizient
$\varepsilon$	$[-]$	Emissionsgrad
$\delta$	$[m]$	Grenzschichtdicke
$\Delta$	$[-]$	Differenz
$\eta$	$[Pas]$	Dynamische Viskosität
$\lambda$	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda$	$[m]$	Wellenlänge
$\nu$	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	kinematische Viskosität
$\rho$	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Dichte

## Formelzeichen

---

$\sigma$   $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$  Stefan-Boltzmann-Konstante

## Indizes

A	Aufheizen
a	Austritt
abs	absolut
BH	Begleitheizung
BP	Berechnungspunkt
e	Eintritt
Fl	Fluid
ges	Gesamt
gr	groß
h	hydraulisch
K	Kratzklingen
kl	klein
krit	kritisch
KV	Kristallisationsverusch
loss	Verlust
mean	Mittelwert
mlog	logarithmischer Mittelwert
mod	modifiziert
pw	Phasenwechsel
R	Rührer

## Formelzeichen

---

res	resultierend
rel	relativ
RS	Ringspalt
RTh	Regelung des Thermostaten
RW	Rührwerk
sat	Sattdampf
S	PCM-Schicht
Sch	Schmelze
SV	Schmelzversuch
SW	Schneckenwelle
PCM	PCM-seitig
PP	Partikel des PCMs
O	Oberfläche
Öl	ölseitig
U	Umfang
übertr	Übertragen
üh	überhitzt
V	Versuch
W	Wand
WÜT	Wärmeübertrager des Teststands
$H_2O$	Wasser
zu	zusätzlich
$\infty$	Umgebung

Abkürzungen

AM	Arbeitsmedium
KWÜ	Kratzwärmeübertrager
PCM	Phasenwechselmaterial
SWÜ	Schneckenwärmeübertrager
WÜT	Wärmeübertragungsteststand
WVV	Wärmeverlustversuch
DV	Dampfversuch
SV	PCM-Versuch

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 - Schematische Darstellung eines solarthermischen Kraftwerks mit thermischem Speicher. [1].....	13
Abbildung 2 - Schematische Darstellung eines direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerks mit Gefällespeicher. [8].....	14
Abbildung 3 - Schematische Darstellung eines hybriden solarthermischen Kraftwerks. [11].....	15
Abbildung 4 - Durchschnittliches Be- und Entladezeitfenster eines Tages für ein solarthermisches Kraftwerk mit Salzspeicher und Zusatzbrenner. [2] .....	16
Abbildung 5 - Vergleich latenter zu sensibler Wärmespeicherung anhand der Temperaturerhöhung. [3] .....	18
Abbildung 6 – Überblick über latente Wärmespeichermedien. [3] .....	19
Abbildung 7 - Be- und Entladung eines sensiblen Speichers mit einem zweiphasigen Arbeitsmedium: der Druck des Entladedampfes sinkt stark ab. [16].....	20
Abbildung 8 - Be- und Entladen eines latenten Wärmespeichers. [16] .....	20
Abbildung 9 – Ebene Platte der Dicke $z$ mit Oberflächentemperaturen $TW1$ und $TW2$ und beidseitigem Wärmeübergang. [17] .....	22
Abbildung 10 – Zylinder- bzw. Kugelschale mit Oberflächentemperatur $TW1$ und $TW2$ und beidseitigem Wärmeübergang. [17] .....	22
Abbildung 11 - Modellvorstellung des Wärmeübergangs eines strömenden Fluids zu einer festen Wand. ....	24
Abbildung 12- Schematischer Wärmedurchgang durch eine ebene Wand.....	25
Abbildung 13 – Bewegungsprinzip eines translatorischen KWÜ. [20] .....	28
Abbildung 14 - Schematische Darstellung der Grenzschicht an der wärmeübertragenden Wand ohne PCM-Schichtsbildung. [21] .....	30
Abbildung 15 - Schematische Darstellung der PCM- und Grenzschicht an der wärmeübertragenden Wand [21] .....	31
Abbildung 16 - Schematische Darstellung des Be- (links) und Entladevorgangs (rechts) des SWÜs. [26].....	36
Abbildung 17 – Durchbruchzeichnung einer hohlen Schneckenwelle mit schematischer Darstellung der Strömungsrichtung.....	37
Abbildung 18 – CAD-Zeichnung des SWÜs. [27] .....	37
Abbildung 19 – WÜT mit seinen wichtigsten Komponenten. ....	39
Abbildung 20 – Begleitheizungen und Position der Wandtemperatursensoren am Boden des unisolierten Wärmeübertragers des WÜTs. ....	42
Abbildung 21 - Signal- & Regelfluss des WÜTs. ....	45
Abbildung 22 – Schematische Darstellung der Energieströme im WÜT während des Kristallisationsvorgangs bei positiver Vorzeichendeklaration. ....	47
Abbildung 23 - Berechnungsgrundlage zur Berechnung des modifizierten hydraulischen Durchmessers für den Ringspalt. ....	56
Abbildung 24 - Abhängigkeit der Wärmestromdichte und des Wärmeübergangskoeffizienten von der Heizflächenüberhitzung beim Behältersieden. [32] .....	57



## Abbildungsverzeichnis

---

Abbildung 25 - Schematische Darstellung der Schneckenwellen des SWÜs mit Selbstreinigungszone und Drehrichtung .....	59
Abbildung 26 - Ölseitiger Wärmeübergang bei konstantem Volumenstrom in Abhängigkeit der mittleren Thermoöltemperatur .....	64
Abbildung 27 - Analyse des Versuchs vom 27.01.2015 anhand des übertragenen Wärmestroms und der berechneten Wärmedurch- und Wärmeübergangskoeffizienten .....	66
Abbildung 28 - Einfluss der Dicke der PCM-Schicht auf den Wärmeübergangskoeffizienten ....	67
Abbildung 29 - Analyse des Versuchs vom 29.01.2015 anhand der öl und PCM-seitigen Temperaturverläufe .....	69
Abbildung 30 - Wärmestrom des verwendeten PCMs beim Kristallisations- bzw. Schmelzvorgang [33].....	69
Abbildung 31 - Schematische Darstellung der Auslenkung des H-Rührers während des Kristallisationsversuchs (gestrichelte Linie = ausgelenkter Rührer). .....	71
Abbildung 32 - Schematische Darstellung der Messeinheiten und der Stoffströme im WÜT ....	77
Abbildung 33 – Technische Zeichnung der Kanalströmung des Wärmeübertragers.....	78
Abbildung 34 - Technische Zeichnung des Innenrings des Wärmeübertragers .....	79
Abbildung 35 - Messaufbau der Kalibrierung mit Blockkalibrator, Referenzsensor und Kalibriersensor [34].....	81
Abbildung 36 - Vorversuch bei der Firma IKA um das Rührwerk für den Einsatz im WÜT zu testen .....	83
Abbildung 37 - Technische Zeichnung des H-Rührers .....	84
Abbildung 38 - Fertiggestellter H-Rührer.....	85
Abbildung 39 - Spindelrührer (links: mit Metallring/ rechts: modifiziert).....	86
Abbildung 40 - Zustand der Schmelze nachdem der Spindelrührer steckengeblieben ist (Versuchsdatum: 26.12.2014).....	87
Abbildung 41. - Zustand der PCM-Schmelze nach vollständiger Kristallisation im WÜT (Versuchsdatum 29.01.2015).....	88
Abbildung 42 - PCM-Schichtdickenanalyse der kristallinen PCM-Schicht (links: PCM-Schicht mit Spindelrührer, rechts: Einfluss des Rührers auf die PCM-Schicht) .....	89
Abbildung 43 – Schichtdickenanalyse des PCMs.....	90

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 - Gegenüberstellung von latenter und sensibler Wärmespeicherung .....	21
Tabelle 2 - Strömungsarten nach Reynolds .....	27
Tabelle 3 - Übersicht über bisher veröffentlichte Gleichungen für Kratzwärmetauscher .....	32
Tabelle 4 - Teststandskomponenten des WÜTs .....	41
Tabelle 5 - Stoffeigenschaften Therminol 66, siehe Tabelle 23 für mehr Informationen .....	46
Tabelle 6 - Stoffeigenschaften des PCMs .....	47
Tabelle 7 - Herstellerangaben der zur Berechnung notwendigen Größen bezüglich ihrer Genauigkeit .....	48
Tabelle 8 - Abschätzen des übertragenen Wärmestroms beim Kristallisationsvorgang .....	50
Tabelle 9 - Berechnung der gewichteten Messfehler der einzelnen Mess- bzw. Stoffwerten bei Betriebstemperatur $T_{\text{Öl, mean}} = 210^{\circ}\text{C}$ .....	50
Tabelle 10 - Zusammenfassung der Ergebnisse der Kalibrierung .....	52
Tabelle 11 - Zusammenfassung der Gesamtunsicherheit nach GUM aus Teil A und B .....	52
Tabelle 12 - Berechnung der gewichteten Fehler der einzelnen Mess- bzw. Stoffwerten bei Betriebstemperatur $T_{\text{mean, Öl}} = 210^{\circ}\text{C}$ .....	53
Tabelle 13 - Gegenüberstellung der Absoluten Messunsicherheit und des relativen Fehlers bei kalibrierten und nicht kalibrierten Temperatursensoren .....	53
Tabelle 14 - Abschätzen des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha\alpha$ anhand einer modifizierten NuBelt-korrelation .....	55
Tabelle 15 - Versuchsparameter des SWÜ beim Kristallisationsversuch .....	58
Tabelle 16 - Berechnung der Drehzahl des IKA Rührwerks .....	59
Tabelle 17 - Berechnung des absoluten relativen Fehlers für die Dampfversuche in Abhängigkeit der mittleren Thermoöltemperatur .....	60
Tabelle 18 - Berechnung des absoluten relativen Fehlers für die PCM-Versuche .....	62
Tabelle 19 - Geplante Versuchsparameter für die PCM-Versuche auf Grundlage der Parameterabschätzung .....	62
Tabelle 20 - Parameter der zweiten Versuchsreihe aufgrund der erlangten Erkenntnisse .....	65
Tabelle 21 - Versuchsparameter und Auswertung des PCM-Versuchs vom 27.01.2015 .....	66
Tabelle 22 - Maße des im Teststand verwendeten Wärmeübertragers .....	80
Tabelle 23 - Stoffeigenschaften des verwendeten Therminol 66 [35] .....	82
Tabelle 24 - Ermittlung der mittleren PCM-Schichtdicke bei Kristallisation mit dem Spindelrührer .....	91

# 1 Einleitung

Der durch die industrielle Revolution eingeleitete enorme technologische Fortschritt geht Hand in Hand mit einer starken Nachfrage an Primärenergie. Die Primärenergie wurde bisher vor allem aus fossilen Rohstoffen und Kernenergie gewonnen, die negativen Folgen auf die Umwelt und der Menschheit jedoch weitestgehend außer Acht gelassen. Durch Umweltkatastrophen, die auf den klimatischen Wandel zurückzuführen sind, und atomaren Unfälle geraten diese Energieumwandlungsprozesse immer mehr in den Fokus der Aufmerksamkeit und werfen unbefriedigt beantwortete Fragen auf. Kernenergie weißt, neben einem nicht auszuschließenden Risiko eines Supergaus, beachtliche gesellschaftliche, wie auch umwelttechnische Probleme bei der Endlagerung auf. Fossile Energieträger setzen bei ihrer Verbrennung Kohlendioxid frei, das mit als Hauptursache für den Treibhauseffekt gilt. Der Klimawandel wird als eine Folge dieses Effekts genannt. Zudem stehen fossile Rohstoffe nicht unbegrenzt zur Verfügung. Eine unausweichliche Ressourcenknappheit wird in Zukunft zu einem starken Preisanstieg dieser Energieträger führen. Regenerative Primärenergie, wie sie die Sonne, der Wind und das Meer bereitstellen, stehen dagegen unbegrenzt zur Verfügung. Nachteilig sind hier die Schwankungen zu nennen, denen diese Energiequellen unterliegen. Der derzeitige technologische Stand von Windkraft- und Photovoltaikanlagen ist nicht in der Lage diese Schwankungen auszugleichen und darüber hinaus Regelenenergie für ein stabiles Stromnetz bereitzustellen. Dafür sind elektrische Energiespeicher notwendig, die bisher noch nicht marktfähig sind. Thermische Speicher hingegen, wie sie zum Beispiel in solarthermischen Kraftwerken eingesetzt werden, können Energie über einen längeren Zeitraum speichern und einstrahlungsbedingte Schwankungen ausgleichen. Folglich ist dieser Kraftwerkstyp in der Lage Regelenenergie bereitzustellen. In Kombination mit Photovoltaik- und Windkraftanlagen könnte dadurch ein stabiles aus regenerativen Energiequellen gespeistes Stromnetz realisiert werden. Derzeit haben solarthermische Kraftwerke Speicher mit zwei Tanks zur sensiblen Speicherung einer Salzschnmelze. Als Wärmeträger in den Kollektoren wird Thermoöl eingesetzt. Für direktverdampfende Systeme, die einen höheren Wirkungsgrad aufweisen, stellt eine sensible Speicherung keine Option dar. Der Phasenwechsel des Arbeitsmediums würde bei einer sensiblen Speicherung zu einem hohen Exergieverlust führen. Latentwärmespeicher weisen dagegen die gleiche thermische Speichercharakteristik wie ein zweiphasiges Arbeitsmedium auf. Folglich könnte der Latentwärmespeicher ein wirtschaftliches Speicherkonzept für direktverdampfende solarthermische Kraftwerke darstellen. Im Projekt INNOLAT wird aus diesem Grund einen neuartigen Schneckenwärmeübertrager entwickelt und untersucht, der zum Be- und Entladen eines latenten Speichers geeignet ist. Aufgrund der hohen Dauer der Versuchs kann die benötigte Parametervariation zur Bestimmung der Einflüsse des Phasenwechsels auf den Wärmeübergangskoeffizient nicht durchgeführt werden. Dadurch lassen sich die Wärmeübertragungseigenschaften und ihre Einflussfaktoren nicht ermitteln. Für eine Weiterentwicklung und Aufskalierung des Speicherkonzepts für eine Anwendung in solarthermischen Kraftwerken ist die Kenntnis der Wärmeübertragungseigenschaften jedoch unerlässlich. Aus diesem Grund wurde ein separater Teststand geplant und aufgebaut, in dem ein Phasenwechselmaterial kristallisiert wird. Der im Teststand verwendete Wärmeübertrager imitiert zusammen mit einer Röhreinheit die Vorgänge im Schneckenwärmeübertrager.

Ziel der Arbeit ist die Ermittlung der Wärmeübertragungseigenschaften des Teststands. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt auf der methodische Planung, Durchführung und Auswertung von Versuchsreihen zur Bestimmung der Wärmeübertragungseigenschaften und ihren Einflüssen. In Kapitel 2 wird ein Überblick über den Stand der Technik von solarthermischen Kraftwerken und den Grundlagen der Wärmespeicherung, der Wärmeübertragung, sowie den Vorgängen in Kratzwärmetauschern gegeben. Die Eignung von Latentwärmespeicher für zweiphasige Arbeitsmedien wird anhand eines Beispiels erläutert. Die für den Wärmeübergang relevanten Vorgänge im Kratzwärmetauscher und die daraus resultierenden Berechnungsansätze werden im Detail vorgestellt. In Kapitel 3 werden die Projekte INNOLAT und SALSA vorgestellt. Der Schneckenwärmeübertrager wird bezüglich seines Aufbaus, Funktionsweise und Betriebscharakteristiken beschrieben. In Kapitel 4 erfolgt ein Überblick über den verwendeten Teststand zur Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten bezüglich der verbauten Komponenten und Messeinheiten. Anhand der Funktions- und Aufbaubeschreibung wird die Methodik zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten erarbeitet. Ausgehend von der Berechnungsgrundlage werden die Anforderungen an die Messtechnik abgeleitet. In Kapitel 5 wird die Vorgehensweise zur Erschließung der Versuchsparametersätze vorgestellt. Anhand dieser werden schrittweise die zur Charakterisierung des Teststands benötigten Versuche durchgeführt und durch die erlangten Erkenntnisse überarbeitet. Die, aus den Versuchsdurchführung und Auswertung erlangten Ergebnisse der überarbeiteten Versuchsreihe werden diskutiert und die daraus abgeleiteten weiteren Vorgehensweisen vorgestellt. Die Arbeit wird mit Kapitel 6 durch eine Zusammenfassung abgeschlossen. Ein Ausblick verweist auf die weiteren Vorgehensweisen um den Teststand vollständig charakterisieren zu können.

## 2 Grundlagen und Stand der Technik

### 2.1 Solarthermische Kraftwerke

In solarthermischen Kraftwerken wird, wie in konventionellen Dampfkraftwerken, Wärmeenergie in elektrische Energie umgewandelt. Der Dampfturbinenprozess, beschrieben durch den Physiker Rudolf Clausius und den Ingenieur William Rankine und bekannt als Clausius-Ranking-Prozess hat sich dabei als optimaler Energieumwandlungsprozess bewährt. Dabei wird Wasser in einem geschlossenen thermodynamischen Kreisprozess verdampft und anschließend in einer Dampfturbine entspannt. Durch Ankopplung eines Generators mit der Turbine wird Elektrizität erzeugt. Der wesentliche Vorteil gegenüber anderen regenerativen Energiequellen liegt in der Möglichkeit, die Energie in Form von Wärme zu speichern. In Abbildung 1 ist ein genereller Aufbau eines solarthermischen Kraftwerkes mit thermischem Speicher dargestellt. Im Gegensatz zu konventionellen Dampfkraftwerken, wie zum Beispiel Kohle- und Kernkraftwerken, wird die Energie von der Sonne bereitgestellt. Es wird kein zusätzlicher Brennstoff benötigt.

Durch die Fokussierung der Sonnenstrahlen lassen sich Energiedichten realisieren, die es ermöglichen, Medien auf über 500 °C zu erhitzen. Die Fokussierung wird durch aneinander gereihete Kollektoren realisiert. Die Gesamtheit aller Kollektorreihen nennt man Solarfeld. Der Brennpunkt der Kollektoren liegt auf einem Absorber. In diesem erfolgt der Wärmeübergang an einen Fluidkreislauf. Die Wärmeenergie kann direkt oder indirekt zur Verdampfung von Wasser genutzt werden. Bei der indirekten Energieübertragung wird ein Zwischenmedium verwendet, in direkten Kreisläufen wird Wasser als Wärmeträger verwendet. Solarthermische Kraftwerke werden neben der Art der Wärmeübertragung (direkt/indirekt), zudem nach der Art der Fokussierung unterteilt. Man unterscheidet zwischen punkt- und linearfokussierenden Kraftwerken. Beide Kraftwerkstypen können durch einen Wärmespeicher erweitert werden.

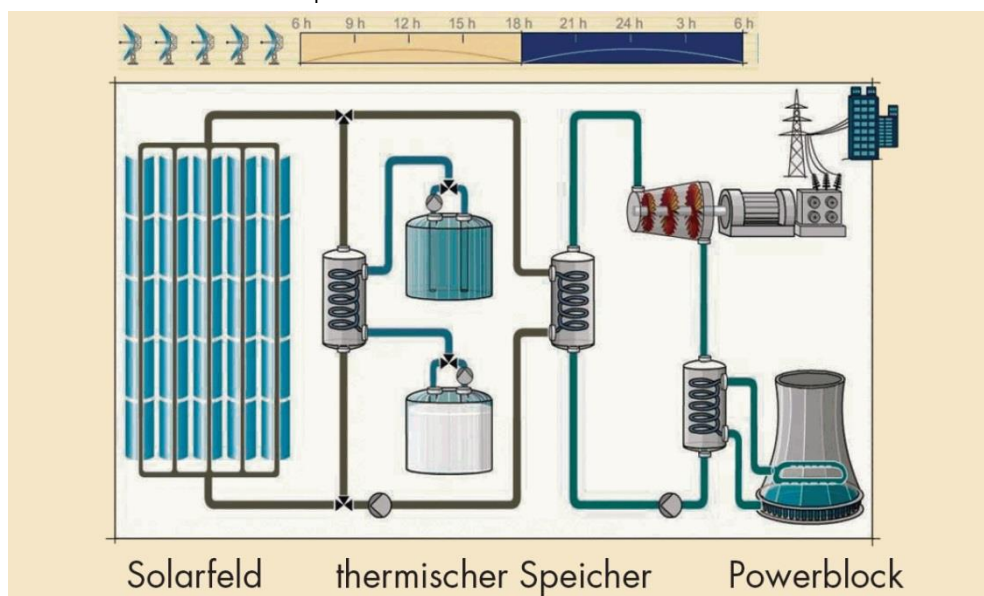


Abbildung 1 - Schematische Darstellung eines solarthermischen Kraftwerks mit thermischem Speicher. [1]

### 2.1.1 Solarthermische Kraftwerke mit indirekter Wärmeübertragung

Solarthermische Kraftwerke, die Wärme indirekt zur Verdampfung übertragen, verwenden einen zusätzlichen Fluidkreislauf. Dieser Kreislauf ist zwischen Absorber und dem zu verdampfenden Medium geschaltet, siehe Abbildung 1. Zum Einsatz kommen hauptsächlich speziell für diesen Bereich entwickelte Thermoöle, die je nach Auslegung des Kraftwerks auf Temperaturen von bis zu 400 °C erhitzt werden können [2]. Neben den Thermoölen haben sich zudem Salzschnmelzen, mit veränderlichen Anteilen von Natrium- und Kalium-Nitrat als geeignetes Medium erwiesen. Salzschnmelzen ermöglichen höhere Prozesstemperaturen von über 500 °C und dadurch auch höhere Kraftwerkswirkungsgrade [3]. Außerdem sind Natrium- und Kaliumnitrate im Gegensatz zu Thermoölen umweltverträglicher. Aufgrund der thermischen Trägheit des zusätzlichen Fluidkreislauf, lassen sich einstrahlungsbedingte Schwankungen ausgleichen und somit einfacher konstante Verdampfungsparameter realisieren [4].

### 2.1.2 Direktverdampfende solarthermische Kraftwerke

Direktverdampfende solarthermische Kraftwerke verdampfen Wasser ohne einen zusätzlichen Fluidkreislauf. Die kollektivierte Energie der Sonne wird direkt zur Verdampfung von Wasser genutzt. Dieser Kraftwerkstyp findet in Spanien bereits konventionelle Anwendung [5]. Der erzeugte Sattdampf wird mit Temperaturen von über 500°C [5] und einem Druck von 100bar [6] in die Turbine geführt. Abbildung 2 zeigt den schematischen Aufbau eines direktverdampfenden Kraftwerks mit Gefällespeicher.

Im Gegensatz zu indirekt verdampfenden Kraftwerken stellt die direkte Verdampfung eine große konstruktive und regelungstechnische Herausforderung an die Kollektoren und den Absorber dar, da bei sich ändernder solarer Einstrahlung möglichst konstante Dampfparameter erzeugt werden müssen um eine effektive und turbinenschonende Stromerzeugung zu realisieren [7].

Für ein direktverdampfendes System spricht, dass Wärmeverluste reduziert werden, da ein zusätzlicher Fluidkreislauf und die dazugehörigen Wärmetauscher entfallen. Ein zusätzliches, im Falle von Thermoöl, aquatoxisches Medium entfällt zudem. Dadurch lassen sich neben der Schonung der Umwelt auch die Kosten durch Materialeinsparung senken.

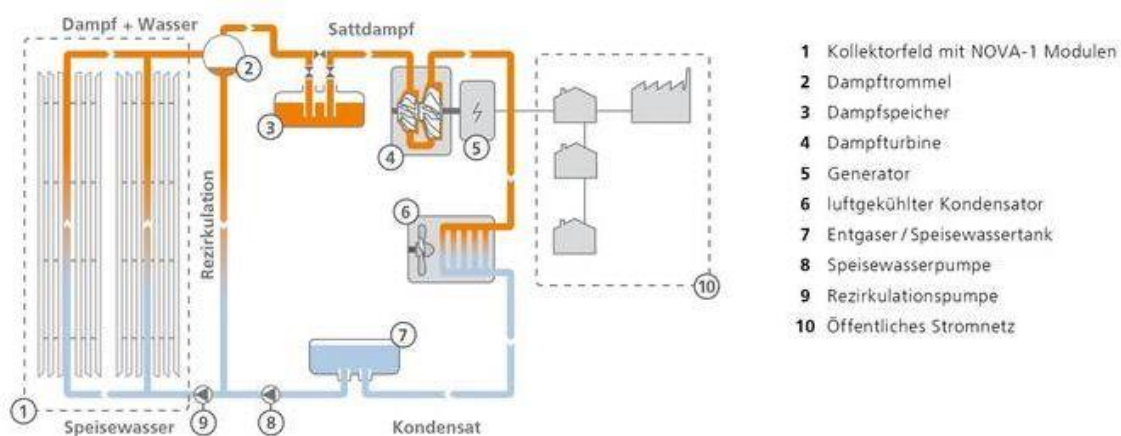


Abbildung 2 - Schematische Darstellung eines direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerks mit Gefällespeicher. [8]

### 2.1.3 Notwendigkeit von Wärmespeichern

Die Umwelt stellt ihre Energie nicht kontinuierlich zur Verfügung. Um jedoch kontinuierlich Strom, ohne fossile Zufeuerung, aus den von der Umwelt instationär bereitgestellten Energien zu erzeugen, bedarf es einer Möglichkeit die momentan um Überschuss vorhandene Energie zu speichern.

Kraftwerke ohne Wärmespeicher können aus diesem Grund nicht ohne zusätzlichen Brennstoff kontinuierlich Strom erzeugen. Nicht nur die Nacht stellt hier ein Problem dar, auch diffuse, indirekte Lichtverhältnisse, wie sie zum Beispiel bei einem bewölkten Himmel vorkommen, verhindern oder stören die Stromerzeugung. Im Gegensatz zur Photovoltaik kann nur direkte Sonneneinstrahlung genutzt werden, da sich nur diese optisch konzentrieren lässt [9]. Insofern ist dieser Kraftwerkstyp, zusätzlich zum Tag-Nacht-Rhythmus, stark von den vorherrschenden Klima- und Wetterbedingungen abhängig. Um diesen Umstand entgegenzuwirken, haben sich hybride Systeme bewährt. Dabei wird eine kontinuierliche Verdampfung durch Zufeuerung eines externen, auf fossilen Ressourcen basierenden Brennstoffs realisiert. In Abbildung 3 ist der schematische Aufbau eines solchen Kraftwerkstyps dargestellt.

Um den Strombedarf zukünftig ausschließlich aus erneuerbaren Energien zu decken, bedarf es einer kontinuierlichen und bedarfsgerechten Stromerzeugung. Aus diesem Grund ist eine Energiespeicherung unerlässlich. Aus Kostengründen hat sich hier die thermische Speicherung im Gegensatz zur elektrischen und mechanischen als praktikabel erwiesen [10].

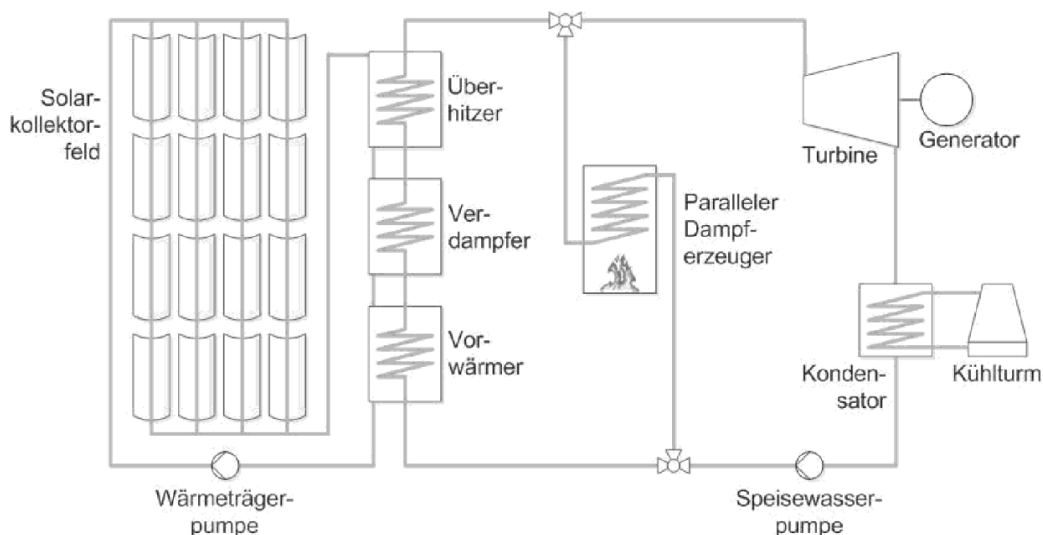


Abbildung 3 - Schematische Darstellung eines hybriden solarthermischen Kraftwerks. [11]

Durch die Nutzung eines thermischen Speichers kann nicht nur Strom während sonnenarmen, bzw. -losen Zeiten erzeugt werden, vielmehr verbessern sich auch die Kraftwerksparameter, da der Speicher zusätzliche Regelenergie bereithält. Solare Schwankungen, zum Beispiel durch vorüberziehende Wolken, können, je nachdem wie lange der Ausfall der direkten Sonnenein-

strahlung dauert entweder durch die thermische Trägheit des Fluidkreislaufes selbst (s. 2.1.1) oder durch den Speicher ausgeglichen werden. Eine Schwankung bzw. ein Ausfall der Einstrahlung hat somit keinen Leistungsabfall bzw. -ausfall zur Folge. Ein thermischer Speicher verringert durch konstante Parameter den Verschleiß der einzelnen Komponenten und erhöht zudem deren Nutzungsdauer. Ein Speicher steigert die Wirtschaftlichkeit des Kraftwerks, da die Zeiträume der Stromerzeugung auf den tatsächlichen Strombedarf angepasst werden kann. Die Stromerzeugung könnte zudem in Zeiträume, in denen Strom teurer verkauft wird, verschoben werden. Zum anderen kann das Kraftwerk kontinuierlicher an der maximalen Auslastung betrieben werden und somit die von der Sonne bereitgestellte Energie optimaler nutzen. Der „Annual-Capacity-Faktor“ stellt die tatsächlich bereitgestellte Energiemenge mit der im Jahr maximal erzielbaren ins Verhältnis und ist somit ausschlaggebende Größe zur Analyse der Wirtschaftlichkeit. Dieser Faktor ist bei Kraftwerken mit Wärmespeicher größer als bei Kraftwerken ohne Speicher.

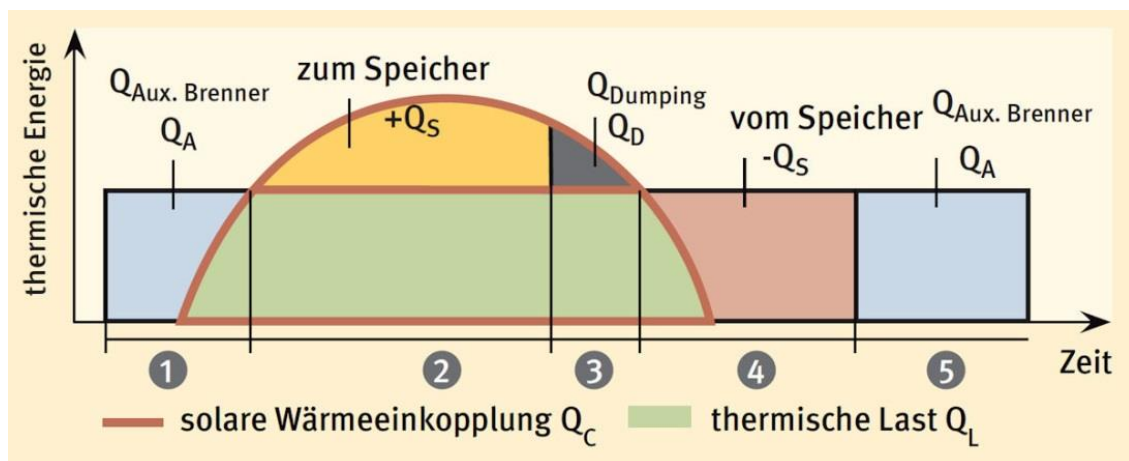


Abbildung 4 - Durchschnittliches Be- und Entladezeitfenster eines Tages für ein solarthermisches Kraftwerk mit Salzspeicher und Zusatzbrenner. [2]

Abbildung 4 zeigt schematisch in welchem Zeitfenster eine Beladung des Speichers möglich ist. Negative Aspekte sind die höheren Investitions- und/oder Wartungskosten und der größere Platzbedarf aufgrund von Speichertanks und einem größeren Solarfeld. Die Wärmeverluste werden durch einen platztechnisch größeren Fluidkreislauf erhöht.



## 2.2 Wärmespeicher und deren Anwendung in solarthermischen Kraftwerken

Die thermische Speicherung wird in drei Arten unterteilt. Man unterscheidet zwischen sensibler, latenter und thermochemischer Wärmespeicherung.

### 2.2.1 Sensible Wärmespeicher

Sensible Wärmespeicherung erfolgt über die Temperaturerhöhung eines Mediums durch Wärmezufuhr. Wie viel thermische Energie pro °C Temperaturerhöhung im Medium gespeichert wird, hängt von seinen Stoffeigenschaften ab und wird durch die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  beschrieben. Die Masse und die spezifische Wärmekapazität sind die maßgeblichen Faktoren um zu beschreiben, wie viel Energie ein Medium in einem bestimmten Temperaturbereich speichern kann. Die gespeicherte Wärmemenge berechnet sich wie folgt:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T. \quad (\text{Gl. 2.1})$$

Sensible Wärmespeicher sind die gängigste Art der thermischen Speicherung. Fluide mit einer hohen spezifischen Wärmekapazität, wie Wasser, Thermoöle und Salzschnmelzen, sind sehr gut geeignet für diese Speicherform. Möglich sind auch feste Medien wie Beton oder Keramik. Bei dieser Speicherform wird das Material in den Speichertanks so geschichtet, dass es vom wärmeübertragenden Medium um- und durchspült wird und somit ein optimaler Wärmeübergang stattfinden kann. Dieses Art der Speicherung, sogenannte „packed bed systems“ [12], befindet sich noch im Entwicklungsstadium und wird noch nicht in konventionellen solarthermischen Kraftwerken eingesetzt.

Das Konzept der sensiblen Wärmespeicherung mit flüssigen Medien findet Anwendung in den solarthermischen Kraftwerken „Andasol 1 bis 3“. Alle drei Kraftwerke haben ein indirektes Zweitanksystems mit einem heißen und einem kalten Tank und können damit Wärme für eine Dauer von nahezu 8 Stunden für den Turbinenbetrieb bereitstellen [13].

### 2.2.2 Latentwärmespeicher

Um eine Zustandsänderung eines Mediums (zum Beispiel. von fest nach flüssig) zu ermöglichen, muss Energie zugeführt werden. Im Gegenzug gibt ein Medium beim umgekehrten Phasenwechsel diese zugeführte Energie wieder ab. Da ein idealisierter Phasenwechsel bei einem gleichbleibendem Temperaturniveau (isotherm) stattfindet, nennt man diese Wärme „latente, ([von] lat. ‚verborgene‘ Wärme“. Die dabei zugeführte Wärme wird je nach der Art des Zustandswechsels benannt, zum Beispiel Verdampfungswärme. Der Unterschied zwischen latenter und sensibler Wärmespeicherung ist in Abbildung 5 dargestellt. Aus der Abbildung wird ersichtlich, dass erst nach vollständiger Phasenumwandlung die Temperatur durch Energiezufuhr weiter erhöht werden kann. Aufgrund der starken Volumenzunahme vom flüssigen zum gasförmigen Zustand ist dieser Phasenwechsel für die Wärmespeicherung ungeeignet. Des Weiteren lassen sich Gase nur mit hohem Aufwand in Tanks speichern lassen. Der Dichteunterschied vom festen zum flüssigen Zustand ist bei vielen Materialien vernachlässigbar klein, weshalb sich die Schmelz- bzw. Erstarrungsenthalpie gerade bei Salzen als Speichergröße für

Latentwärmespeicher bewährt hat. Die dabei gespeicherte Wärmemenge berechnet sich aus der Masse  $m$  des Mediums und der Enthalpiedifferenz  $\Delta h$  von fester und flüssiger Phase [14] und genügt folgenden Gleichungen:

$$Q = m \cdot \Delta h, \quad (\text{Gl. 2.2})$$

$$\Delta h = h' - h. \quad (\text{Gl. 2.3})$$

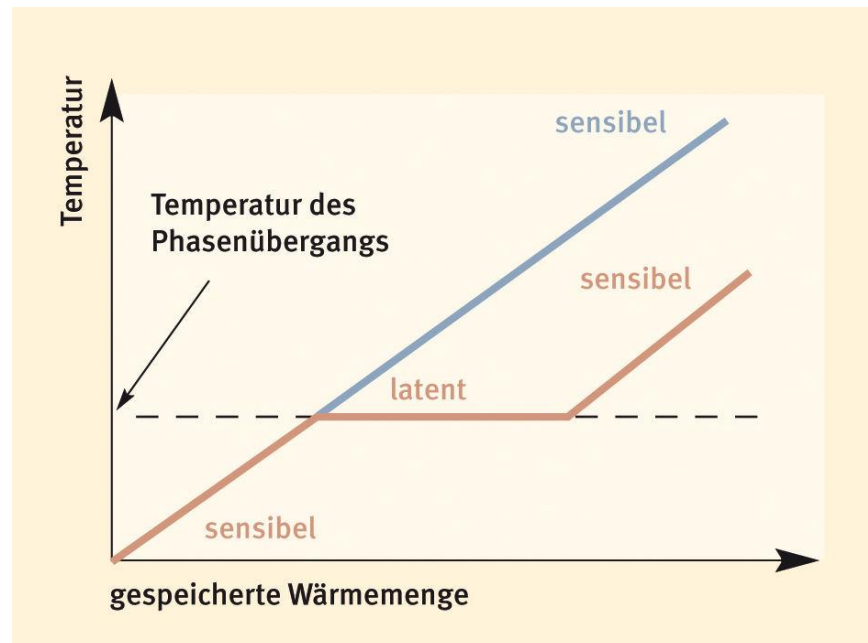


Abbildung 5 - Vergleich latenter zu sensibler Wärmespeicherung anhand der Temperaturerhöhung. [3]

Abbildung 6 gibt einen Überblick über die möglichen Materialklassen, die sich zur latenten Wärmespeicherung eignen. Je nach Einsatzbedingungen werden derzeit Alkohole, Paraffine und verschiedene anorganische Salze für den Einsatz als Latentwärmespeicher untersucht. Materialien, deren Phasewechselenthalpien zur thermischen Speicherung genutzt werden, werden Phasenwechselmaterialien (PCM) genannt. Die Auswahlkriterien sind der Schmelzpunkt  $T_{pw}$ , die Schmelzenthalpie  $h_{pw}$  und die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ . Salze haben sich aufgrund ihrer hohen Phasenwechseltemperatur, bis zu 550 °C [1] als besonders geeignet herausgestellt. Durch Herstellung von eutektischen Mischungen verschiedener Salze kann die Phasenwechseltemperatur zudem variiert werden. Dadurch ist es möglich die Medieneigenschaften an die vorherrschenden Bedingungen anzupassen. Um einen wirtschaftlichen Einsatz zu gewährleisten, sind neben den temperaturbezogenen Materialeigenschaften auch die thermische Beständigkeit, die Verträglichkeit mit anderen Medien, sowie die Ansprüche an Lagerung und Förderung zu beachten. Bei Salzen sind hier vor allem Korrosion und Abrasion zu nennen.

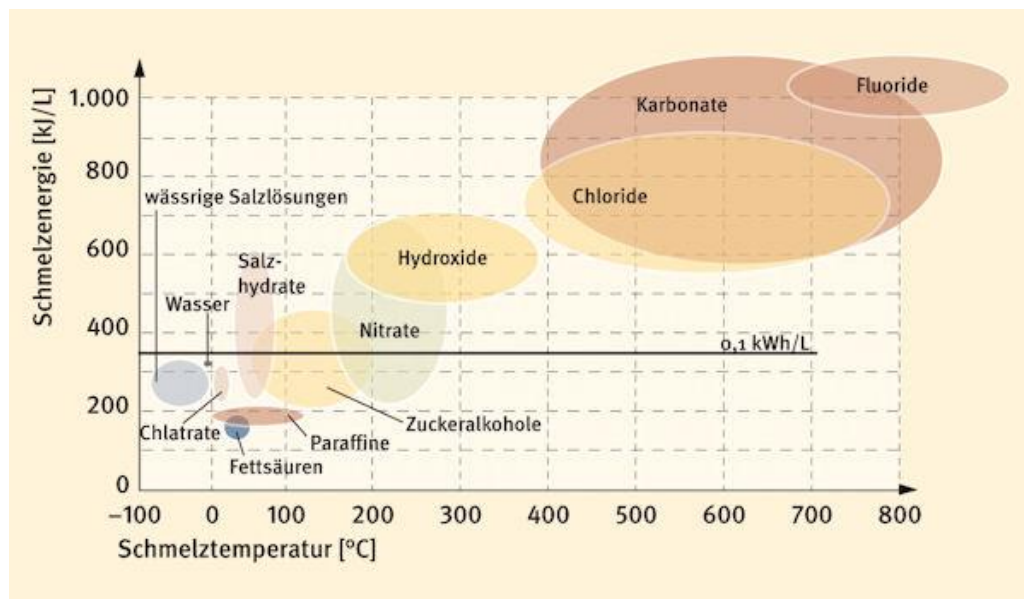


Abbildung 6 – Überblick über latente Wärmespeichermedien. [3]

### 2.2.3 Thermochemische Speicher

Diese Art der Speicherung befindet sich derzeit noch in einem sehr frühen Forschungsstadium und ist noch nicht ausgereift. Die thermochemische Speicherung bedient sich einer reversiblen Reaktion oder eines Sorptionsvorgangs bei dem Energie aufgenommen oder abgegeben wird. Der Vorteil gegenüber latenten Wärmespeichern ist die Möglichkeit, lange Speicherzeiten mit wenigen bis keinen Wärmeverlusten zu realisieren. Zudem weist diese Speichertechnik eine hohe volumetrische Energiedichte auf. Für die thermochemische Speicherung eignen sich Metallhybride, Silikagele und Zeolithe [15].

### 2.2.4 Latente und sensible Wärmespeicherung im Vergleich

Aufgrund des Temperaturverlaufs von latenten Wärmespeichern (Abbildung 8) eignen sich diese im Gegensatz zu sensiblen Wärmespeichern gut zum Einsatz in solarthermischen Kraftwerken mit zweiphasig eingesetzten Arbeitsmedien. Dampf stellt dabei das gängigste AM dar. Um optimale Energieübertragung zu gewährleisten muss der Speicher an die Phasenwechselcharakteristik des Arbeitsmediums angepasst werden. Grund dafür ist der Temperaturgradient zwischen den zum Einsatz kommenden Medien. Dieser Gradient ist die Triebkraft der Wärmeübertragung und wird durch die logarithmische Mitteltemperatur mathematisch wie folgt beschrieben:

$$\Delta T_{mlog} = \frac{\Delta T_{gr} - \Delta T_{kl}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{gr}}{\Delta T_{kl}}\right)} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

Je größer diese ist, desto größer ist die Wärmestromdichte. Ein sensibler Speicher ist insofern nicht als Speicher geeignet, da die Speicherung von hohen Exergieverlusten begleitet ist. Anhand des folgenden Beispiels soll dies verdeutlicht werden:

Wird in einem solarthermischen Kraftwerk Dampf mit einem Druck von  $p=100$  bar erzeugt und zur Beladung eines sensiblen Speichers eingesetzt, so geschieht dies bei konstanter Temperatur  $T_{\text{sat}}=311^\circ\text{C}$ , siehe Abbildung 7. Um einen ausreichend schnellen Wärmeübergang zu gewährleisten, muss ein hinreichend großer Temperaturgradient zwischen Speicher und Dampf vorhanden sein. Der thermische Mindestabstand wird „Pinch-Point“ Wird nun der Speicher entladen muss das Temperaturniveau aufgrund des Pinch-Points abgesenkt werden. Dadurch besitzt der erzeugte Dampf einen maximalen Druck von  $p_{\text{max}}=40$  bar.

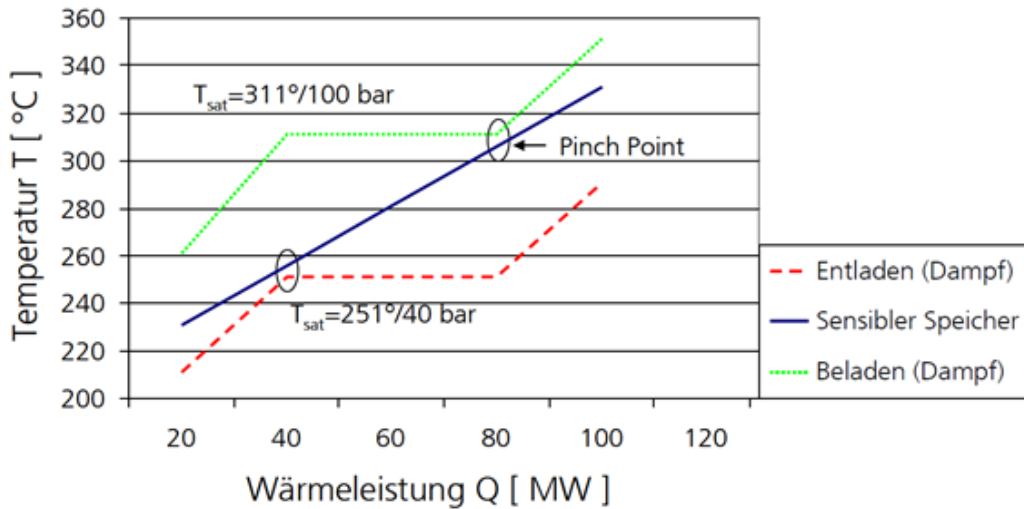


Abbildung 7 - Be- und Entladung eines sensiblen Speichers mit einem zweiphasigen Arbeitsmedium: der Druck des Entladedampfes sinkt stark ab. [16]

Dagegen kann der Schmelzpunkt eines Latentwärmespeichers an die Dampfparameter angepasst werden, siehe Abbildung 8. Dadurch können die auftretenden Exergieverluste minimiert werden. Tabelle 1 stellt die beiden Prozesse, mit gleichem Ausgangspunkt, gegenüber.

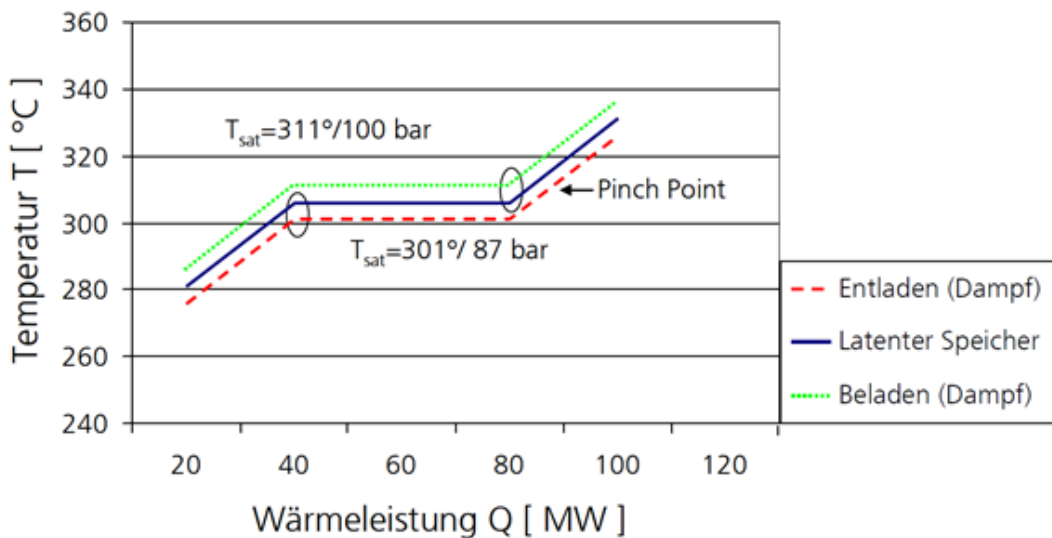


Abbildung 8 - Be- und Entladen eines latenten Wärmespeichers. [16]

Tabelle 1 - Gegenüberstellung von latenter und sensibler Wärmespeicherung

Sensible Wärmespeicherung		Latente Wärmespeicherung	
Beladen			
Druck $p$		100 bar	
Sättigungstemperatur $T_{\text{sat}}$		311 °C	
Entladen			
Druck $p$	40 bar	Druck $p$ - bar	87 bar
Sättigungstemperatur $T_{\text{sat}}$	251 °C	Sättigungstemperatur $T_{\text{sat}}$	301 °C
Druckverlust $p_{\text{loss}}$	60 bar	Druckverlust $p_{\text{loss}}$	13 bar

## 2.3 Wärmeübertragung

Es gibt drei unterschiedliche Mechanismen, die einen Wärmestrom bewirken:

- Wärmeleitung
- Konvektion
- Strahlung

Bei diesen Prozessen wird Wärme von einem Ort höherer Temperatur zu einem Ort tieferer Temperatur transportiert. In realen Systemen treten diese Prozesse immer in Kombination miteinander auf.

Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  beschreibt, wieviel Wärme pro Zeiteinheit übertragen wird. Wird der Wärmestrom auf eine feste Flächeneinheit  $A$  bezogen so spricht man von der Wärmestromdichte  $\dot{q}$  [14].

### 2.3.1 Wärmeleitung

Den diffusiven Energietransport in Festkörpern und Fluiden nennt man Wärmeleitung. Auf molekularer Ebene geben energiereichere Teilchen ihre kinetische Energie durch Stoßprozesse oder durch Photonenwechselwirkung an energieärmere Teilchen ab. Die Geschwindigkeit des Wärmetransports ist durch die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des jeweiligen Mediums definiert. Die Wärmeleitfähigkeit ist eine Stoffgröße, die das Vermögen eines Mediums beschreibt, thermische Energie mittels Wärmeleitung zu transportieren. In Abbildung 9 ist schematisch die Wärmeleitung durch eine Wand der Dicke  $z$  mit beidseitigem Wärmeübergang zur Umgebung hin dargestellt.

Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  berechnet sich bei Wärmeleitung durch eine ebene Wand über folgende Gleichung:

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot A \cdot \frac{dt}{dx} \quad (\text{Gl. 2.5})$$

Die Wärmestromdichte  $\dot{q}$  berechnet sich wie folgt

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dt}{dx} \quad (\text{Gl. 2.6})$$

Bei zylindrischen Geometrien, wie in Abbildung 10 dargestellt berechnet sich der Wärmestrom  $\dot{Q}$  zu [17]

$$\dot{Q} = \lambda \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \Delta T}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (\text{Gl. 2.7})$$

Die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  ist eine temperaturabhängige Stoffgröße. Sie gibt Auskunft über die Wärmemenge (Watt - W), die in einer Sekunde s durch einen Körper mit 1 m dicker Wandstärke fließt, wenn der Temperaturunterschied 1 °C beträgt und die Wärmeaustauschfläche 1 m<sup>2</sup> groß ist [17].

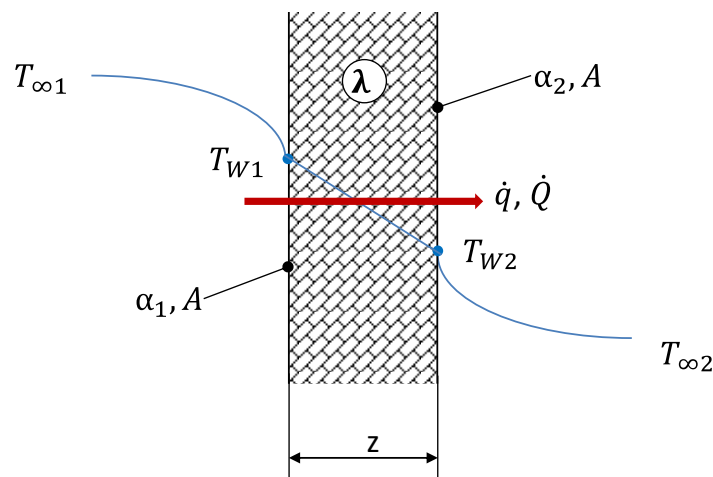


Abbildung 9 – Ebene Platte der Dicke  $z$  mit Oberflächentemperaturen  $T_{W1}$  und  $T_{W2}$  und beidseitigem Wärmeübergang. [17]

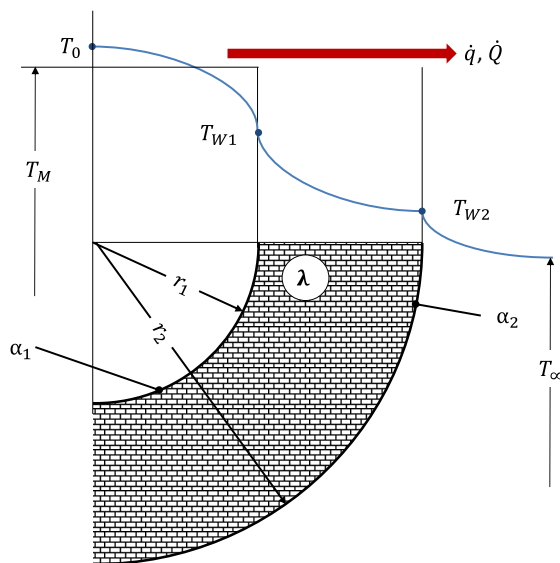


Abbildung 10 – Zylinder- bzw. Kugelschale mit Oberflächentemperatur  $T_{W1}$  und  $T_{W2}$  und beidseitigem Wärmeübergang. [17]

### 2.3.2 Konvektion

Wird Wärme durch strömende Medien übertragen, spricht man von Konvektion. Die Konvektion unterteilt sich in zwei Arten. Bei der freien Konvektion, bei der der Materialfluss durch den temperaturbedingten Dichteunterschied im Medium hervorgerufen wird und der erzwungenen Konvektion. Bei der erzwungenen Konvektion wird der Materialfluss von außen induziert, wie zum Beispiel bei Pump- und Röhreinheiten. Eine Kombination aus beiden Konvektionsarten ist möglich. Das gängigste Beispiel ist die Berechnung des Wärmeübergangs von einer festen Wand auf ein strömendes Fluid. Dabei hat sich folgender Modellansatz zur Beschreibung der Vorgänge bewährt:

In Abbildung 11 wird eine turbulente Strömung und aufgrund der guten Durchmischung eine homogene Temperaturverteilung im Fluid angenommen. Der Wärmetransport ist vorwiegend durch Konvektion bestimmt. An der Wand selbst bildet sich ein laminarer Übergangsbereich, die Prandtl-Grenzschicht  $\delta_1$  aus. Die Strömungsgeschwindigkeit  $\vec{v}_{F11}$  nimmt in diesem Bereich zur Wand hin quadratisch ab. An der Wand selbst ist  $\vec{v}_{F11} = 0$ , dort herrscht Wärmeleitung vor. Die Grenzschicht bestimmt maßgeblich den Gesamtwiderstand des Wärmeübergangs. Insofern genügt hier nicht mehr die Berechnung der Wärmestromdichte nach (Gl. 2.5). Die Breite der laminaren Grenzschicht muss mitberücksichtigt werden. Über (Gl. 2.8) ergibt sich eine Proportionalitätskonstante, der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$ .

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  beschreibt die Intensität der Wärmemenge pro Flächen- und Zeiteinheit und ist abhängig von den Stoffeigenschaften des Fluids, der Wandbeschaffenheit, dem Temperaturfeld, der Prandtl-Grenzschicht und den Strömungsverhältnissen. Durch diesen Koeffizienten, berechnet nach (Gl. 2.8) ergibt sich die flächenbezogene Wärmestromdichte  $\dot{q}$  [17] nach folgenden Gleichungen:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta}, \quad (\text{Gl. 2.8})$$

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_{\text{Fluid}} - T_{\text{Wand}}). \quad (\text{Gl. 2.9})$$

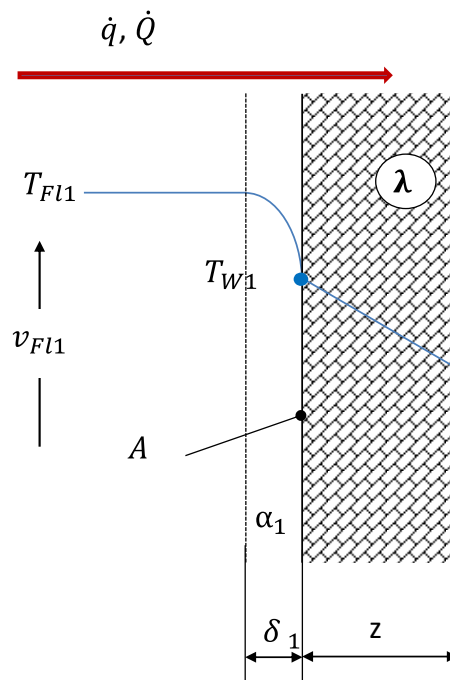


Abbildung 11 - Modellvorstellung des Wärmeübergangs eines strömenden Fluids zu einer festen Wand.

### 2.3.3 Wärmestrahlung

Bei der Wärmestrahlung wird Wärme ohne stofflichen Träger ausgetauscht. Durch die Schwingungsenergie der Moleküle eines Mediums werden elektromagnetische Wellen ausgesendet. Je nach Wellenlänge und Frequenz besitzen die ausgestrahlten Wellen unterschiedliche Strahlungsenergie. Sofern diese auf ein anderes Medium trifft, wird sie, je nach Oberflächenbeschaffenheit des Mediums anteilig absorbiert oder reflektiert. Nach erfolgter Absorption schlägt sich diese Energie wieder in Schwingungsenergie der Moleküle nieder, die sich in einem Temperaturanstieg äußert. Jeder Körper mit einer Temperatur oberhalb des absoluten Nullpunktes von  $-273,16^\circ\text{C}$  sendet Wärmestrahlung aus. Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  zwischen zwei Oberflächen berechnet sich über die Strahlungsaustauschbeziehung:

$$\dot{Q} = A_1 \cdot \Sigma_{12} \cdot (T_1^4 - T_2^4). \quad (\text{Gl. 2.10})$$

Der Austauschkoefizient  $\Sigma_{12} = f(\sigma, \varepsilon)$  erfasst die Materialeigenschaften, den Einfluss der Form und die relative Orientierung der austauschenden Oberflächen [17].

### 2.3.4 Berechnung des Wärmedurchgangs

Als Wärmedurchgang wird die Wärmeübertragung durch mehrere Schichten unterschiedlichen Materials bezeichnet. Den typischen Fall stellt eine einschichtige Wand dar, siehe Abbildung 12. Der Wärmedurchgang beschreibt einen Wärmetransportvorgang, der sich aus Wärmeübergangs- und Wärmeleitvorgängen zusammensetzt. Bei stationären Systemen geht durch jede



Grenz- bzw. Wandschicht die gleiche Wärmemenge  $Q$ . Die Grundgleichung zur Berechnung des Wärmestroms  $\dot{Q}$  bei Wärmeübertragungsapparaten lautet:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_{\text{mlog}} \quad (\text{Gl. 2.11})$$

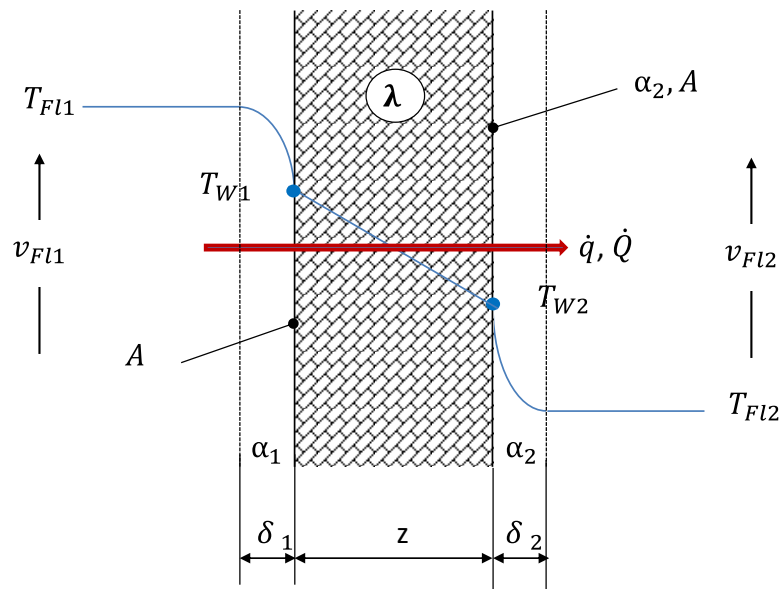


Abbildung 12- Schematischer Wärmedurchgang durch eine ebene Wand.

Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  beschreibt die Wärmedurchlässigkeit des gesamten Bauelements. Dieser setzt sich aus den einzelnen Wärmeleitfähigkeiten der trennenden Medien, mit den dazugehörigen Wandstärken und Wärmeübergangskoeffizienten zusammen. Ausgehend von dem in Abbildung 12 dargestellten Fall, beschreibt folgende Formel beispielhaft den dort vorherrschenden Wärmedurchgang

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{z}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (\text{Gl. 2.12})$$

Die Wärmestromdichte  $\dot{q}$  des gesamten Wärmedurchgangs lässt sich mit Hilfe von  $k$  berechnen, ohne auf die jeweiligen Einzelvorgänge einzugehen

$$\dot{q} = k \cdot (T_{F11} - T_{F12}) \quad (\text{Gl. 2.13})$$

Dadurch lassen sich Probleme, zum Beispiel durch unbekannte Wandtemperaturen vermeiden. Analog zu den Vorgängen bei einer einschichtigen Wand erweitert sich die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  um den Faktor  $\frac{z_x}{\lambda_x}$  für jede weitere Wandschicht der Dicke  $z$  mit unterschiedlichen Wärmeleitkoeffizienten  $\lambda$ .

Bei zylindrischen Geometrien (Abbildung 12) fließt, wie bei der Wärmeleitung auch die Wandkrümmung mit in die Berechnung ein. Dadurch ergibt sich Gleichung (Gl. 2.11) zu:

$$\dot{Q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \Delta T_{\text{mlog}}}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2}} \quad (\text{Gl. 2.14})$$

Der Wärmeübergangskoeffizient  $k$  berechnet sich analog dazu nach

$$k = \frac{1}{A} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot l}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2}}, \quad (\text{Gl. 2.15})$$

wobei hier  $A$  für die beheizte Mantelfläche steht [17].

## 2.4 Verfahren zur Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten

Um den Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  zu berechnen, bedarf es der Kenntnisse der einzelnen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_x$  sowie der Materialstärke des Wärmeübertragers  $\Delta z_x$  und der dazugehörigen Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_x$  des Materials. Die letzten beiden Werte lassen sich aus den Konstruktionszeichnungen, sowie dem Tabellenwerk des Materials für die jeweilige Temperatur entnehmen. Der Wärmeübergangskoeffizient hingegen lässt sich nur experimentell oder numerisch ermitteln, da dieser von folgenden Faktoren abhängt:

- Strömungszustand des Fluids,
- Geometrie des Wärmeübertragers,
- Materialeigenschaften und Oberflächenbeschaffenheit des Wärmeübertragers.

Um den Wärmeübergangskoeffizienten experimentell zu bestimmen, haben sich zwei Möglichkeiten bewährt - die Bilanzierung über den Wärmestrom  $\dot{Q}$  oder über die Ähnlichkeitstheorie des Wärmeübergangs nach Nußelt.

### 2.4.1 Berechnung der Wärmeübergangseigenschaften über den Wärmestrom

Voraussetzung für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  ist, dass der übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{übertr}}$  bekannt ist. Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  berechnet sich analog zu (Gl. 2.11) wie folgt:

$$k = \frac{\dot{Q}_{\text{übertr}}}{A \cdot \Delta T_{\text{mlog}}}. \quad (\text{Gl. 2.16})$$

Anhand (Gl. 2.12) wird der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  berechnet. Siehe dazu die folgenden Gleichungen:

$$\frac{1}{\alpha_1} = \frac{1}{k} - \frac{\Delta z}{\lambda} - \frac{1}{\alpha_2}, \quad (\text{Gl. 2.17})$$

$$\alpha_1 = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{z}{\lambda} - \frac{1}{\alpha_2}} \quad (\text{Gl. 2.18})$$

Voraussetzung ist, dass ein Wärmeübergangskoeffizient, in diesem Falle  $\alpha_2$ , die Dicke der wärmeübertragenden Wand, sowie dessen Temperaturleitfähigkeit bekannt sind.

### 2.4.2 Ermitteln der Wärmeübertragungseigenschaften über die Ähnlichkeitstheorie der Wärmeübertragung

Diese Theorie ermöglicht es, in Form von dimensionslosen Kennzahlen Messergebnisse auf ähnliche Fälle zu übertragen. Die Vorgänge eines Wärmeübergangs können durch Differenzialgleichungen mathematisch beschrieben werden. Jedoch sind bis jetzt nur einfache Fälle rechnerisch lösbar. Daher ist es erforderlich, die Wärmeübergangskoeffizienten experimentell zu ermitteln. Die gewonnenen Ergebnisse können auf physikalisch ähnliche Objekte übertragen werden und infolgedessen der Wärmübergangskoeffizient bestimmt werden. Bei physikalisch ähnlichen Problemen sind die jeweiligen Ähnlichkeitskennzahlen gleich [18]. Zu nennen sind hier, die **Reynoldszahl  $Re$** . Sie stellt das Verhältnis von Trägheitskraft zur inneren Reibungskraft in strömenden Flüssigkeiten dar und beschreibt somit um welche Art der Strömung es sich handelt

$$Re = \frac{v \cdot \rho \cdot l}{\eta} \quad (\text{Gl. 2.19})$$

Tabelle 2 listet die Strömungseigenschaften bezogen auf die Reynoldszahl auf.

Tabelle 2 - Strömungsarten nach Reynolds

Strömungseigenschaft	Reynoldsbereich
Laminar	2322 < Re
Übergangsgebiet	2322 < Re < 10000
Turbulent	Re > 10000

Die **Prandtlzahl  $Pr$**  bildet das Verhältnis zwischen kinematischer Zähigkeit und der Temperaturleitfähigkeit und berechnet sich wie folgt:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{Gl. 2.20})$$

Die **Nußeltzahl  $Nu$**  beschreibt den konvektiven Wärmeübergang zu einer überströmten Fläche der Länge  $l$  im Verhältnis zur Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Fluids. Über diese Kennzahl lässt sich somit der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  berechnen.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (\text{Gl. 2.21})$$

Des Weiteren lässt sich die Nußeltzahl als Funktion der dimensionslosen Kennzahlen Reynolds und Prandtl nach folgender allgemeinen Gleichung darstellen:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n. \quad (\text{Gl. 2.22})$$

Hier anhand des Beispiels für erzwungene Konvektion, je nach vorherrschender Form des Wärmeübergangsvorgangs werden andere Ansätze benutzt [19].

## 2.5 Kratzwärmeübertrager (KWÜ)

Die Aufgabe des KWÜ besteht darin, durch Abkratzen der Oberfläche einen möglichst effektiven Wärmeübergang von einer Seite zur anderen zu gewährleisten. Fluide, die eine hohe Viskosität aufweisen, einen Phasenwechsel durchlaufen oder starke Verschmutzung hervorrufen, stellen besondere Anforderungen an den Wärmeübertrager. Aufgrund der sich aufbauenden PCM-Schicht, entweder durch Anhaftungen oder einen Phasenwechsel des Fluids von flüssig nach fest an der Wärmetauschfläche, verringert sich der Wärmedurchgang, wie in Kapitel 2.3.4 beschrieben.

Hochviskose Fluide müssen zudem permanent durchmischt werden um einen konvektiven Wärmetransport zu den Wärmetauschflächen hin oder davon weg und dadurch eine hohe Wärmeübertragungsrate zu gewährleisten. Zudem erhöht die Durchmischung die Turbulenz. Insofern besteht die Aufgabe eines KWÜs neben der Säuberung der Wärmeübertragungsfläche auch in der homogenen Durchmischung des Fluids.

Vor allem in der Lebensmittelindustrie kommen KWÜ zur thermischen Produktbehandlung zum Einsatz. Die Kratzbewegung wird entweder rotatorisch, zum Beispiel durch Rührer oder translatorisch, zum Beispiel über Hubzylinder ausgeführt. Das Produkt wird durch den internen Mechanismus periodisch von der Wand abgetragen. Abbildung 13 zeigt schematisch die Vorgänge in einem translatorischen KWÜ.

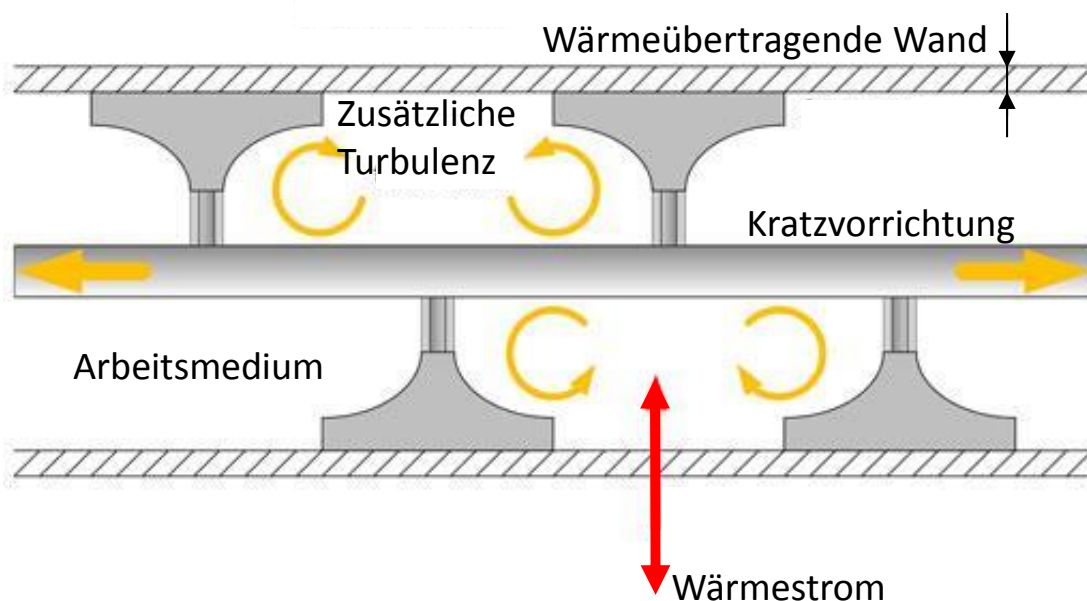


Abbildung 13 – Bewegungsprinzip eines translatorischen KWÜ. [20]

## 2.6 Ermitteln der Wärmeübergangsvorgänge in einem rotatorischen KWÜ mit PCM-Schmelze

Die Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten in KWÜ stellt besondere Anforderungen an die theoretische Vorgehensweise. Für nicht-newton'sche Flüssigkeiten ändert sich der Wärmeübergang, bei gleichzeitig wachsender und abgetragener PCM-Schicht grundlegend. Die Wärmeübertragungsvorgänge im KWÜ können in zwei Arten unterteilt werden.

### 2.6.1 Beschreibung und Berechnungsansatz des Wärmeübergangs von der PCM-Schicht zur Schmelze

Bei diesem Fall handelt es sich um eine, durch die Kratzeinheit des Wärmetauschers hervorgerufene erzwungene Strömung. Die Strömungscharakteristik wird durch die Geometrie, den Stoffeigenschaften und den Rotationsgeschwindigkeiten des Rührers bestimmt. Für die Strömung in Rohren und Kanälen hat sich zur Berechnung des Wärmeübergangs folgende Gleichung bewährt [21]:

$$Nu = \frac{Re \cdot Pr \cdot \frac{\xi}{2}}{1 + \varphi \cdot (Pr - 1)} = \frac{0,03955 \cdot Re^{\frac{3}{4}} \cdot Pr}{1 + 1,5 \cdot Re^{-\frac{1}{8}} \cdot Pr^{-\frac{1}{6}} \cdot (Pr - 1)}. \quad (\text{Gl. 2.23})$$

Dieser Ansatz ist aus folgenden Gründen für den behandelten Fall nicht zulässig:

- Die von der Kratzeinheit hervorgerufene Strömungsgeschwindigkeit verläuft rotatorisch im Behälter. Die Gleichung geht jedoch von einer axialen Strömung aus. Es ist anzunehmen, dass die vorherrschende Umfangsgeschwindigkeit der Strömung einen Wert zwischen null und der Umfangsgeschwindigkeit des Rührers annimmt. Die Umfangsgeschwindigkeit des Rührers berechnet sich nach (Gl. 2.24). Da es sich um eine rotatorische Strömung handelt, findet das in der Gleichung berücksichtigte Druckgesetz von Blasius für axiale Rohrströmungen keine Verwendung.

$$v_R = \frac{n \cdot \pi \cdot d_R}{60} \quad (\text{Gl. 2.24})$$

- Die Kratzeinheit stört oder zerstört periodisch die sich ausbildende Grenzschicht. Insofern bildet sich keine konstante Grenzschichtdicke  $\delta$  aus, siehe Abbildung 14. Der Potenzansatz zur Bestimmung des Geschwindigkeitsprofils für turbulente Rohrströmungen ist insofern hier nicht gültig.

Für die Wärmeübergangsbetrachtung bei Kratzwärmetauschern mit vorherrschender rotatorischer Umfangsgeschwindigkeit hat sich der allgemeine Ansatz nach (Gl. 2.22) bewährt. Diese wird durch den Term  $(\frac{\eta}{\eta_w})^p$  erweitert. Dieser stellt die Viskosität der Flüssigkeit im Inneren des Zylinders mit der Viskosität an der wärmeübertragenden Wand ins Verhältnis. Dieser Faktor berücksichtigt den konvektiven Anteil des Wärmeübergangs. Dadurch erweitert sich (Gl. 2.22) wie folgt [22]:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w}\right)^p. \quad (\text{Gl. 2.25})$$

Die zusätzliche Turbulenz, die durch den Rührer hervorgerufen wird, wird bis jetzt noch durch keinen Ansatz beschrieben. Der Einfluss auf den Wärmeübergang ist insofern unklar. Es lässt sich jedoch mutmaßen, dass es den Wärmeübergang verbessert [21].

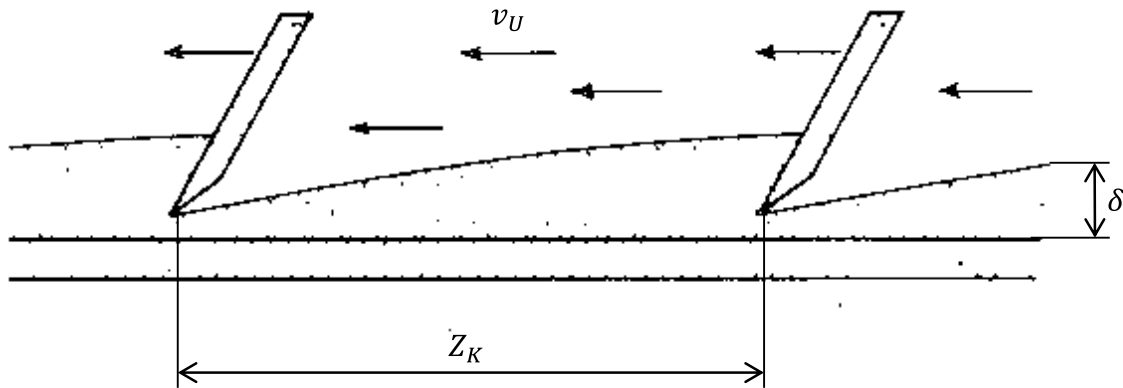


Abbildung 14 - Schematische Darstellung der Grenzschicht an der wärmeübertragenden Wand ohne PCM-Schichtbildung. [21]

## 2.6.2 Beschreibung und Berechnungsansatz des Wärmeübergangs von den abgeschabten Partikeln zur Schmelze

Durch das Abschaben der PCM-Schicht werden kontinuierlich kleine PCM-Partikel, mit einer niedrigeren Temperatur als im Schmelzkern abgetragen, siehe Abbildung 15. Insofern wird ein zusätzlicher Wärmeübergang von der Schmelze zu den Partikeln hin auftreten. Die abgeschabten PCM-Partikel gelangen durch die Zentripetalkräfte ins Innere der Schmelze und werden dort wieder aufgeschmolzen. Der zusätzliche Wärmestrom, der zum Aufschmelzen der PCM-Partikel benötigt wird, wird durch den Ansatz zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt. Eine quantitative Aussage über die einzelnen Wärmeübergänge ist dadurch jedoch nicht möglich. Der Gesamtwärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{ges}$  setzt sich aus dem Wärmeübergang von der PCM-Schicht zur Schmelze  $\alpha_{Sch-S}$  und dem Wärmeübergang von Partikeln zur Schmelze  $\alpha_{Sch-SP}$  zusammen

$$\alpha_{ges} = \alpha_{Sch-PCM} + \alpha_{Sch-PP}. \quad (\text{Gl. 2.26})$$

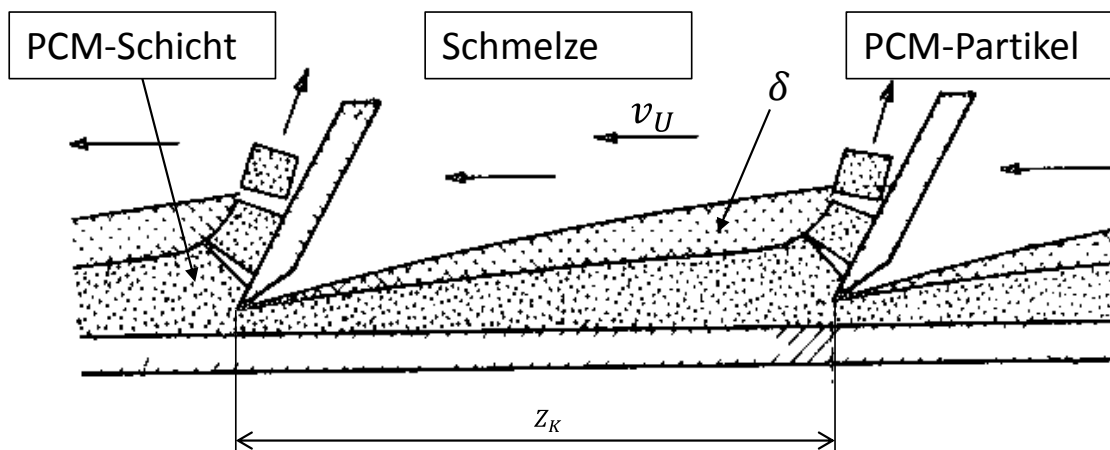


Abbildung 15 - Schematische Darstellung der PCM- und Grenzschicht an der wärmeübertragenden Wand [21]

Um die Gesamtheit aller in einem Kratzwärmetauscher auftretenden Wärmeübertragungsvorgänge zu erfassen, wurden mehrere Ansätze erarbeitet. Tabelle 3 listet verschiedene Ansätze zur Beschreibung des Wärmeübergangs in Kratzwärmetauschern auf. Ausgangspunkt ist dabei immer die allgemeine Nußeltgleichung nach (Gl. 2.22). Anhand eines Beispiels wird die experimentelle Ermittlung der Exponenten erläutert. Nach dem Allgemeinen Ansatz von Dinglinger, siehe Tabelle 3 wird beispielhaft die Vorgehensweise zur Bestimmung des Exponenten  $p$  des Terms  $\left(\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}\right)^p$  erläutert. Bei konstanter Prandtl-Zahl wurde die Nußelt-Zahl über den Quotienten  $\left(\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}\right)$  im doppellogarithmischen Maßstab mit der Reynoldszahl als Parameter aufgetragen

$$\text{Nu} = f\left(\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}\right). \quad (\text{Gl. 2.27})$$

Somit vereinfacht sich der Ansatz zu

$$\text{Nu} = A \cdot \text{Re}^m \cdot \left(\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}\right)^p. \quad (\text{Gl. 2.28})$$

Der Koeffizient  $A$  vereint die Konstante  $C$  und den Prandtl Term. Dinglinger führte nun verschiedene Messreihen durch bei denen er für unterschiedliche Reynoldszahlen die Abhängigkeit der Nußeltzahl von dem Temperaturverhältnis ermittelte. Die Messwerte werden durch einen Fit wiedergegeben. Durch Regression des Fits berechnet sich der Exponent für den Term. Nach dem Regressionsverfahren wurden die Exponenten aller Ansätze aus Tabelle 3 ermittelt.

Für weitere Ansätze siehe Horst Weisser [23]. In dieser Arbeit ist eine Übersicht zu den bis dahin veröffentlichten Gleichungen zur Berechnung des Wärmeübergangs in Kratzwärmetauschern aufgelistet.

Tabelle 3 - Übersicht über bisher veröffentlichte Gleichungen für Kratzwärmetauscher

Author	Ansatz	Vorgehensweise	Berücksichtigt
<b>Dinglinger</b> [21]	$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{\vartheta_c}{\vartheta_a}\right)^p$	Untersuchung der Abhängigkeiten der Nußeltfunktion von den einzelnen Berechnungsfaktoren mit Hilfe von Versuchsreihen. Bestimmung der Exponenten durch Regression.	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Kratzrührergeometrie</li> <li>○ Strömungseigenschaften</li> <li>○ Stoffwerte des Fluids</li> <li>○ Temperaturquotient</li> </ul>
<b>Matthias Kraume</b> [22]	$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w}\right)^c$	Korrelation des Wärmeübergangs an der Innenseite eines Rührbehälters. Experimentelle Ermittlung der Exponenten ergab: <ul style="list-style-type: none"> <li>○ a = 2/3</li> <li>○ b = 1/3</li> <li>○ c = 0,14</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Rührergeometrie</li> <li>○ Temperaturbezogene Stoffwerte des Fluids</li> <li>○ Viskositätsgradient in der Prandtlgrenzschicht</li> </ul>
<b>Skelland</b> [24]	$Nu = C \cdot (Re)^\alpha \cdot (Pr)^\beta \cdot \left(\frac{d \cdot n}{v_U}\right)^\gamma \cdot \left(\frac{d}{L}\right)^\varepsilon$	Untersuchung der Abhängigkeiten der Nußeltfunktion von den einzelnen Berechnungsfaktoren mit Hilfe von Versuchsreihen. Bestimmung der Exponenten durch Regression	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Verhältnis des Durchmessers zur Länge des Wärmeübertragers</li> <li>○ Strömungseigenschaften</li> <li>○ Stoffwerte</li> <li>○ Umfangsgeschwindigkeit des Rührers</li> </ul>



## 2.7 Fehlerbetrachtung

Messdaten sind immer fehlerbehaftet. Wenn ein oder mehrere fehlerbehaftete Messwerte zur weiteren Berechnung benötigt werden, spricht man von Fehlerfortpflanzung. Die einzelnen Abweichungen überlagern sich und können dadurch den Messfehler vergrößern. Bei der Auswertung von Messdaten ist immer eine Aussage über den relativen Messfehler des Endergebnisses zu treffen.

### 2.7.1 Messdatenerfassung und Messunsicherheit

Messdaten werden über eine Messwerterfassungskette verarbeitet und protokolliert. Äußerliche Faktoren, wie Strahlung, Temperaturschwankungen, Übertragungs- und Umwandlungsvorgänge sowie Einflüsse am Sensor selbst, zum Beispiel elektromagnetische Kopplungen, nehmen dabei Einfluss auf das Messergebnis. Die gesamte Messunsicherheit einer Messkette wird nach GUM<sup>1</sup> [25] in zwei Arten unterteilt:

- Messunsicherheit A:  
Hierbei handelt es sich um eine Überlagerung aus systematischen und zufälligen Fehlern. Systematische Fehler äußern sich durch einen konstanten Versatz der Messergebnisse vom „realen“ Messwert. Dieser Fehlertyp wird jedoch vollständig durch die Kalibrierung erfasst und kann somit ausgeglichen werden. Zufällige Fehler äußern sich in einer nicht rekonstruierbaren Abweichung. Bei einer ausreichenden Anzahl an Messwerten für eine konstante Messgröße sorgt der zufällige Fehler für eine willkürliche Schwankung. Durch Bildung des arithmetischen Mittelwerts aus den Messwerten wird der systematische Fehler vom zufälligen Fehler isoliert. Durch Vergleich mit einem Referenzwert wird der systematische Fehler somit ermittelt und korrigiert. Zudem lässt sich eine statistische Aussage über die Größe und Wahrscheinlichkeit des zufälligen Fehlers machen.
  
- Messunsicherheit B:  
Dieser Fehlertyp wird nicht von der Kalibrierung erfasst. Dabei handelt es sich zum Beispiel um Abweichungen aufgrund von schlechter thermischer Ankopplung im Teststand. Zwar arbeitet der Sensor für sich dann korrekt, erfasst aber dennoch nicht die zu messende Temperatur des Mediums. Weitere zu nennende Einflüsse sind:
  - Trägheit und Ansprechzeit des Sensors
  - Alterung
  - Rundungsfehler
  - Genauigkeit des Referenzsensors

Die durch die Einflüsse hervorgerufenen Messfehler sind entweder aus Erfahrungen bekannt, liegen als technische Daten vor oder müssen abgeschätzt werden.

---

<sup>1</sup> Guide to the expression of uncertainty in measurement

---

Um die Messunsicherheit eines Sensors zu bestimmen, muss immer die gesamte Messkette berücksichtigt werden, da der Ursprung der Abweichungen nicht lokal ermittelbar ist.

### 2.7.2 Fehlerfortpflanzung

Setzt sich ein berechneter Wert aus mehreren messbaren Größen zusammen, beeinflussen alle auftretenden Messunsicherheiten der zur Berechnung benötigten Größen das Endergebnis. Mit Hilfe der Fehlerfortpflanzung wird der absolute Fehler bestimmt. Die Fehlerfortpflanzung unterscheidet sich in zwei Arten, der linearen und Gauß'schen Fortpflanzung.

Die lineare Fehlerbetrachtung gibt Auskunft über den maximal möglichen absoluten Fehler. Alle Messfehler der für eine Berechnung notwendigen Messdaten addieren sich betragsmäßig. Dieser Fall hat eine geringe Auftretenswahrscheinlichkeit.

Die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung bezieht sich auf die statistische Normalverteilung. Der dadurch berechnete absolute Fehler ist insofern statistisch am wahrscheinlichsten. Zur Veranschaulichung soll folgendes Beispiel helfen:

Eine Funktion  $g = f(x, y, z)$  wird aus den Messgrößen  $x, y, z$  mit den jeweiligen Unsicherheiten  $u_x, u_y, u_z$  berechnet.

Um den absoluten, gewichteten Fehler der Funktion  $g$  aufgrund der Unsicherheiten  $u_{x,y,z}$  zu berechnen, leitet man die Funktion nach der jeweiligen Messgröße partiell ab und multipliziert den Term mit der dazugehörigen Unsicherheit

$$\frac{\delta g}{\delta x} \cdot u_x. \quad (\text{Gl. 2.29})$$

Die Gesamtunsicherheit  $u_{ges}$  berechnet sich aus der quadratischen Addition der einzelnen partiellen Ableitungen

$$u_{ges} = \sqrt{\left(\frac{\delta g}{\delta x} \cdot u_x\right)^2 + \left(\frac{\delta g}{\delta y} \cdot u_y\right)^2 + \left(\frac{\delta g}{\delta z} \cdot u_z\right)^2}. \quad (\text{Gl. 2.30})$$

Die relative prozentuale Gesamtunsicherheit  $u_{ges,rel}$  berechnet sich aus dem Verhältnis der absoluten Unsicherheit  $u_{ges}$  zur Funktionsgröße  $g$

$$u_{ges,rel} = \frac{u_{ges}}{g} \cdot 100\%. \quad (\text{Gl. 2.31})$$

### 3 Vorstellung der Projekte und des SWÜs

#### 3.1 Die Projekte INNOLAT – CSP und SALSA

Das Projekt **INNOLAT – CSP<sup>2</sup>** beschäftigt sich mit der Funktionsweise eines neuartigen Wärmeübertragers. Der am Fraunhofer ISE entwickelte Prototyp eines Schneckenwärmeübertragers wird dabei auf seine Wärmeübertragungseigenschaften untersucht. Ziel ist es zu beweisen, dass sich mit dem SWÜ ein Latentwärmespeicher be- und entladen lässt. Weiteres Ziel ist die Untersuchung und Optimierung, der, aus den Versuchsdaten gewonnenen Wärmeübertragungseigenschaften des Speichers und des SWÜs. Als Arbeitsmedium kommen dabei Thermoöl und Wasser zum Einsatz.

Das Ziel des Projektes **SALSA<sup>3</sup>** ist die Weiterentwicklung und Aufskalierung des Speicherkonzepts für eine Anwendung in solarthermischen Kraftwerken oder solaren Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen. Durch Simulationen und Versuchen wird der Speichereinsatz bewertet und optimiert.

Als Speichermedium wird ein Phasenwechselmaterial (PCM) bestehend aus einer eutektische Mischung aus Natrium- und Kaliumnitrat verwendet. Das Gemisch setzt sich aus 46%  $NaNO_3$  und 54%  $KNO_3$  zusammen und besitzt einen Schmelzpunkt von ca. 221 °C.

##### 3.1.1 Motivation zur Entwicklung eines Schneckenwärmeübertragers

In derzeitigen Forschungsansätzen bilden der Speichertank und Wärmeübertrager eine geschlossene Einheit. Dadurch sind sie in ihrer Größe miteinander gekoppelt. Durch den Einsatz eines SWÜs wird die Wärmeübertragungsfläche von der Speicherkapazität entkoppelt und damit die Übertragungsleistung von der Speicherkapazität. Dadurch können beide Größen individuell ausgelegt werden. Bei gleichbleibender Leistung aber größerer Speicherkapazität können somit Kosten gesenkt werden [26].

#### 3.2 Aufbau und Funktionsweise des SWÜs

Der Versuchsstand, der in den Projekten Innolat und SALSA verwendet wird besteht aus dem SWÜ, zwei Speichertanks, eine für die Schmelze (heißer Speichertank) und einen für das Granulat (kalter Speichertank), sowie aus einem Gasbrenner, der die Wärme bereitstellt und dadurch

---

<sup>2</sup> INNOLAT-CSP - "Development of an **inn**ovative **lat**ent heat storage for **co**ncentrating **sol**arthermal **p**ower using direct steam generation and other heat transfer fluids"

<sup>3</sup> SALSA – „**Sal**zbasierter **L**atentwärmespeicher für **sol**are Dampferzeugung und **A**bwärmenutzung

das Solarfeld simuliert. Zur Förderung des Speichermediums werden Förderschnecken eingesetzt. Ein Konfektionierer zerkleinert das Granulat zur besseren Fördereigenschaft nach dessen Austritt aus dem SWÜ. Abbildung 16 stellt den Stofftransport des SWÜ-Teststands schematisch dar.

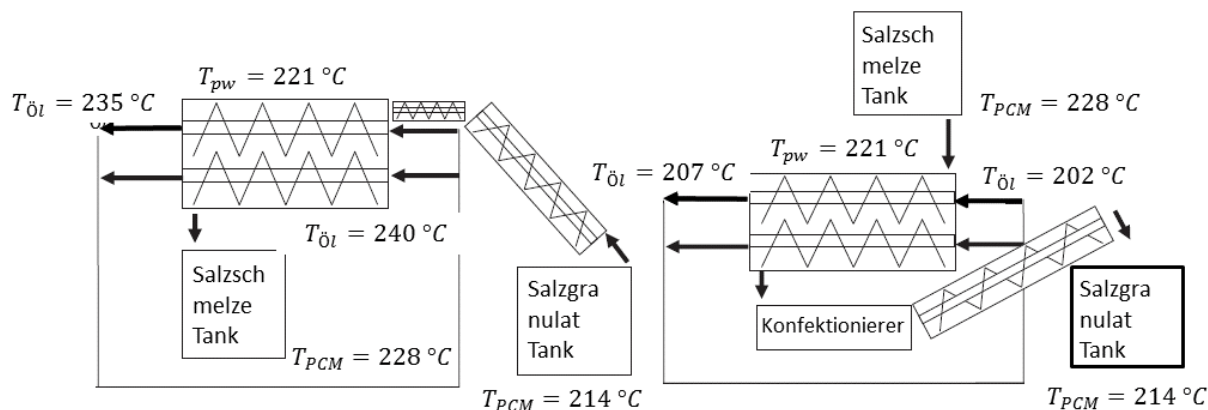


Abbildung 16 - Schematische Darstellung des Be- (links) und Entladevorgangs (rechts) des SWÜs. [26]

Der SWÜ besteht aus einem isolierten Trog mit zwei in sich kämmenden archimedischen Schneckenwellen. Die Schneckenwellen sind hohl und so aufgebaut, dass sie mit einem Wärmeträgerfluid durchströmt werden können, siehe dazu Abbildung 17. Bei gleichzeitiger Rotation und Durchströmung fördern die Schneckenwellen das Granulat bzw. die Schmelze. Die Wärmeübertragung erfolgt dabei indirekt. Die zwei Schneckenwellen sind eng kämmend und werden mit der gleichen Drehrichtung, bei unterschiedlichem Drehzahlen betrieben. Dadurch wird anhaftendes Material von der Oberfläche des SWÜs abgelöst. Der Selbstreinigungseffekt der Schneckenwellen hat den Vorteil, dass die beim Kristallisationsvorgang anhaftende und aufwachsende Schicht des PCMs kontinuierlich abgetragen wird. Dadurch verhindert man, dass die Wärmeleistung, durch einen wachsenden Wärmewiderstand abnimmt, siehe dazu Kapitel 2.5. Abbildung 18 zeigt die CAD-Zeichnung des in den Projekten INNOLAT und SALSA verwendeten SWÜs.

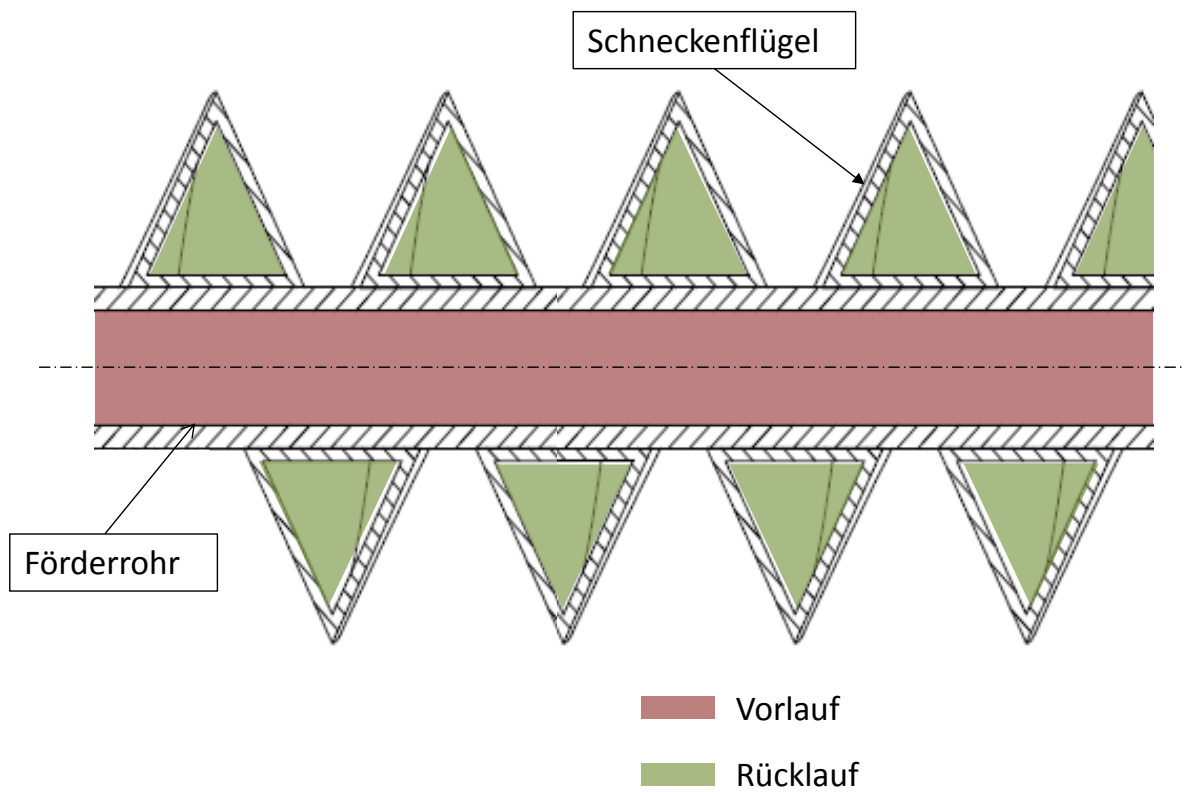


Abbildung 17 – Durchbruchzeichnung einer hohlen Schneckenwelle mit schematischer Darstellung der Strömungsrichtung

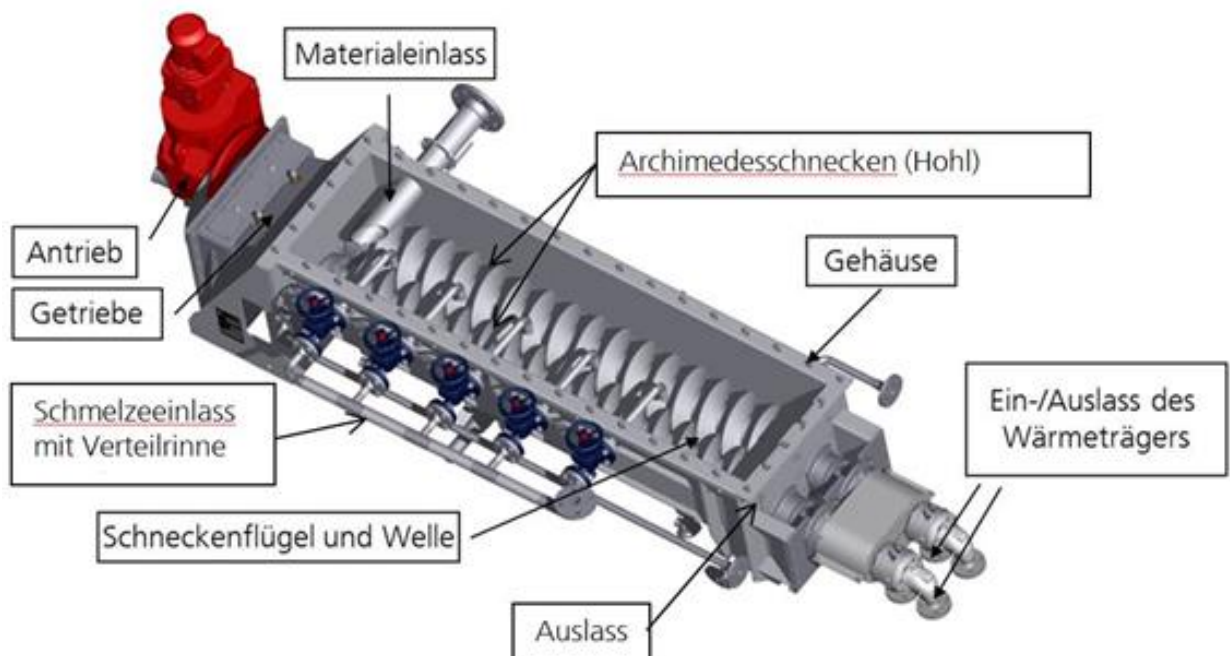


Abbildung 18 – CAD-Zeichnung des SWÜs. [27]

### 3.2.1 Beladevorgang des Speichers

Beim Beladevorgang des Speichers wird Granulat über den Materialeinlass (s. Abbildung 18) eingebracht. Das durch den Trog und die Wellen zirkulierende Wärmeträgermedium weist eine Temperatur oberhalb der Schmelztemperatur des PCMs auf und schmilzt dadurch das Granulat auf, während es vom Einlass in Richtung des Auslasses gefördert wird auf. Über Auslässe, die sich am Boden des Trogs befinden fließt die Schmelze in einen Sammelbehälter (Siehe Abbildung 16 (links)).

### 3.2.2 Entladevorgang des Speichers

Beim Entladevorgang (s. Abbildung 16 (rechts)) des Speichers wird über eine Rinne Schmelze möglichst gleichmäßig über die Schnecken verteilt (s. Abbildung 18). Das durch den Trog und die Wellen zirkulierende Wärmeträgermedium weist eine Temperatur unterhalb der Erstarrungstemperatur der Schmelze auf. Die auf die Schnecken treffende Schmelze kristallisiert auf den Schneckenflügeln und gibt seine sensible sowie latente Wärme während des Kristallisationsvorgangs an das Wärmeträgermedium ab. Der bereits vorher beschriebene Selbstreinigungseffekt sorgt dafür, dass bereits kristallisierte Schmelze von den Schneckenwänden abgetragen wird. Der Schmelzeinlass ist derart gestaltet, dass der Volumenstrom der Schmelze manuell über Ventile eingestellt werden kann.

## 4 Aufbau eines Teststands zur Messung von Wärmeübergangskoeffizienten

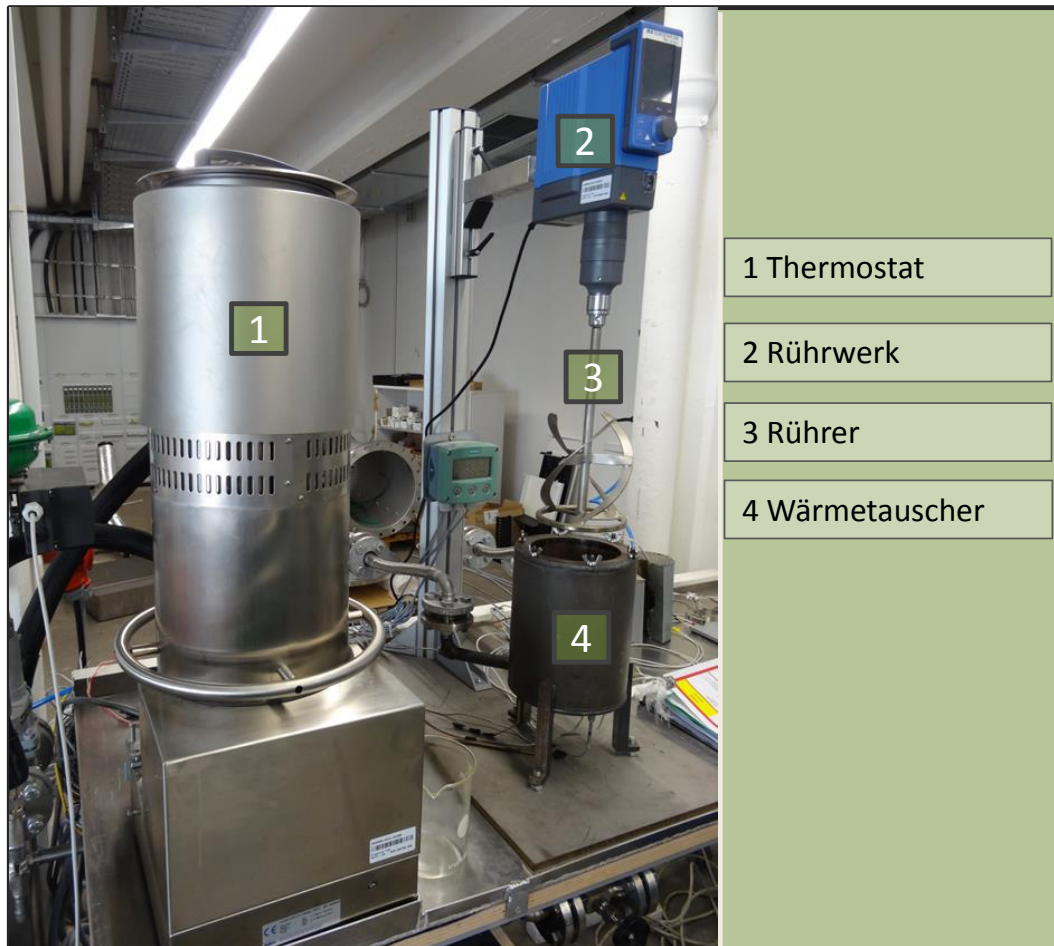


Abbildung 19 – WÜT mit seinen wichtigsten Komponenten.

### 4.1 Motivation zur Entwicklung des Wärmeübertragungsteststand (WÜT)

Die Wärmeübertragungseigenschaften, vor allem der Wärmeübergang von der Schmelze zur PCM-Schicht, lassen sich im SWÜ nur schwer ermitteln. Die Versuche am SWÜ-Teststand sind sehr zeitaufwändig. Folglich kann die benötigte Variation an Versuchen zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten und deren Einflussfaktoren nicht realisiert werden. Um mehrere Versuche bei einfacher Geometrie zu fahren, wurde der WÜT entwickelt. Durch den Rührer wird die Schmelze homogen durchmischt und sorgt dahingehend für einen homogenen Phasenwechsel im gesamten Teststand. Zudem schabt der Rührer die Innenseite des zylindrischen Behälters periodisch ab, während das PCM im Inneren schmilzt/kristallisiert. Dadurch können die Wärmeübertragungseigenschaften des PCMs während des Phasenwechsels experimentell ermittelt werden.

### 4.2 Funktions- und Aufbaubeschreibung des Teststands

Der aktuelle Aufbau des Teststands ist in Abbildung 19 zu sehen. Kernstück des Teststands bildet der doppelwandige Wärmeübertrager. Zusammen mit der Rührereinheit, aus Rührwerk und Rührer simuliert der Wärmeübertrager die Vorgänge im SWÜ. Geheizt und gefördert wird das Arbeitsmedium durch eine Temperiereinheit. Eine Durchflussmesseinheit misst den Volumenstrom. Das Arbeitsmedium durchströmt den Thermostaten, der es auf eine konstante Temperatur erhitzt (s. Anhang Abbildung 32). Anschließend durchströmt das Fluid mäanderförmig den Ringspalt des Wärmeübertragers (s. Anhang Abbildung 33). Das Thermoöl wird durch den Ringkolbenzähler zurück in den Thermostaten geleitet. Die im Thermostaten integrierte Axialpumpe sorgt für den notwendigen Förderdruck. Im Wärmeübertrager befindet sich die eutektische Salzmischung aus Natrium- und Kaliumnitrat (s. Kapitel 3.1). Der Rührer schabt die Innenseite des Wärmeübertragers ab. Tabelle 4 gibt einen Überblick über die verwendeten Komponenten und deren technische Daten.



## Aufbau eines Teststands zur Messung von Wärmeübergangskoeffizienten

Tabelle 4 - Teststandskomponenten des WÜTs

Gerät	Name / Marke	Technische Daten
Thermostat	Unistat TR401w HT / Huber	Arbeitstemperaturbereich - 50...400°C Max. Förderleistung $31 \frac{l}{min}$
Multi-Touch-Regler	Pilot One / Huber	Interne & Externe Temperaturerfassung, lokale Anzeige
Durchflussmessgerät	Ringkolbenzähler Sitrans F R / Siemens	$\dot{V}_{max} = 10 l/min$ / Genauigkeit: 0,2 % / Output Namur
Durchflussanzeiger	Sitrans F RA 110 / Siemens	Namur – Stromwandler / 4-20mA /lokale Anzeige
Begleitheizung Boden	Bandheizung / Horst	230V / 170W
Begleitheizung Auslass	Bandheizung / Friedr. Freek GmbH	230V / 300W
Arbeitsmedium	Therminol 66 / Fragol	Siedetemperatur 359 °C (1 bar)
Spindelrührer	Eigenbau	Edelstahl
H-Rührer	Eigenbau	Edelstahl
Rührerantrieb	Eurostar 200 Control P4 / IKA	Nenn Drehmoment 6.6 Nm / 4 – $108 \frac{1}{min}$
Temperatursensor	PT100 / TMH & Rössel	Genauigkeitsklasse A
Multiplexer	20 Kanal Multiplexer 34901A / Agilent	2 & 4 Leitertechnik / Direktes Auslesen von Thermoelementen, Gleich- & Wechselstrom
Messdatenerfassungssystem	34970A / Agilent	Lokale Anzeige
Single Board Computer	ALIX	

## Doppelwandiger Wärmeübertrager

Im Wärmeübertrager wird das PCM aufgeschmolzen bzw. kristallisiert. Die Wärmeaustauschfläche ist die gesamte innere Mantelfläche. Eine zusätzliche Begleitheizung am Boden des Wärmeübertragers (s. Abbildung 20) gleicht dabei die Wärmeverluste über den Boden aus. Über einen Auslass am Boden, der zusätzlich beheizt ist, können flüssige Medien abgelassen werden. Die Begleitheizung am Auslass sorgt dafür, dass dieser beim Ablassen der Schmelze nicht verstopft.

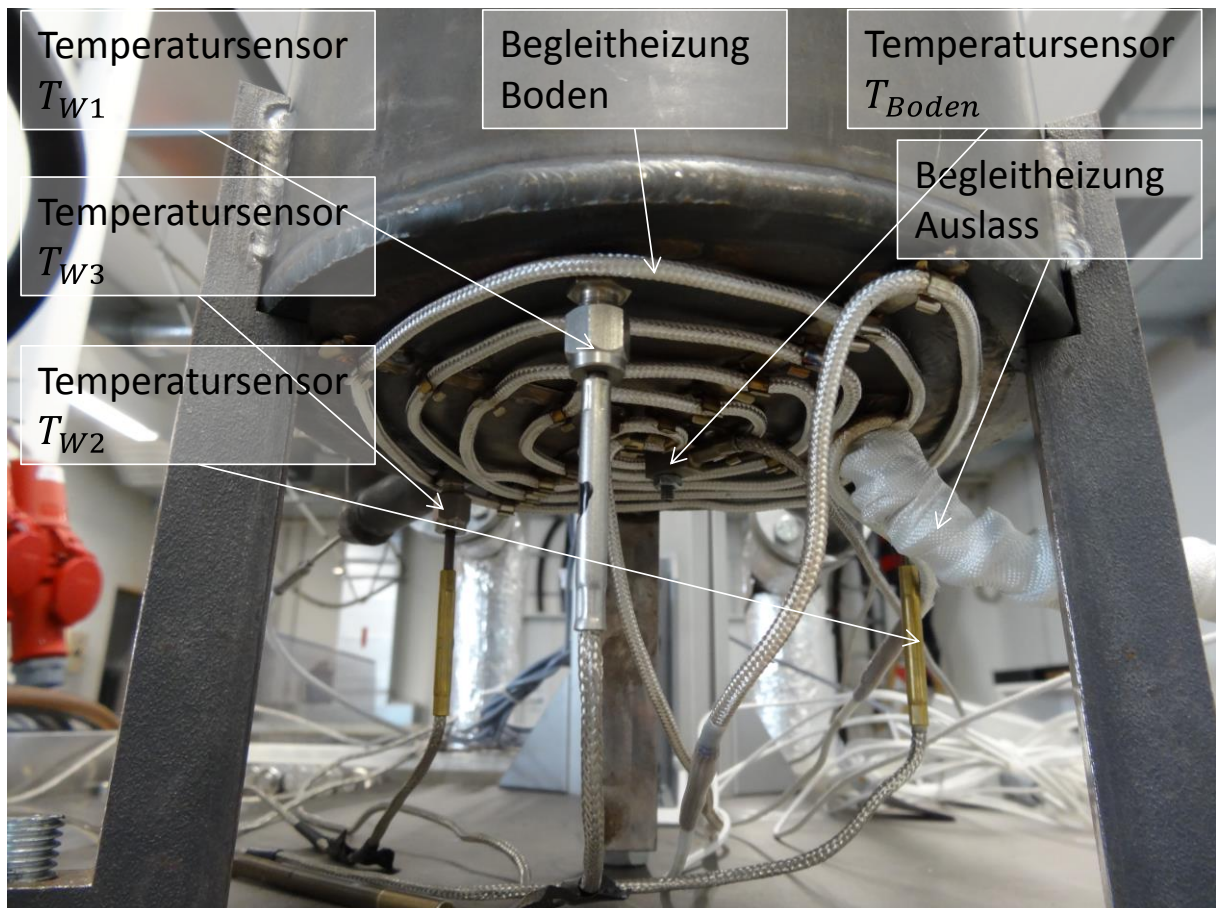


Abbildung 20 – Begleitheizungen und Position der Wandtemperatursensoren am Boden des unisolierten Wärmeübertragers des WÜTs.

### Rühreinheit

Die Rühreinheit, bestehend aus Rührwerk und Rührer, sorgt für eine homogene Durchmischung des PCMs und verbessert durch die erzwungene Konvektion der Schmelze den Wärmeübergang. Neben der Durchmischung schabt der Rührer periodisch die sich aufbauende PCM-Schicht beim Kristallisationsvorgang ab. Zusammen mit dem Wärmeübertrager ergibt sich somit ein rotatorischer Kratzwärmeübertrager, siehe Abbildung 20.

### Durchflussmesseinheit

Die Durchflussmesseinheit besteht aus dem Ringkolbenzähler und dem Durchflussanzeiger. Der Ringkolbenzähler leitet die vom Arbeitsmedium hervorgerufene Drehbewegung seiner Messeinheit als Namursignal an den Durchflussanzeiger weiter. Dieser wandelt das Signal in ein 4-20 mA Signal um. Aus der Signalstärke  $I$  und den folgenden Einstellungen des Durchflussanzeigers berechnet sich der ölseitige Durchfluss

$$\dot{V}_{\text{öl}} = \frac{1}{2}I - 2. \quad (\text{Gl. 2.32})$$

Die Durchflussmesseinheit ist so eingestellt worden, dass sie bei einem Durchfluss von  $\dot{V}_{\text{öl,max}} = 8 \text{ l/min}$  ein  $20 \text{ mA}$  Signal ausgegeben wird. Beim minimalen Durchfluss  $\dot{V}_{\text{öl,min}} = 0 \text{ l/min}$ , wird ein  $4 \text{ mA}$  Signal ausgegeben.

### 4.3 Im Teststand verwendete Messtechnik und Messdatenerfassung

#### Messtechnik

Der WÜT ist mit mehreren Temperatursensoren, sowie einem Durchflussmessgerät ausgestattet. Insgesamt sind 8 Temperatursensoren verbaut. Aufgenommen werden:

- Ölseitig
  - Vorlauftemperatur
  - Rücklauftemperatur
  - Volumenstrom
- PCM-seitig
  - Temperatur im Wärmeübertrager
  - anliegendes Drehmoment
- Oberflächen und Wandtemperaturen des WÜT
  - Wandtemperaturen an drei unterschiedlichen Stellen, siehe Abbildung 20 der Mantelfläche
  - Boden- und Auslasstemperatur, siehe Abbildung 20

Der Füllstand des PCMs wird manuell mit einem Zollstock gemessen.

#### Messdatenerfassung

Die erfassten Daten werden in einem Single Board Computer (SBC) zusammengeführt. Die zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten notwendigen Messdaten sind über einen 20-Kanalmultiplexer mit dem Messdatenerfassungsgerät verbunden. Dieses verbindet die einzelnen Messstellen zeitseriell mit der Messeinrichtung, liest diese alle 5 Sekunden aus und speichert die erfassten Daten auf dem SBC. Die externe Steuerung der Geräte erfolgt über das Terminal des Laborrechners. Dieser greift via Ethernet-Verbindung auf den SBC zu. Über eine Netzwerkweiche sind alle Mess- und Steuereinheiten mit dem SBC verbunden. Die dort hinterlegten Programme steuern alle Komponenten des WÜTs. Ein Bussystem dient zur Kommunikation mit der Steuerung der Begleitheizung. In ihr sind die Leistungsmessungen und das Regelsystem aus Aktoren und Sensoren der Begleitheizungen zusammengeführt. Einen schematischen Überblick über die Regelung und Steuerung ist der Abbildung 21 zu entnehmen.

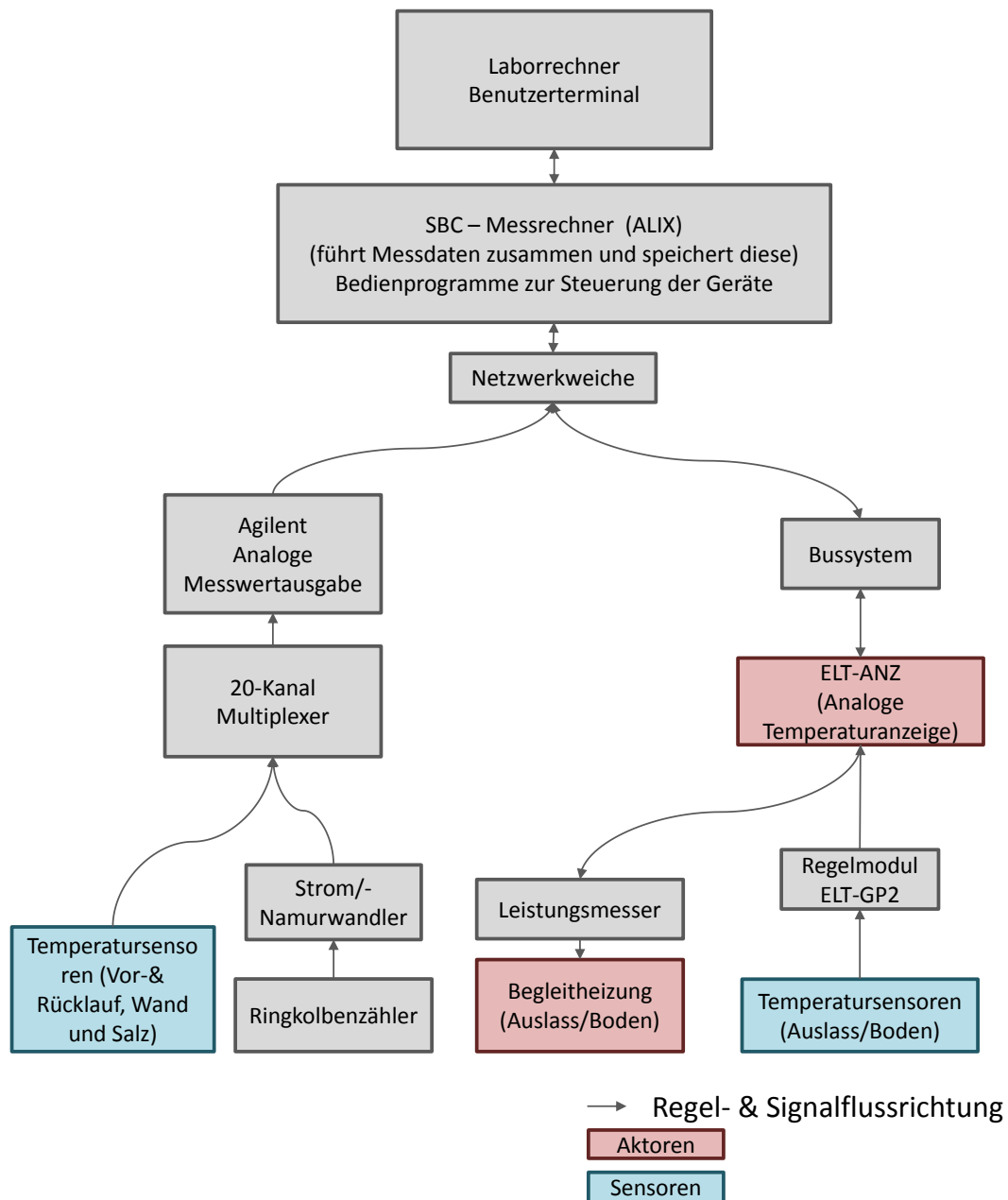


Abbildung 21 - Signal- & Regelfluss des WÜTs.

#### 4.4 Berechnungsmethodik zur Versuchsauswertung

Über eine Energiebilanz im Thermalölkreis werden die Schmelz- und die Kristallisationsversuche ausgewertet. Dabei auftretende Wärmeströme sind in Abbildung 22 dargestellt. Der ölseitig gemessene Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{öl}}$  setzt sich aus dem übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{übertr}}$  und den Wärmeverlusten  $\dot{Q}_{\text{loss}}$  des WÜT an die Umgebung zusammen.

$$\dot{Q}_{\text{öl}} = \dot{Q}_{\text{übertr}} - \dot{Q}_{\text{loss}} \quad (\text{Gl.4. 1})$$

Im Folgenden wird auf die Berechnung der einzelnen Wärmeströme eingegangen.

#### 4.4.1 Wärmestrom des Thermoöls

Die treibende Temperaturdifferenz für den Schmelz-, bzw. Kristallisationsvorgang wird vom Arbeitsmedium vorgegeben. Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{öl}}$  berechnet sich wie folgt:

$$\dot{Q}_{\text{öl}} = \dot{V}_{\text{öl}} \cdot \rho_{\text{öl}} \cdot c_{p,\text{öl}} \cdot (T_{\text{öl,a}} - T_{\text{öl,e}}). \quad (\text{Gl.4. 2})$$

Die wichtigsten Stoffeigenschaften des Thermoöls sind in Tabelle 5 zusammengefasst.

Tabelle 5 - Stoffeigenschaften Therminol 66, siehe Tabelle 23 für mehr Informationen

<b>Einsatztemperatur</b>	0 – 355°C
<b>Dichte (210 °C)</b>	878 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
<b>Spez. Wärmekapazität (210 °C)</b>	2,231 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
<b>Wärmeleitfähigkeit (210 °C)</b>	0,105 $\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$
<b>Kin. Viskosität (210 °C)</b>	0,89 $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$
<b>Max. Vorlauftemperatur</b>	345 °C
<b>Siedetemperatur</b>	359 °C

#### 4.4.2 Wärmestrom des PCMs

Der übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{übertr}}$  berechnet sich PCM-seitig wie folgt

$$\dot{Q}_{\text{übertr}} = \dot{Q}_{\text{PCM}} + \dot{Q}_{\text{BH}} + \dot{Q}_{\text{Diss}} \quad (\text{Gl.4. 3})$$

Die Begleitheizung ist so eingestellt, dass sie den Mittelwert, der in der Wand gemessenen Temperaturen anfährt und konstant hält. Dadurch wird dem PCM über diese Fläche im Mittel keine Wärme zugeführt oder entzogen. Vielmehr gleicht die Begleitheizung die Wärmeverluste durch den Boden aus. Dadurch wird  $\dot{Q}_{\text{BH}} = 0$  gesetzt. Die Drehzahl des Rührers ist an die Relativgeschwindigkeiten der Schneckenwellen des SWÜ angepasst. Die Schneckenwellen des SWÜs werden maximal mit 1,4 für Schneckenwelle 1 und 2,8  $\text{min}^{-1}$  für Schneckenwelle 2 betrieben. Die dadurch auftretenden Relativgeschwindigkeiten sind vernachlässigbar klein. Folglich ist auch die durch die Reibung dissipierte Energie vernachlässigbar. Gleichung (Gl.4. 1) vereinfacht sich dadurch zu:

$$\dot{Q}_{\text{übertr}} = \dot{Q}_{\text{PCM}}. \quad (\text{Gl.4. 4})$$

Über die Versuchsdauer  $t_V$  berechnet sich die im PCM gespeicherte Wärmemenge  $Q_{\text{PCM}}$

$$\dot{Q}_{\text{PCM}} \cdot t_V = Q_{\text{PCM}} \quad (\text{Gl.4. 5})$$

Die im PCM gespeicherte Wärme weist sensible wie latente Anteile auf. Die Wärmemenge wird nach (Gl.4. 6) berechnet

$$Q_{\text{PCM}} = m \cdot \left( c_{p,\text{PCM}} \cdot (T_{\text{A,PCM}} - T_{\text{pw,PCM}}) + \Delta h_{\text{PCM}} + c_{p,\text{PCM}} \cdot (T_{\text{pw,PCM}} - T_{\text{E,PCM}}) \right) \quad (\text{Gl.4. 6})$$

Hierbei steht  $T_{A,PCM}$  und  $T_{E,PCM}$  jeweils für die PCM-Temperaturen am Anfang und am Ende des Versuchs und liegt dementsprechend ober- bzw. unterhalb der Phasenwechseltemperatur  $T_{pw,PCM}$ . Die Stoffeigenschaften der eutektischen Salzmischung sind in Tabelle 6 aufgelistet.

Tabelle 6 - Stoffeigenschaften des PCMs

<b>Phasenwechseltemperatur</b>	221 °C
<b>Dichte (flüssig)</b>	2000 $\frac{kg}{m^3}$
<b>Schüttdichte</b>	1500 $\frac{kg}{m^3}$
<b>Spez. Wärmekapazität</b>	1,5 $\frac{kJ}{kgK}$
<b>Wärmeleitfähigkeit (fest)</b>	0,4872 $\frac{W}{mK}$
<b>Spezifische Phasenwechselenthalpie</b>	100 $\frac{kJ}{kg}$

### 4.4.3 Wärmeverluste an die Umgebung

Die im Wärmeübertrager auftretenden Wärmeverluste  $\dot{Q}_{loss}$  berechnen sich wie folgt:

$$\dot{Q}_{loss} = k_{WÜT} \cdot A_{WÜT} \cdot (T_{WÜT} - T_{amp}). \quad (Gl.4. 7)$$

Die Fläche  $A_{WÜT}$  bezieht sich auf die gesamte äußere Fläche des zylindrischen Wärmeübertragers, die für die Berechnung benötigten Maße sind der Tabelle 22 des Anhangs zu entnehmen.

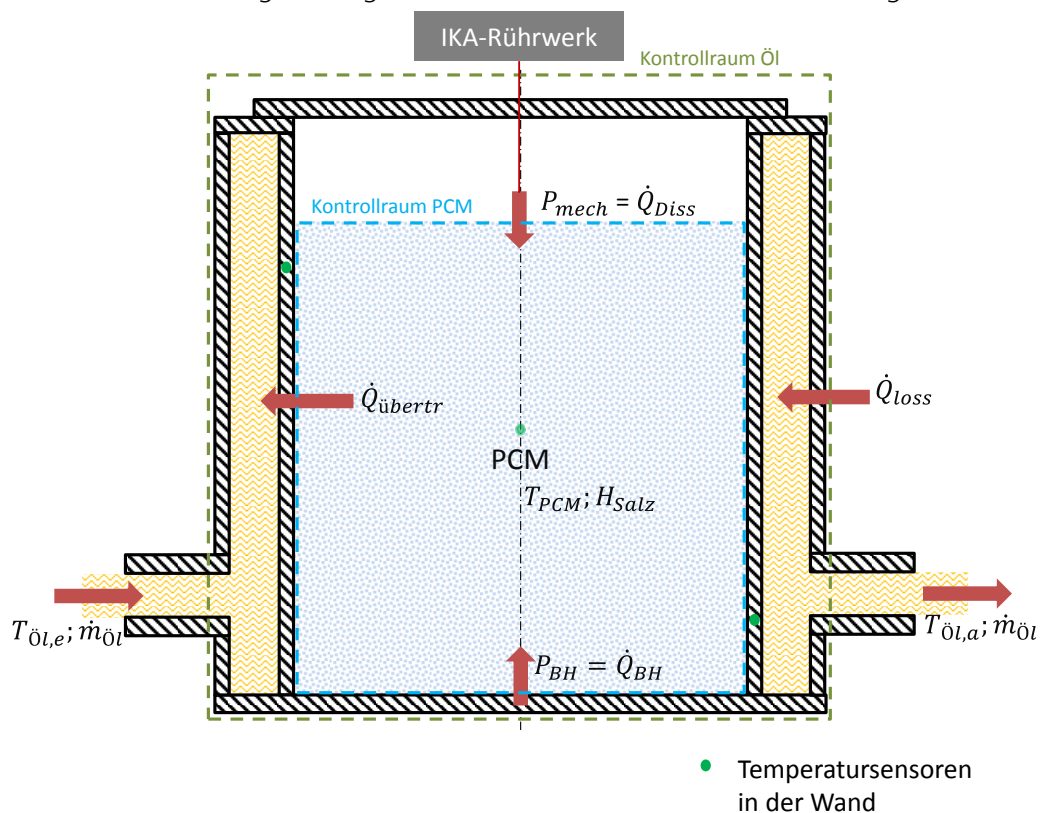


Abbildung 22 – Schematische Darstellung der Energieströme im WÜT während des Kristallisationsvorgangs bei positiver Vorzeichendeklaration.

## 4.5 Anforderung an die Messtechnik

Es bedarf einer möglichst genauen Abschätzung und Minimierung der Messunsicherheiten der Messsensorik, um den Gültigkeitsbereich der gemessenen Werte so exakt wie möglich anzugeben und den relativen Fehler so klein wie möglich zu halten. Der Gesamtfehler der Wärmeströme wird mit der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung ermittelt, siehe Kapitel 2.7. Der maximal zulässige Fehler darf nicht mehr als 10% des Messwertes betragen. Die Messunsicherheiten und Genauigkeitsklassen der verwendeten Messsensorik und der für die Berechnung notwendigen Stoffwerte sind in Tabelle 7 aufgelistet.

Tabelle 7 - Herstellerangaben der zur Berechnung notwendigen Größen bezüglich ihrer Genauigkeit

Messgerät	Herstellerangaben
Temperatursensoren	Genauigkeitsklasse A
Ringkolbenzähler	±0,2% Abweichung
Thermoöl-Stoffdaten	±1% Abweichung

### 4.5.1 Berechnung des Messfehlers für den Thermoöl-Wärmestrom

Die zu- bzw. abgeführte Energie des PCMs wird im WÜT über den Thermoölstrom bilanziert. Dieser berechnet sich nach:

$$\dot{Q}_{\text{öl}} = \dot{V}_{\text{öl}} \cdot \rho_{\text{öl}} \cdot c_{p,\text{öl}} \cdot (T_{\text{öl},a} - T_{\text{öl},e}). \quad (\text{Gl.4. 8})$$

Aus dieser Gleichung ergeben sich für die einzelnen Messwerte folgende partielle Ableitungen:

- o Volumenstrom

$$\Delta \dot{V} \cdot \frac{\delta \dot{Q}}{\delta \dot{V}} = (\rho_{\text{öl}} \cdot c_{p,\text{öl}} \cdot (T_{\text{öl},a} - T_{\text{öl},e})) \cdot \Delta \dot{V} \quad (\text{Gl.4. 9})$$

- o Dichte

$$\Delta \rho \cdot \frac{\delta \dot{Q}}{\delta \rho} = (\dot{V}_{\text{öl}} \cdot c_{p,\text{öl}} \cdot (T_{\text{öl},a} - T_{\text{öl},e})) \cdot \Delta \rho \quad (\text{Gl.4. 10})$$

- o spezifische Wärmekapazität

$$\Delta c_p \cdot \frac{\delta \dot{Q}}{\delta c_p} = (\dot{V}_{\text{öl}} \cdot \rho_{\text{öl}} \cdot (T_{\text{öl},a} - T_{\text{öl},e})) \cdot \Delta c_p \quad (\text{Gl.4. 11})$$

- o Einlasstemperatur

$$\Delta T_{\text{öl},e} \cdot \frac{\delta \dot{Q}}{\delta T_{\text{öl},e}} = \dot{V}_{\text{öl}} \cdot \rho_{\text{öl}} \cdot c_{p,\text{öl}} \cdot \Delta T_{\text{öl},e} \quad (\text{Gl.4. 12})$$

- o Auslasstemperatur



$$\Delta T_{\dot{\omega},a} \cdot \frac{\delta \dot{Q}}{\delta T_{\dot{\omega},a}} = \dot{V}_{\dot{\omega}} \cdot \rho_{\dot{\omega}} \cdot c_{p,\dot{\omega}} \cdot \Delta T_{\dot{\omega},a} \quad (\text{Gl.4. 13})$$

Aus den partiellen Ableitungen ergibt sich der Absolutfehler des zu berechnenden Wärmestroms zu

$$\Delta \dot{Q}_{\dot{\omega}} = \sqrt{\left(\Delta V \cdot \frac{\delta \dot{Q}}{\delta V}\right)^2 + \left(\Delta \rho \cdot \frac{\delta \dot{Q}}{\delta \rho}\right)^2 + \left(\Delta c_p \cdot \frac{\delta \dot{Q}}{\delta c_p}\right)^2 + \left(\Delta T_{\dot{\omega},e} \cdot \frac{\delta \dot{Q}}{\delta T_{\dot{\omega},e}}\right)^2 + \left(\Delta T_{\dot{\omega},a} \cdot \frac{\delta \dot{Q}}{\delta T_{\dot{\omega},a}}\right)^2} \quad (\text{Gl.4. 14})$$

Der relative Fehler berechnet sich wie folgt:

$$\Delta \dot{Q}_{rel,\dot{\omega}} = \frac{\Delta \dot{Q}_{\dot{\omega}}}{\dot{Q}_{\dot{\omega}}} \cdot 100\%. \quad (\text{Gl.4. 15})$$

Die Werte der Stoffeigenschaften werden für die Berechnung der Messunsicherheiten auf die mittlere Thermoöltemperatur  $T_{\dot{\omega},mean}$  von 215 °C bezogen. Berechnungsgrundlage stellt hier der Kristallisationsversuch des SWÜs dar, dementsprechend wird das Thermoöl vom PCM aufgeheizt. Um den Einfluss der Messunsicherheiten auf die Berechnung zu beurteilen, muss der berechnete Wärmestrom abgeschätzt werden.

## Abschätzen des Wärmestroms

Die Abschätzung erfolgt über die im PCM gespeicherte, latente Wärmemenge. Dadurch vereinfacht sich (Gl.4. 6) zu

$$Q_{PCM} = m \cdot \Delta h_{PCM} \quad (\text{Gl.4. 16})$$

Grundlage für die Kristallisationszeit ist die Versuchszeit der Vorversuche bei der Firma IKA um das verwendete Rührwerk zu testen, siehe Abbildung 36 im Anhang. Das PCM kristallisierte bei den Versuchen nicht vollständig. Dieser Umstand ist bei der Abschätzung durch einen Faktor, oder entsprechend längere Versuchszeiten zu berücksichtigen.

Der Wärmeverluststrom wird mit  $\dot{Q}_{loss,max} = -0,2 \text{ kW}$  nach oben und mit  $\dot{Q}_{loss,min} = -0,1 \text{ kW}$  nach unten abgeschätzt. Die Masse des PCMs bestimmt wie groß der Einfluss des Wärmeverluststroms auf den ölseitig gemessenen Wärmestrom  $\dot{Q}_{\dot{\omega}}$  ist. Ausgehend von einem Füllstand von 0,8 und einem Kristallisationsfaktor  $k_k = 0,8$  wird der ölseitige Wärmestrom nach unten durch  $\dot{Q}_{\dot{\omega},min} = 0,063 \text{ kW}$  abgeschätzt. Die Ergebnisse der Abschätzung für den übertragenen Wärmestrom sind für unterschiedliche Füllstände in Tabelle 8 aufgelistet.

Tabelle 8 - Abschätzen des übertragenen Wärmestroms beim Kristallisationsvorgang

Wärmeübertrager		PCM				
Volumen	Füllstand	$m_{PCM-Sch}$	$Q_{PCM}$	$t_V$	$k_k$	$\dot{Q}_{PCM}$
$m^3$	-	kg	kJ	s	-	kW
0,0037	0,9	6,65	6657	1880	0,8	0,283
0,0037	0,8	5,91	5917	1800	0,8	0,263
0,0037	0,7	5,17	5177	1720	0,8	0,241
0,0037	0,6	4,43	4437	1640	0,8	0,216

Ausgehend von folgenden Parametern können die Versuchsparameter und der Einfluss der einzelnen Messunsicherheiten über die Fehlerfortpflanzung nach Kapitel 0 abgeschätzt werden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 9 zusammengefasst.

- $T_{mean} = 210 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\dot{Q}_{loss} = 200 \text{ W}$
- $\dot{Q}_{übertr} = 0,263 \text{ W}$
- $\dot{Q}_{öl} = 0,063 \text{ W}$
- $\dot{V}_{öl} = 10 \text{ l/min}$
- Füllstand = 0,8

Aus der Berechnung geht ein relativer Fehler von 31,25 % hervor. Dieser liegt weit über dem zulässigen Wert.

Es wird ersichtlich, dass die Temperatursensoren den größten Einfluss auf das Ergebnis haben. Eine Kalibrierung der Sensoren ist folglich erforderlich.

Tabelle 9 - Berechnung der gewichteten Messfehler der einzelnen Mess- bzw. Stoffwerten bei Betriebstemperatur  $T_{öl,mean} = 210^\circ\text{C}$

Größe	Wert	Unsicherheit	Dimension	Fehler absolut
$\dot{V}_{öl}$	0,14	$\pm 0,00014$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	0,365 W
$\rho$	877,8	$\pm 8,78$	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	3,654 W
$c_p$	2231,0	$\pm 22,31$	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	3,654 W
$T_{öl,e}$	208,0	$\pm 0,656$	$[^\circ\text{C}]$	49,96 W
$T_{öl,a}$	212,8	$\pm 0,656$	$[^\circ\text{C}]$	49,96 W
<b>Gesamt</b>				<b>82,18 W</b>
$\Delta\dot{Q}_{rel,öl}$				<b>31,25 %</b>

## 4.6 Kalibrierung der Temperatursensoren

Die Temperatursensoren, die vom Hersteller mit der Genauigkeitsklasse A deklariert worden sind, werden mit der gesamten Messkette kalibriert.

### 4.6.1 Aufbau der Kalibriervorrichtung

Für die Kalibrierung wird in einem Blockkalibrator der Marke Fluke, der zu kalibrierende Sensor mit einem Referenzsensor verglichen. Der Messaufbau ist dem Abbildung 35 im Anhang zu entnehmen. Der Kalibrator erhitzt den internen Blockeinsatz. Mit Hilfe eines internen Thermometers regelt er dabei die vom Benutzer eingestellte Temperatur ein. Der Blockeinsatz aus Messing dient der thermischen Ankopplung der beiden Sensoren und gleicht aufgrund seiner Masse kleine regelungstechnische Schwankungen aus. Zur Aufnahme der Sensoren ist er mit mehreren Bohrlöchern ausgestattet. Um eine gute Wärmeübertragung sicherzustellen, besteht zudem die Möglichkeit, die thermische Ankopplung für Sensoren mit kleineren Durchmessern als den der Bohrung mit Aluminiumoxid zu verbessern. Der Referenzsensor dient der Erfassung der Realtemperatur im Block. Seine Genauigkeit schlägt sich in der Messunsicherheit Teil B nieder. Die Genauigkeit des Referenzsensors richtet sich insofern nach dem maximal zulässigen relativen Fehler. Dafür ist Prüfzertifikat notwendig. Der Sensor muss auf der gleichen Höhe wie das Referenzthermometer im Blockeinsatz angebracht werden und ist mit der Messkette verbunden.

### 4.6.2 Vergleichsverfahren

Die Kalibrierung der Temperatursensoren erfolgt über das Vergleichsverfahren. Mit Hilfe von 3 Temperaturen wird ein Polynom 2. Ordnung berechnet, dass die ausgegebene Temperatur zu korrigieren. Das Korrekturpolynom berechnet sich wie folgt:

$$F(T_{PT100}) = T_{Ref} = a \cdot T_{PT100}^2 + b \cdot T_{PT100} + c. \quad (\text{Gl.4. 17})$$

Diese müssen den zu messenden Temperaturbereich abdecken. Je näher die Stützstellen beisammen sind, desto exakter ist der kalibrierte Sensor in diesem Bereich. Die Temperaturen werden, wie in Kapitel 4.6.1 beschrieben vom Blockkalibrator angefahren. Aus dem arithmetischen Mittelwerten der erfassten Werte des zu kalibrierenden Sensors und Referenzsensors ergibt sich für jede Temperatur ein Wertepaar. Das Korrekturpolynom korrigiert den zu kalibrierenden Sensor dahingehend, dass er anschließend mit dem Ist-Wert des Referenzsensors übereinstimmt [28].

### 4.6.3 Ergebnis der Kalibrierung

Die Messunsicherheit eines Sensors  $\Delta T$  der Genauigkeitsklasse A wird über folgendes Polynom berechnet:

$$\Delta T = \pm(0,15^\circ\text{C} + 0,002 \cdot T). \quad (\text{Gl.4. 18})$$

Die Versuche laufen bei einer Temperatur von 221 °C ab. Dies würde nach GUM eine Messunsicherheit für den Teil A von 0,592 °C bedeuten. Zusammen mit der Messunsicherheit der Klasse B, die mit 0,064 °C (s. Tabelle 11) abgeschätzt worden ist, ergibt sich eine Ungenauigkeit von 0,656 °C.

Durch die Kalibrierung ist es möglich, die Messunsicherheit A im Mittel auf 0,0086 °C herabzusetzen. Insofern ergibt sich für die Temperatursensoren eine Gesamtmessunsicherheit von 0,0726 °C. Eine Übersicht über die Kalibrierung der einzelnen für die Berechnung notwendigen Sensoren gibt Tabelle 10. Die Zusammensetzung der Unsicherheitseinflüsse ist in Tabelle 11 zusammengefasst.

Tabelle 10 - Zusammenfassung der Ergebnisse der Kalibrierung

Sensor	empirische Standardabweichung Teil A - [°C]	maximale Abweichung - [°C]	Teil B - [°C]	Gesamtunsicherheit - [°C]
Vorlauf	0,0073	0,0248	0,064	0,0713
Rücklauf	0,0094	0,0212	0,064	0,0734
Wand 1	0,0069	0,0230	0,064	0,0709
Wand 2	0,0078	0,0231	0,064	0,0718
Wand 3	0,0105	0,0301	0,064	0,0745
PCM	0,0095	0,0284	0,064	0,0735
<b>Mittelwert</b>	<b>0,0086</b>	<b>0,0251</b>	<b>0,064</b>	<b>0,0726</b>

Tabelle 11 - Zusammenfassung der Gesamtunsicherheit nach GUM aus Teil A und B

Typ A [°C]	
Empirische Standardabweichung	0,0086
Typ B [°C]	
Unsicherheit Referenzsensor	0,01
Thermische Ankopplung	0,04
Umgebungstemperatur Umformer	0,003
Auflösungsfehler	0,005
Rundungsfehler (Kalibrierpolynom)	0,001
Dezimalstellen der Anzeige	0,005
<b>Gesamtunsicherheit</b>	<b>0,0726</b>

Einflüsse aufgrund von Alterung wurden nicht in die Berechnung der Unsicherheit nach Typ B einbezogen. Widerstandsthermometer sind sehr resistent gegen alterungsbedingte Effekte, sie treten erst über einen längeren Zeitraum auf [29].

#### 4.6.4 Auswirkung der Kalibrierung auf den absoluten, gesamten Messfehler

Durch die Kalibrierung konnte der absolute Messfehler der Sensoren um 74,8% gesenkt werden. Die Auswirkung der Kalibrierung auf den absoluten Fehler ist in Tabelle 12 zusammengefasst. Eine Gegenüberstellung des absoluten Fehlers und des relativen Messfehlers vor und nach der Kalibrierung ist Tabelle 13 zu entnehmen.

Tabelle 12 – Berechnung der gewichteten Fehler der einzelnen Mess- bzw. Stoffwerten bei Betriebstemperatur  $T_{mean,öl} = 210\text{ °C}$

Größe	Wert	Unsicherheit	Dimension	Fehler absolut
$\dot{V}_{öl}$	0,14	$\pm 0,00014$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	0,37 W
$\rho$	877,8	$\pm 8,78$	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	3,65 W
$c_p$	2231,0	$\pm 22,31$	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	3,65 W
$T_{öl,e}$	208,0	$\pm 0,0726$	[°C]	5,53 W
$T_{öl,a}$	212,8	$\pm 0,0726$	[°C]	5,53 W
<b>Gesamt</b>				20,72 W
$\Delta\dot{Q}_{rel,öl}$				7,88 %

Der relative Fehler liegt nach der Kalibrierung maximal möglichen Volumenstrom im zulässigen Bereich. Durch Variation der Thermoöltemperaturen und des Volumenstroms kann der relative Fehler noch herabgesetzt werden. Die Wahl der Versuchsparameter ist an den relativen Fehler auszurichten.

Tabelle 13 - Gegenüberstellung der Absoluten Messunsicherheit und des relativen Fehlers bei kalibrierten und nicht kalibrierten Temperatursensoren

Sensor	Unsicherheit der Temperatursensoren	Absoluter Fehler	Relativer Fehler
unkalibriert	0,656 °C	82,18 W	31,25 %
kalibriert	0,0726 °C	20,72 W	7,88 %

## 5 Planung, Durchführung und Auswertung der Versuche

### 5.1 Planung der Versuche

Der übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{übertr}}$  wird über den im Thermoöl aufgenommenen Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{öl}}$  berechnet. Der Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{loss}}$  wird ebenfalls über die Bilanz im Thermoöl berechnet. Beide Wärmeströme werden separat voneinander ermittelt. Ausgehend von den Annahmen in Kapitel 4.4 werden entsprechende Versuchsparameter erarbeitet. Aus den Parametern lässt sich die Vorgehensweise zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten ableiten und analysieren. Der PCM-seitige Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_i$  kann entweder über die allgemeine Nußelt-Zahl (s. Kapitel 2.6) oder über die Wärmestrombilanzierung, siehe Kapitel 2.3.4. bestimmt werden. Die Arbeit befasst sich mit der Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten über eine Wärmestrombilanzierung. Dafür ist der ölseitige Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_a$  erforderlich. Dieser wird über die Nußelt-Korrelation abgeschätzt und im Anschluss durch Dampfversuche verifiziert. Die Parameter für die Dampfversuche und den PCM-Versuchen sind auf Grundlage der SWÜ-Versuche und dem zulässigen relativen absoluten Messfehler zu erarbeiten.

Die Versuche haben folgende Ziele und Besonderheiten:

- Dampfversuch  
Ziel der Dampfversuche ist es den WÜT bezüglich seines ölseitigen Wärmeübergangskoeffizienten zu charakterisieren und die Abschätzung nach Nußelt zu verifizieren. Wasser wird dabei bei einem konstanten Temperaturniveau verdampft. Um den ölseitigen Wärmeübergangskoeffizienten auf die PCM-Versuche zu übertragen muss sich mindestens eine Versuchsreihe nach den dort eingestellten Parametern richten.
- PCM-Versuch  
Ziel der PCM-Versuche ist es den Teststand bezüglich seiner PCM-seitigen Wärmeübergangskoeffizienten zu charakterisieren. Der Einfluss der aufwachsenden PCM-Schicht beim Kristallisationsvorgang wird dabei untersucht. Das PCM wird über die Thermoöltemperatur aufgeschmolzen und anschließend vom Öl abgekühlt.

#### 5.1.1.1 Abschätzen des ölseitigen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_a$ über die Nußelt-Zahl

Zur Berechnung der Nußeltzahl (und damit  $\alpha_a$ ) Ringspalt des Wärmeübertrager existiert aufgrund der mäanderförmigen Strömung keine zutreffende Berechnungsgrundlage. Der Wärmeübergangskoeffizient kann über die Nußelt-korrelation abgeschätzt und muss experimentell verifiziert werden. Grundlage der Abschätzung ist die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten für konzentrische Ringspalte des VDI-Wärmeatlas [30]. Diesem sind die für die Berechnung verwendeten Gleichungen zu entnehmen. Der maximal mögliche Volumenstrom  $\dot{V}_{\text{öl,max}} = 10 \text{ l/min}$  ist vom Ringkolbenzähler vorgegeben, siehe Tabelle 4. Der hydraulische Durchmesser muss für die Abschätzung auf Grundlage der geometrischen Verhältnisse des Wärmeübertragers berechnet werden, siehe Abbildung 23 und berechnet sich allgemein wie folgt [31]:

$$d_h = 4 \cdot \frac{A_h}{U_h} \quad (\text{Gl.5. 1})$$

Die vom Öl durchströmte Querschnittsfläche im Ringspalt berechnet sich nach

$$A_h = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{a,RS}^2 - d_{i,RS}^2). \quad (\text{Gl.5. 2})$$

Da diese aber durch Stege, siehe Abbildung 33, in 6 Teile unterteilt wird, die aneinander durchströmt werden, ergibt sich eine modifizierte Querschnittsfläche

$$A_{h,mod} = \frac{(\frac{\pi}{4} \cdot (d_{a,RS}^2 - d_{i,RS}^2) - 3 \cdot S \cdot (d_{a,RS} - d_{i,RS}))}{6} \quad (\text{Gl.5. 3})$$

und ein für die Strömung im WÜT geltender modifizierter, benetzter Umfang

$$U_{h,mod} = \frac{(\pi \cdot (d_{a,RS} + d_{i,RS}) - 12 \cdot S)}{6} + (d_{a,RS} - d_{i,RS}). \quad (\text{Gl.5. 4})$$

Die Berechnung berücksichtigt nicht die durch die Stege hervorgerufenen Umlenkungen. Diese sorgen für eine zusätzliche Turbulenz in der Strömung. Der Umlenkungsfaktor wird für kleine Reynoldszahlen mit 1,5 – 2 und für große mit 2 - 3 abgeschätzt. Die Ergebnisse der Abschätzung sind, ausgehend von einer mittleren Thermoöltemperatur von 211 °C in Tabelle 14 zusammengefasst. Variiert wurde der ölseitige Volumenstrom.

Tabelle 14 - Abschätzen des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_a$  anhand einer modifizierten Nußeltkorrelation

$\dot{V}_{\text{öl}}$	Re	Umlenkungs- faktor	Strömungs- art	Nußelt-Zahl	$\alpha_a$
$\left[\frac{l}{min}\right]$	[-]	[-]	[-]	[-]	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$
1	608	1,5	laminar	11,08	137,11
2	1346	1,66	laminar	16,07	198,85
3	2225	1,83	laminar	20,53	254,13
4	3243	2	transitional	38,86	480,85
5	4378	2,16	transitional	52,35	647,81
6	5667	2,33	transitional	67,67	837,44
7	7094	2,5	transitional	84,63	1047,34
8	8626,16	2,66	transitional	102,85	1272,74
9	10324,64	2,83	turbulent	122,36	1514,238
10	12160,94	3	turbulent	140,38	1737,21

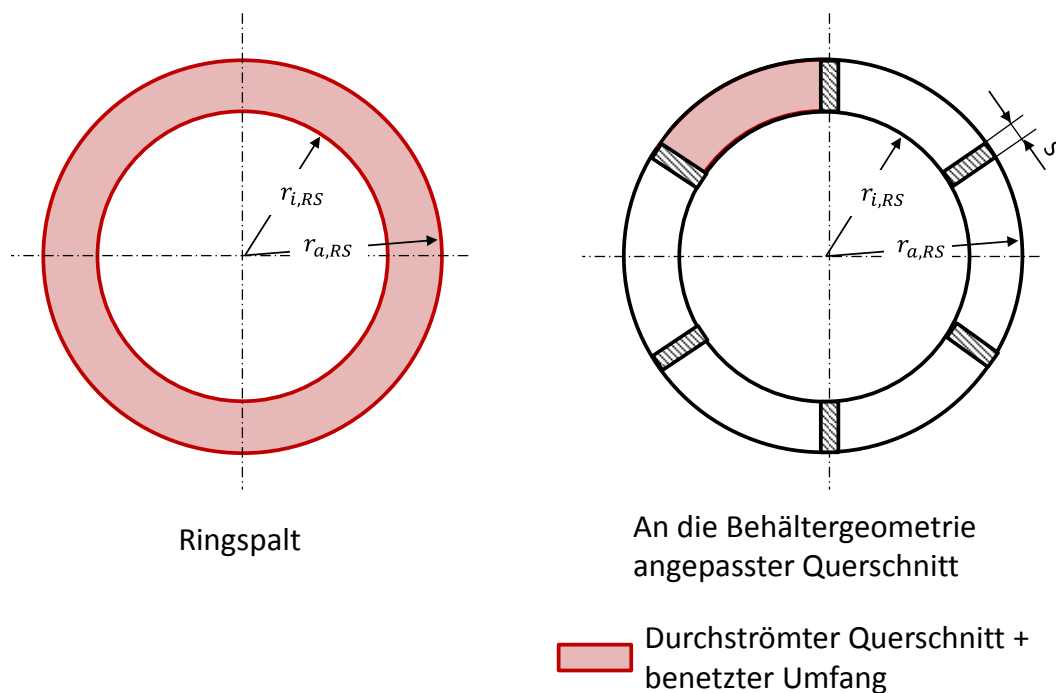


Abbildung 23 - Berechnungsgrundlage zur Berechnung des modifizierten hydraulischen Durchmessers für den Ringspalt.

### 5.1.1.2 Experimentelles Ermitteln des ölseitigen Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_a$

Ausgehend von (Gl. 2.15) berechnet sich der ölseitige Wärmeübergangskoeffizient

$$\alpha_a = \frac{1}{A_a \cdot \left( \frac{1}{k_i \cdot A_i} - \frac{\ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H_{H_2O} \cdot \lambda_{Stahl}} - \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} \right)} \quad (\text{Gl.5. 5})$$

Der Wärmeübergangskoeffizient von siedendem Wasser ist der Literatur zu entnehmen. Der wasserseitige Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_i$  lässt sich mit Hilfe des Schaubildes, siehe Abbildung 24, bestimmen. Der vom Öl übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}_{übertr}$  wird mit einer Mindestleistung von 1000 W abgeschätzt. Die für die Berechnung benötigten Werte der wärmeübertragenden Fläche sind in Tabelle 22 aufgelistet. Ausgehend von der übertragenen Mindestleistung berechnet sich die Wärmestromdichte  $\dot{q}_{min} = 11966,5 \text{ W/m}^2$ . Aus Abbildung 24 geht für  $\dot{q}_{min}$  ein wasserseitiger Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{min} = 1,3 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  hervor. Der Kehrwert, der den wasserseitigen Wärmeübergang berücksichtigt, ist insofern vernachlässigbar klein. Gleichung (Gl.5. 5) vereinfacht sich dadurch zu



$$\alpha_a = \frac{1}{A_a \cdot \left( \frac{1}{k_i \cdot A_i} - \frac{\ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H_{H_2O} \cdot \lambda_{Stahl}} \right)} \quad (\text{Gl.5.6})$$

Die geometrischen Größen der Gleichung sind dem Anhang, Tabelle 22 zu entnehmen. Die Wärmeleitfähigkeit von Stahl wird mit  $\lambda_{Stahl} = 50 \text{ W/m}^2$  angenommen. Der k-Faktor berechnet sich nach (Gl. 2.11). Der ölseitige Wärmeübergangskoeffizient ist folglich über einen Dampfversuch berechenbar, sofern stationäre Bedingungen vorherrschen. Beim Verdampfen verringert sich der Füllstand des Wassers  $H_{H_2O}$  und somit auch die wärmeübertragende Fläche. Um die Auswertung an die vorherrschenden Bedingungen anzupassen, muss der Füllstand vor und nach dem Versuch gemessen werden. Ausgehend von einer linearen Füllstandsabnahme ist die Wärmeaustauschfläche pro Zeitabschnitt zu berechnen und auf den gemessenen Wärmestrom zu beziehen.

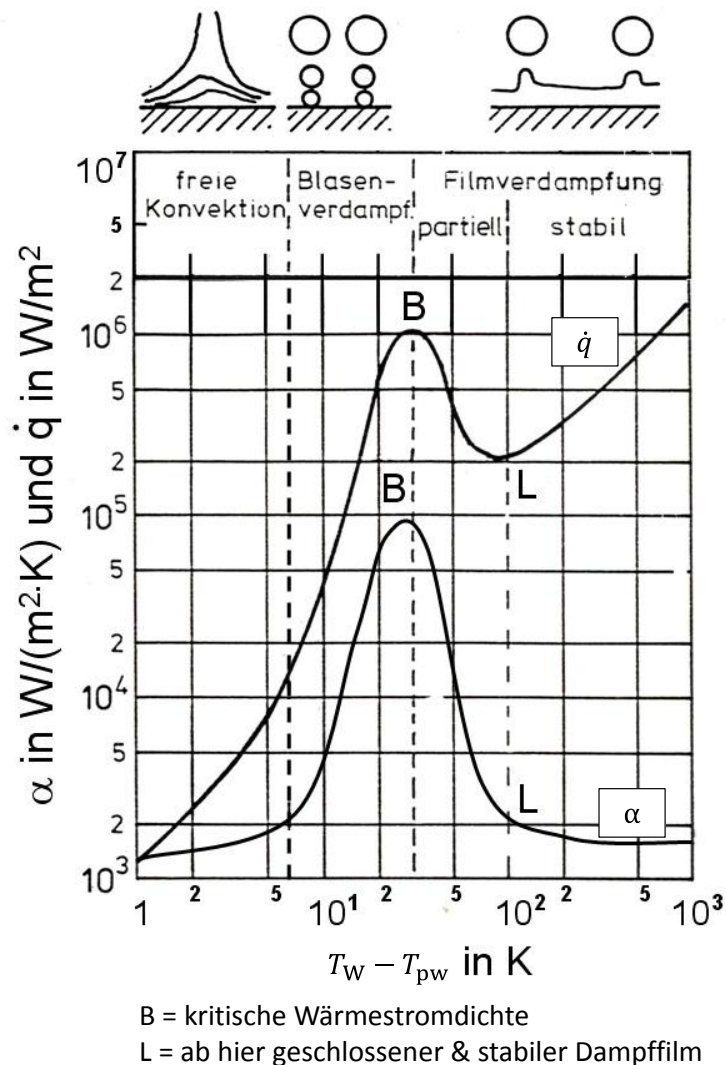


Abbildung 24 - Abhängigkeit der Wärmestromdichte und des Wärmeübergangskoeffizienten von der Heizflächenüberhitzung beim Behältersieden. [32]

### 5.1.2 Ermitteln der Versuchsparameter

Die einzustellenden Versuchsparameter richten sich nach den Versuchen im SWÜ und der Fehlerbetrachtung zur Bestimmung der benötigten Wärmeübertragungseigenschaften. Um die Versuchsergebnisse des WÜTs auf die Vorgänge im SWÜ zu übertragen, müssen die Versuche zueinander ähnlich sein. Folglich sind die einzustellenden Parameter an die Versuche im SWÜ anzupassen. Zudem müssen die Parameter der Vorgabe des maximalen relativen Fehlers  $\Delta\dot{Q}_{rel,max} = 10\%$  einhalten. In den folgenden zwei Unterkapiteln erfolgt die Ermittlung der Versuchsparameter anhand dieser Vorgaben.

#### 5.1.2.1 Abschätzen der Versuchsparameter des WÜT über die durchgeführten Versuchsparameter des SWÜs

Die im SWÜ eingestellten Parameter und Versuchsergebnisse beim Kristallisieren sind in Tabelle 15 als Mittelwerte der bisherigen Versuche zusammengefasst. Anhand dieser Tabelle lassen sich direkt Vorgaben für die mittlere Öltemperatur, die Salztemperatur zu Beginn des Versuchs und der ölseitige Volumenstrom für die Versuche im WÜT ableiten. Der Tabelle sind die Drehzahlen der Schnecken zu entnehmen. Über diese lässt sich die Rührerdrehzahl berechnen.

Tabelle 15 - Versuchsparameter des SWÜ beim Kristallisationsversuch

$T_{mean,öl}$	$T_{Salz,ein}$	$\Delta T_{Salz,öl}$	$\dot{V}_{öl}$	Drehzahl	
				Welle 1	Welle 2
214,2 °C	230°C	10 °C	9,4 $\frac{m^3}{h}$	1,4 $\frac{1}{min}$	2,8 $\frac{1}{min}$

#### Übertragen des Selbstreinigungseffekts im SWÜ auf den WÜT

Damit der Selbstreinigungseffekt im WÜT dem im SWÜ ähnelt, ist die Drehzahl des IKA Rührwerks an die Relativgeschwindigkeiten der Schneckenwellen anzupassen. Abbildung 25 zeigt schematisch die geometrischen Verhältnisse der Schnecken zueinander. Die für die Berechnung notwendigen Größen sind, ausgehend von den Berechnungspunkten BP 1,2 und 3 (s. Abbildung 25), in Tabelle 16 aufgelistet. Aus ihr geht die einzustellende Drehzahl des Rührwerks hervor. Beim SWÜ werden die Relativgeschwindigkeiten der Schneckenwellen in der Selbstreinigungszone betrachtet. Beim WÜT die auftretenden Geschwindigkeiten am äußeren Durchmesser des Rührers, bezogen auf die PCM-Schicht. Der Berechnung ist eine maximale Drehzahl  $n_{RW,max} = 3,3 \text{ min}^{-1}$  zu entnehmen. Das verwendete Rührwerk ist für eine Mindestdrehzahl von  $4 \text{ min}^{-1}$  ausgelegt. Ausgehend von dieser Drehzahl kann durch eine weitere Variation der Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit des Rührers auf den Wärmeübergang charakterisiert werden.

Tabelle 16 - Berechnung der Drehzahl des IKA Rührwerks

BP	Welle 1			Welle 2			$v_{rel,SW1-SW2}$	Rührer		IKA-Rührwerk
	$r_{SW1,BP}$	$n_{SW1}$	$v_{U,SW1,BP}$	$r_{SW2,BP}$	$n_{SW2}$	$v_{U,SW2,BP}$		$d_R$	$v_{U,rel,BP}$	
[-]	[m]	$\left[\frac{1}{min}\right]$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	[m]	$\left[\frac{1}{min}\right]$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	[m]	$\left[\frac{m}{s}\right]$	$\left[\frac{1}{min}\right]$
1	0,065	1,42	0,0048	0,125	2,83	0,019	0,023	0,135	0,0074	3,30
2	0,095	1,42	0,0070	0,095	2,83	0,014	0,021	0,135	0,0067	2,99
3	0,125	1,42	0,0093	0,065	2,83	0,010	0,019	0,135	0,0060	2,67

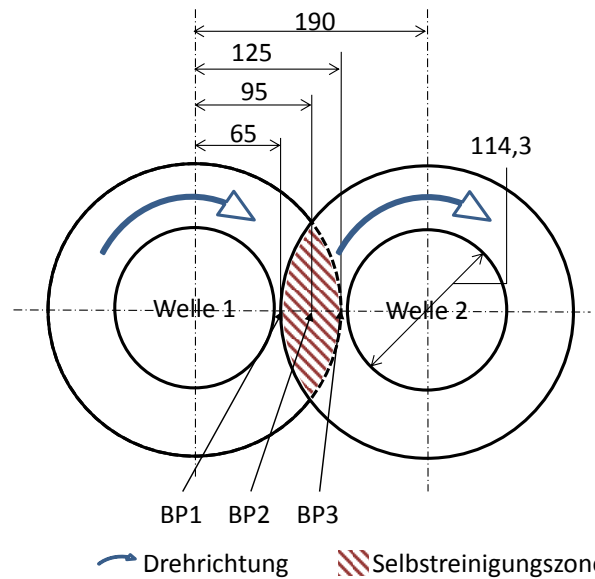


Abbildung 25 - Schematische Darstellung der Schneckenwellen des SWÜs mit Selbstreinigungszone und Drehrichtung

### 5.1.2.2 Abschätzen der Versuchsparameter des WÜT über die Fehlerfortpflanzung

Ausgehend von den Parametervorgaben des SWÜs sind die Versuchsparameter für die Dampf- und den PCM-Versuche zu ermitteln.

#### Abschätzen des maximalen absoluten Fehlers bei der Berechnung des gemessenen Wärmestroms für den PCM-Versuch

Ausgehend von folgenden Parametern:

- $\dot{Q}_{\text{übertr,min}} = -1 \text{ kW}$  (s. Kapitel 5.1.1.2),
- $\dot{Q}_{\text{loss}} = -200 \text{ W}$  (s. Kapitel 0),
- $\dot{Q}_{\text{öl}} = -1200 \text{ W}$
- $\dot{V}_{\text{öl,max}} = 9,6 \text{ l/min}$ ,

wird der maximale relative Fehler  $\Delta\dot{Q}_{\text{rel,max}}$  für die Dampfversuche berechnet. Variiert wurde die Eintrittstemperatur  $T_{\text{öl,e}}$ . Aus Tabelle 17 wird ersichtlich, dass  $\Delta\dot{Q}_{\text{rel,max}}$  für den betrachteten Temperaturbereich für einen Volumenstrom  $\dot{V}_{\text{öl}} = 8,9 \text{ l/min}$  im zulässigen Bereich liegt. Eine öseitige Charakterisierung des Wärmeübergangskoeffizienten ist für einen Volumenstrom  $\dot{V}_{\text{öl,max}} = 8,9 \text{ l/min}$  ohne Einschränkung möglich.

Tabelle 17 - Berechnung des absoluten relativen Fehlers für die Dampfversuche in Abhängigkeit der mittleren Thermoöltemperatur

$\dot{Q}_{\text{übertr}}$	$T_{\text{mean}}$	$T_{\text{öl,e}}$	$T_{\text{öl,a}}$	$\dot{V}_{\text{öl}}$	$\Delta\dot{Q}_{\text{abs}}$	$\Delta\dot{Q}_{\text{rel,max}}$
[W]	[°C]	[°C]	[°C]	$\left[\frac{\text{l}}{\text{min}}\right]$	[W]	[%]
-1000	150,74	194	107,48	9,6	99,2	9,92
-1000	180,64	222	139,29	8,9	90,9	9,09
-1000	200,91	243	158,81	8,9	94,1	9,41
-1000	220,23	263	177,46	8,9	97,0	9,70
-1000	246,44	290	202,88	8,9	100,5	10,05

### Abschätzen des maximalen absoluten Fehlers bei der Berechnung des gemessenen Wärmestroms für den PCM-Versuch

Ausgehend von den in Kapitel 0 getroffenen Annahmen wird  $\Delta\dot{Q}_{rel}$  für die PCM-Versuche berechnet. Die wichtigsten Größen sind im Folgenden nochmals aufgelistet:

- $\dot{Q}_{loss} = -200\text{ W}$
- $\dot{Q}_{\dot{O}l} = 63\text{ W}$
- $\Delta T_{\dot{O}l} = 10^\circ\text{C}$

Zu Berechnung des zulässigen relativen Fehlers wird der maximal mögliche Volumenstrom in Abhängigkeit des übertragenen Wärmestroms und die mittlere Thermoöltemperatur  $T_{mean}$  variiert. Die Ergebnisse sind in Tabelle 18 zusammengefasst. Aus ihr wird Folgendes ersichtlich:

- Der absolute Fehler liegt für einen Volumenstrom von  $\dot{V}_{\dot{O}l,max} = 9,6\text{ l/min}$  im zulässigen Bereich, sofern der übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{übertr}}$  größer als  $208\text{ W}$  ist.
- Die mittlere Temperaturdifferenz besitzt wenig Einfluss auf den relativen Fehler.
- Analog zum Volumenstrom muss auch der übertragene Wärmestrom ansteigen, damit der relative Fehler den zulässigen Wert von 10% nicht übersteigt.

Um mehr Spielraum für die Einstellung der Parameter zu gewinnen muss der übertragene Wärmestrom vergrößert werden, dies kann auf zwei Arten erfolgen:

- Erhöhen der treibenden Temperaturdifferenz zur Vergrößerung des übertragenen Wärmestroms. Dadurch kann den Verlustwärmestrom kompensiert, wenn nicht sogar überkompensiert werden.
- Reduzierung der Wärmeverluste durch bessere Isolation

Sofern die bisherigen Abschätzungen zutreffend sind, kann der Volumenstrom für den angestrebten Temperaturbereich ohne Einschränkungen variiert werden. Da sich die Berechnungen auf Annahmen stützen, ist es sinnvoll die erste Versuchsreihe mit einem kleinen Volumenstrom durchzuführen. Bei einem Volumenstrom von  $0,69\text{ l/min}$  muss der übertragene Wärmestrom mindestens  $11,2\text{ W}$  betragen, ohne dass der zulässige relative Fehler überschritten wird. Ausgehend von diesem Volumenstrom wird die erste Versuchsreihe erarbeitet.

Tabelle 18 - Berechnung des absoluten relativen Fehlers für die PCM-Versuche

$\dot{Q}_{loss}$	$\dot{Q}_{\text{öl}}$	$\dot{Q}_{\text{übertr}}$	$T_{\text{mean}}$	$T_{\text{öl,e}}$	$T_{\text{öl,a}}$	$\dot{V}_{\text{öl}}$	$\Delta\dot{Q}_{\text{abs}}$	$\Delta\dot{Q}_{\text{rel}}$
[W]	[W]	[W]	[°C]	[°C]	[°C]	$\left[\frac{l}{min}\right]$	[W]	[%]
-200	63	263	210	208	213	9,6	20,72	7,88
-200	63	263	217	215	220	9,6	20,84	7,92
-200	63	263	207	205	210	9,6	20,6	7,83
-150	-50	100	210	212	209	5,5	9,57	9,56
-150	-100	50	211	212	210	2,8	4,62	9,25
-150	-100	50	211	211	210	0,69	1,12	2,24

### 5.1.2.3 Ergebnisse der Abschätzung der Parameter

Aus den Versuchsparametern der Versuche mit dem SWÜ, der Abschätzung des übertragbaren Wärmestroms und der Betrachtung des relativen Fehlers haben sich für die PCM-Versuche folgende Versuchsparametersätze ergeben. Die logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Öl und PCM ist dabei an die Versuche des SWÜs angepasst. Um den Einfluss der Temperaturdifferenz auf den Wärmeübergangskoeffizienten zu charakterisieren wird dieser variiert.

Tabelle 19 - Geplante Versuchsparameter für die PCM-Versuche auf Grundlage der Parameterabschätzung

$\dot{V}_{\text{öl}}$	$T_{\text{mean}}$	$\Delta T_{\text{öl-PCM,pw}}$	$T_{\text{üh,PCM}}$	$H_{\text{PCM}}$	$n_{\text{Rührer}}$	$\Delta\dot{Q}_{\text{rel}}$
$\left[\frac{l}{min}\right]$	[°C]	[°C]	[°C]	[m]	$\left[\frac{1}{min}\right]$	[%]
0,7	211	10	230	0,17	5	1,8
0,7	215	6	230	0,17	5	1,8
0,7	218	3	230	0,17	5	1,8
0,7	218	3	230	0,17	4	1,8

## 5.2 Durchführung und Auswertung der Versuche

Insgesamt wurden vier Dampfversuche durchgeführt und ausgewertet. Variiert wurden dabei der Volumenstrom und die mittlere Thermoöltemperatur. Die Versuche charakterisieren nicht nur den in Tabelle 19 vorgestellten Bereich. Dieser wurde größer gewählt, falls die Versuchsparameter der PCM-Versuche noch variiert werden müssen.

Bei den PCM-Versuchen kam es zu mehreren Komplikationen. Die Versuchsparameter, sowie einzelne Teststandkomponenten wurden dabei iterativ an die durch die Versuche gewonnenen Erkenntnisse angepasst. Die Durchführung und Auswertung der PCM-Versuche befasst sich mit den gewonnenen Erkenntnissen und den daraus resultierenden Lösungen.

### 5.2.1 Versuche zur Bestimmung des ölseitigen Wärmeübergangskoeffizienten

Ausgewertet wurde der Einfluss des Volumenstroms und der treibenden Temperaturdifferenz auf den ölseitigen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_a$ . Aus der Auswertung wird ersichtlich, dass der Volumenstrom den größten Einfluss auf  $\alpha_a$  besitzt. Aus Abbildung 26 wird der Zusammenhang zwischen mittlerer Thermoöltemperatur und Volumenstrom ersichtlich. Auffallend ist die sprunghafte Erhöhung des Wärmeübergangs zwischen den Volumenströmen 1,75 und 3,5  $l/min$ . Mögliche Erklärung für den Sprung könnte eine Strömungsänderung sein. Laut der Abschätzung des Wärmeübergangs nach Nußelt (s. Kapitel 5.1.1.1) findet der Strömungsumschlag vom laminaren in den transitionalen Bereich bei einer mittleren Öltemperatur von 150 °C zwischen 4 und 5  $l/min$  statt. Der Faktor der die Umlenkung berücksichtigt könnte jedoch zu niedrig abgeschätzt worden sein. Durch eine Korrektur des Umlenkungsfaktors konnten die in Abbildung 26 dargestellten Werte für die Wärmeübergangskoeffizienten bei einem Volumenstrom von 0,7 und 1,75  $l/min$  nicht rechnerisch reproduziert werden. Nach der Abschätzung äußert sich ein Strömungswechsel vom laminaren in den transitionalen Bereich bei einer Betriebstemperatur von 140 °C in einem Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten von 117,12 auf 439,12  $W/(m^2 \cdot K)$ . Aus den gemessenen Werten geht kein solcher Sprung hervor. Die Korrelation kann folglich nicht für weitere Berechnungen verwendet werden. Ob ein Strömungsumschlag zwischen 1,75 und 3,5  $l/min$  stattfindet lässt sich nur mutmaßen.

Die Auswertung des ölseitigen Wärmeübergangskoeffizienten über die Wärmestrombilanz liefert stabile Werte, die für eine weitere Berechnung geeignet sind. Der berechnete maximale relative Fehler liegt bei einem Wert von  $\Delta\dot{Q}_{rel,\dot{O},max} = 3\%$  bei einer mittleren Öltemperatur  $T_{\dot{O},mean} = 150\text{ °C}$ . Für höhere Temperatur ist der relative Fehler kleiner.

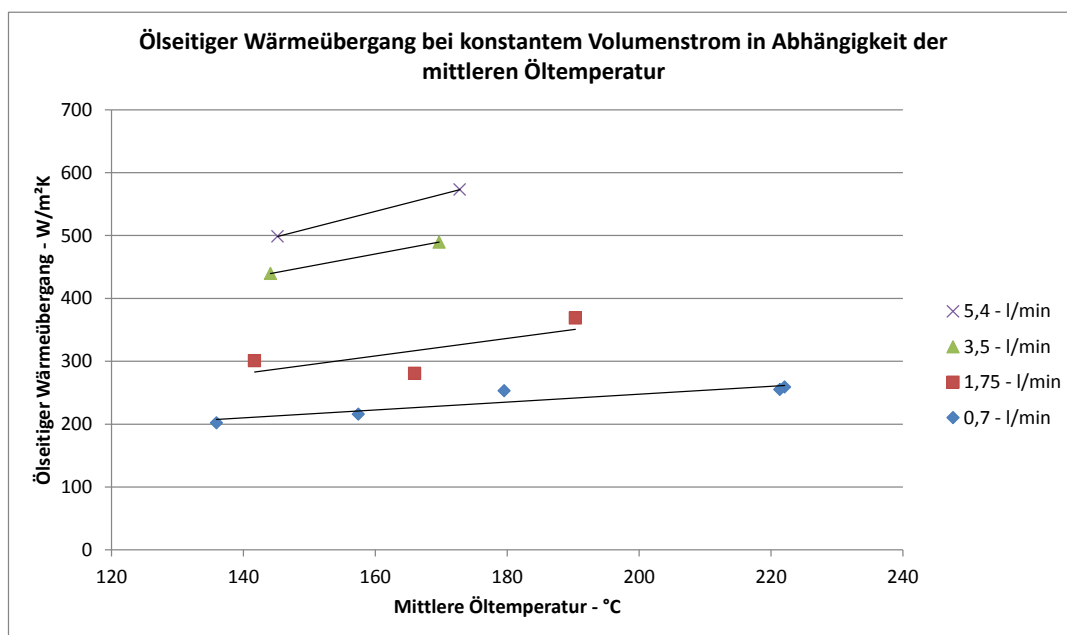


Abbildung 26 - Ölseitiger Wärmeübergang bei konstantem Volumenstrom in Abhängigkeit der mittleren Thermoöltemperatur

### 5.2.2 Versuche zur Bestimmung des PC;-seitigen Wärmeübergangskoeffizienten

Bei der Durchführung von Kristallisationsversuchen stellte sich heraus, dass die aufwachsende PCM-Schicht vom Spindelrührer nicht abgeschabt werden kann. Der Rührer blieb bei den durchgeführten Versuchen frühzeitig stecken. Das PCM lag dabei in teilkristalliner Phase vor, siehe Abbildung 40 im Anhang. Die Versuchsauswertung ergab, dass noch keine konstanten Bedingungen im WÜT erreicht wurden. Die Berechnung lieferte folglich noch keinen brauchbaren Zahlenwert. Für das Steckenbleiben des Rührers können folgende Gründe verantwortlich sein:

- Die Temperaturdifferenz zwischen Öl und PCM ist zu groß. Dadurch wächst die PCM-Schicht zu schnell auf, als der Rührer diese abtragen kann. Zudem schreitet der Kristallisationsvorgang durch die Abkühlung schneller voran und die Schicht härtet eventuell dadurch schneller aus. Die Vorversuche bei der Firma IKA haben gezeigt, dass die PCM-Schicht abgetragen werden kann, sofern sie noch nicht vollständig ausgehärtet ist.
- Die Geometrie des Spindelrührers ist nicht für einen Kratzvorgang geeignet, siehe Abbildung 39, links. Bei den, bei der Firma IKA durchgeführten Vorversuchen ein Ankerrührer verwendet. Dieser Rührertyp ist speziell für Kratzvorgänge geeignet. Bei dem im Versuch verwendeten Spindelrührer umschließt die aufwachsende den Ring des Rührers, da dieser einen größeren Durchmesser als die Schneiden besitzt. Der Ring trägt die PCM-Schicht nicht ab. Die auftretende Reibung erhöht das Drehmoment bis das maximal zulässige überschritten wird und der Rührvorgang abgebrochen wird.

Auf Grundlage dieser Erkenntnisse wurde der Rührer überarbeitet und ein neuer konzipiert. Der Ring des Spindelrührers (s. Abbildung 39, rechts) wurde soweit abgedreht, dass er nicht mehr



über die Schneiden hinausragt. Zudem wurde er mit Riefen versehen die eine minimale Kratzfunktion übernehmen können.

Ein H-Rührer ist auf Grundlage eines Ankerrührers entworfen worden. Die technische Zeichnung (s. Abbildung 37) und der gefertigte H-Rührer (s. Abbildung 38) sind dem Anhang zu entnehmen. Der Steg sitzt im Gegensatz zum Ankerrührer in der Mitte der Schneiden. Dadurch besitzt der Rührer zum einen mehr Stabilität gegen Querkräfte, zum anderen ist gewährleistet, dass die kristallisierte Schmelze nur zur wärmeübertragenden Wand hin abgeschabt wird.

Im Folgenden wurde eine neue Versuchsreihe mit kleinerem Temperaturgradienten zwischen PCM und Öl durchgeführt und ausgewertet. Die Parameter sind der Tabelle 20 zu entnehmen. Beim letzten Versuch erfolgt die Abkühlung ohne aktive Kühlung allein durch die Wärmeverluste zur Umgebung. Ziel dabei ist es zu beweisen, dass es möglich ist mit dem verwendeten Aufbau des WÜT konstante Bedingungen zu erzeugen.

Tabelle 20 – Parameter der zweiten Versuchsreihe aufgrund der erlangten Erkenntnisse

$\dot{V}_{\text{Öl}}$	$T_{\text{mean}}$	$\Delta T_{\text{Öl-PCM,pw}}$	$T_{\text{üh, PCM}}$	$H_{\text{PCM}}$	$n_{\text{Rührer}}$	Rührertyp	$\Delta \dot{Q}_{\text{rel}}$
$\left[\frac{l}{\text{min}}\right]$	[°C]	[°C]	[°C]	[m]	$\left[\frac{1}{\text{min}}\right]$	[H / Spindel]	[%]
0,7	218	3	228	0,17	5	Spindel <sub>mod</sub>	1,8
0,7	217	4	222	0,17	4	Spindel <sub>mod</sub>	1,8
0,7	220	1	227	0,17	5	H <sub>mod</sub>	1,8
-	-	-	223	0,17	5	H <sub>mod</sub>	-

Für die einzelnen Rührer ergaben sich folgende Ergebnisse:

### Modifizierter Spindelrührer

Durch die Modifizierung des Spindelrührers (s. Abbildung 39, rechts) konnten längere Versuche bis zum Steckenbleiben des Rührers durchgeführt werden. Abbildung 27 zeigt beispielhaft für einen Versuch wie der Wärmeübergangs-, sowie der Wärmedurchgangskoeffizient und der übertragene Wärmestrom bis zum Steckenbleiben des Rührers sich einem konstanten Wert annähern. In Tabelle 21 sind die eingestellten Parameter und wichtigsten Berechnungsgrößen für den durchgeführten PCM-Versuch und der anschließenden Analyse des Einflusses der PCM-Schichtdicke auf den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$  aufgelistet. Zwar sind die Versuchsbedingungen für die letzten 3 Minuten konstant, jedoch ist der berechnete Wärmeübergangskoeffizient negativ und somit keine Auswertung möglich. Die Betrachtung möglicher Gründe hierfür zeigt, dass der Einfluss der PCM-Schichtdicke auf  $\alpha_i$  sehr groß ist, siehe Abbildung 28. Aus der Auswertung wird ersichtlich, dass je größer die Dicke der aufwachsenden PCM-Schicht ist, desto stärker nimmt sie Einfluss auf das Ergebnis. Für kleine Schichtdicken  $z$  berechnet sich ein positiver  $\alpha_i$ . Ab einer kritischen Schichtdicke  $z_{\text{krit}} = 2\text{mm}$  wird  $\alpha_i$  negativ und strebt für größere Werte aufgrund der thermischen Leitfähigkeit des Salzes gegen  $\alpha_{i,z \rightarrow \infty} = 0 \text{ W}(m^2 \cdot K)$ . Eine

exakte Analyse der Schichtdicke ist folglich erforderlich. Wie aus der Versuchsauswertung vom 27.01.2015 zu entnehmen ist, ist die Schichtdicke falsch bemessen.

Tabelle 21 - Versuchparameter und Auswertung des PCM-Versuchs vom 27.01.2015

$\dot{V}_{\text{öl}}$	$T_{\text{öle}}$	$T_{\text{öl,mean}}$	$\Delta T_{\text{öl-PCM}}$	$\dot{Q}_{\text{loss}}$	$\dot{Q}_{\text{öl}}$	$\dot{Q}_{\text{übert}}$	$k_i - \text{Faktor}$	$z_{\text{PCM}}$
$\left[ \frac{l}{\text{min}} \right]$	$[^{\circ}\text{C}]$	$[^{\circ}\text{C}]$	$[^{\circ}\text{C}]$	$[\text{W}]$	$[\text{W}]$	$[\text{W}]$	$\left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$	$[\text{mm}]$
0,76	219,9	218,2	3,6	-146,52	-86,65	59,87	142,88	2,5

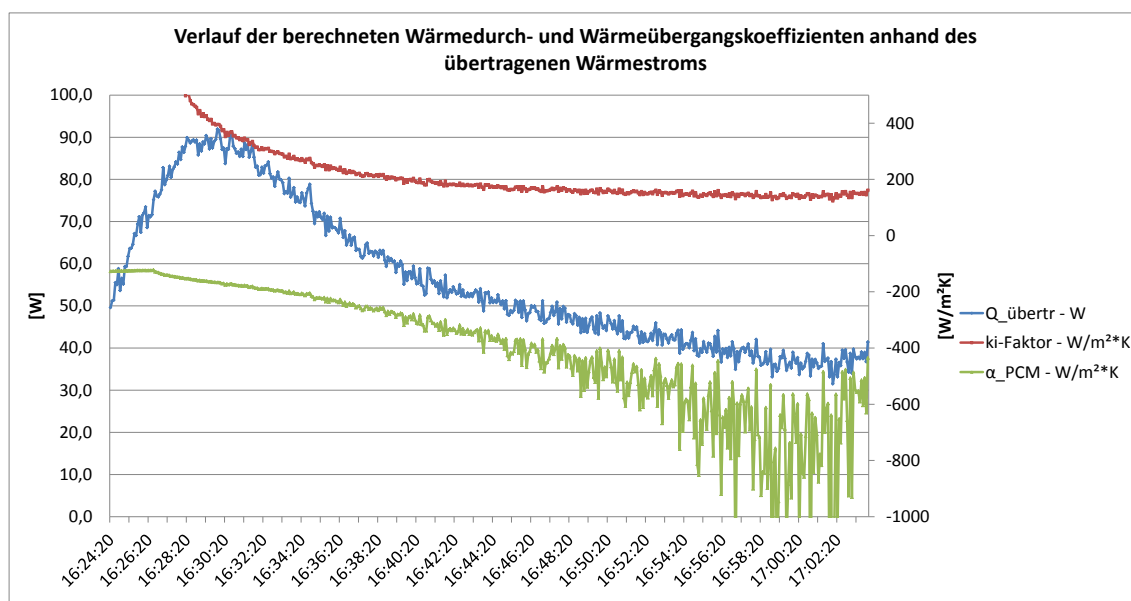


Abbildung 27 - Analyse des Versuchs vom 27.01.2015 anhand des übertragenen Wärmestroms und der berechneten Wärmedurch- und Wärmeübergangskoeffizienten

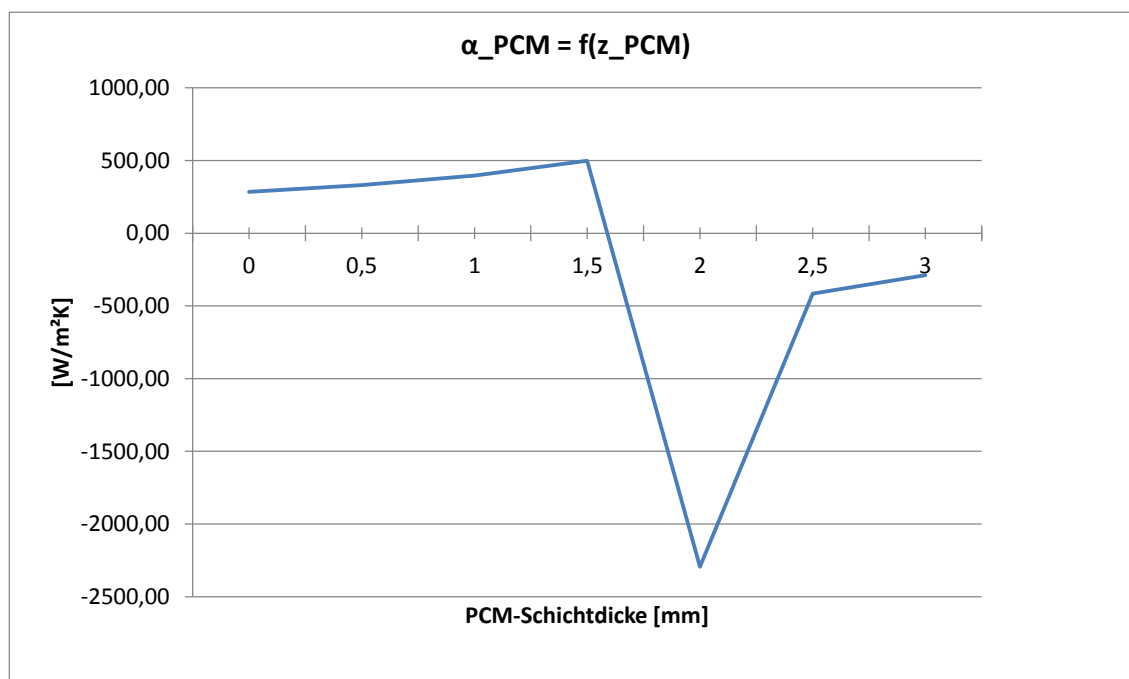


Abbildung 28 - Einfluss der Dicke der PCM-Schicht auf den Wärmeübergangskoeffizienten

### Analyse der aufwachsenden PCM-Schicht

Um die Schichtdicke zu analysieren wurde das PCM stark auf  $T_{\text{üh,PCM}} = 230 \text{ °C}$ . Anschließend erfolgte eine rapide Abkühlung mit einer Temperaturdifferenz  $\Delta T_{\text{öl-PCM,pw}} = 15 \text{ °C}$ . Dadurch wuchs die PCM-Schicht so schnell auf, dass beim Steckenbleiben des Rührers die Schmelze im inneren des Wärmeübertragers immer noch überhitzt und daher flüssig war. Über den Auslass wurde die restliche Schmelze abgelassen. Durch ein erneutes Anheben der Öltemperatur über die Phasenwechseltemperatur wurde die PCM-Schicht von der wärmeübertragenden Wand gelöst und konnte mit dem Rührer entfernt werden (s. Anhang, Abbildung 42, links). Durch das unterschiedliche Kristallwachstum (s. Anhang, Abbildung 42, rechts) wird ersichtlich, dass die PCM-Schicht zur Mitte hin dünner wird. Je dicker die Schicht ist, desto größer sind die Kristalle. Es stellte sich heraus, dass der Spindelrührer eine gekrümmte Schneide besitzt (s. Anhang, Abbildung 43). Die Schichtdicke des PCMs nimmt zur Mitte ab. Die mittlere PCM-Schichtdicke beträgt 3,81 mm. Die Berechnung erfolgt auf Grundlage des gewichteten, arithmetischen Mittels. Gewichtungsfaktor ist die Länge in der die jeweiligen PCM-Schichtdicke vorherrscht. Korrigiert wurde der Wert anhand des kleineren Außendurchmessers des PCM-Zylinders und der Schnitttiefe des Rührers. Die Berechnungsgrundlage ist dem Anhang Abbildung 43 und Tabelle 24 zu entnehmen. Eine exakte Ermittlung der PCM-Schichtdicke ist nicht möglich, da zum einen beim Abkühlen der PCM-Schicht die thermische Kontraktion nicht berücksichtigt wurde, zum anderen das Messverfahren zur Bestimmung der PCM-Schicht nicht die benötigte Genauigkeit besitzt. Der Spindelrührer eignet sich generell nicht für die Versuchsauswertung, da er keine über die Höhe konstante PCM-Schicht erzeugt. Da es sich bei der Auswertung um gemittelte Werte handelt kann der Einfluss der Schichtdicke nur in seiner Gesamtheit erfasst werden.

Folglich sind die Ergebnisse nur für diesen speziellen Fall übertragbar. Die sich aufbauende PCM-Schicht weist im SWÜ eine konstante Schichtdicke auf, die Ergebnisse sind folglich nicht übertragbar.

Durch eine entsprechend lange Vorlaufzeit bei einer PCM-Temperatur  $T_{PCM}$ ; von 222 °C konnten dennoch weitere Erkenntnisse mit dem Spindelrührer erzielt werden. Im Versuch wurde gezeigt, dass es möglich ist mit dem verwendeten Versuchsaufbau das PCM vollständig zu kristallisieren, siehe Anhang, Abbildung 41. In Abbildung 29 ist der Temperaturverlauf der ölseitigen Ein- und Austrittstemperatur, die PCM-Temperatur und die treibende Temperaturdifferenz während des Versuchs dargestellt. Die Auswertung lässt darauf schließen, dass die vollständige Kristallisation aufgrund des sehr geringen Wärmestroms möglich war. In der Theorie wird der Phasenwechsel zur Berechnung idealisiert und für eine exakte Temperatur angenommen. In der Praxis vollzieht sich der Phasenwechsel jedoch über einen Temperaturbereich. Abbildung 30 stellt den aus Messungen im DSC experimentell ermittelten Wärmestrom während des Phasenwechsels in Abhängigkeit der Temperatur dar [33]. Eventuell ist aufgrund der geringen Vorlaufzeit das PCM bereits während der Wärmeverlustmessung kristallisiert. Damit  $\Delta T_{mlog}$  berechnet werden kann, muss die Vorlaufzeittemperatur  $\Delta T_{öl,e}$  unterhalb der Salzttemperatur bleiben. Für zukünftige Versuche ist darauf zu achten, dass  $\Delta T_{öl,e,min} = 215 \text{ °C}$  nicht überschritten wird.

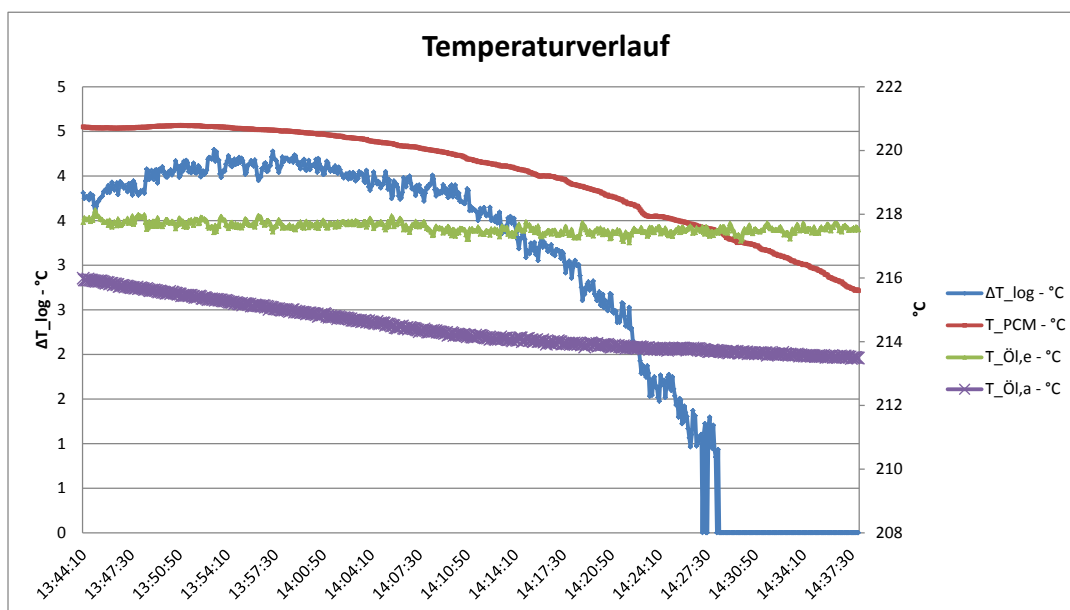


Abbildung 29 - Analyse des Versuchs vom 29.01.2015 anhand der öl und PCM-seitigen Temperaturverläufe

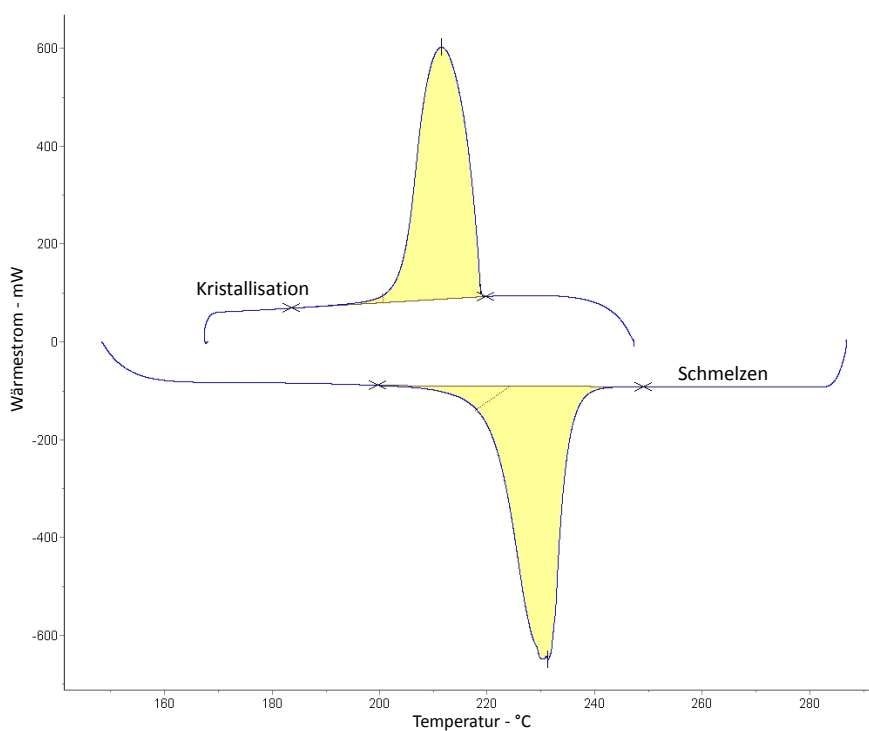


Abbildung 30 - Wärmestrom des verwendeten PCMs beim Kristallisations- bzw. Schmelzvorgang [33]

### H-Rührer

Der H-Rührer, der einen größeren Durchmesser als der Spindelrührer besitzt, ist so an den Innendurchmesser des Wärmeübertragers angepasst worden, dass sich im Mittel eine 0,5 mm dicke PCM-Schicht aufbauen kann. Aufgrund seiner Geometrie bleibt der H-Rührer im Gegensatz zum Spindelrührer bei einer widerstandsbedingten Auslenkung stecken. Die sich aufbauende PCM-Schicht blockiert den Rührer in seiner Drehbewegung und lenkt diesen aus, siehe Abbildung 31. Dadurch verkantet der Rührer im Wärmeübertrager. Eine erneute Überarbeitung der Schneiden, mit einer Reduktion der Rührerbreite von 139mm auf 138mm, konnte dieses Problem nicht beheben. Aufgrund des zeitlichen Rahmens der Bachelorarbeit kann der Rührer nicht weiter überarbeitet werden. Folgende Gründe für die Auslenkung wurden bisher ermittelt:

Der Rührer wird bis jetzt nur durch das Rührwerk gehalten und stabilisiert. Während der Versuchsdurchführung zeigte sich jedoch, dass die Rührwerkaufnahme nicht die nötige Stabilität besitzt den Rührer in seiner Position zu halten. Folgende Gründe sind dafür verantwortlich.

- Der Rührer ist nur an einem Punkt, durch die Rührwerkaufnahme gelagert.
- Das Rührwerk ist unzureichend mit dem Ständer verbunden und die Verbindung weist Spiel auf.
- Der Ständer besitzt nicht die nötige Stabilität um die gesamte Röhreinheit während der Versuche in Position zu halten.

Daraus resultieren folgende konstruktive Maßnahmen um eine Auslenkung zu vermeiden

- Durch ein Gleitlager am Deckel des Wärmeübertragers kann der Rührer zusätzlich geführt werden. Dieses ist so anzubringen, dass der Rührer die Wände des Wärmeübertragers nicht berührt. Auftretende Querkräfte können von diesem aufgenommen werden. Zusammen mit der Aufnahme am Rührwerk würde so eine Fest-Los-Lagerung entstehen.
- Der Ständer ist zu überarbeiten. Sowohl die Aufnahme für das Rührwerk, als auch der Anschluss zum Boden sind zu verstärken, oder durch ein stabileres System zu ersetzen.

Sofern eine kraftinduzierte Auslenkung nicht vollständig verhindert werden kann, ist die Geometrie des Rührers so anzupassen, dass dieser sich nicht im Wärmeübertrager verkantet. Ein zweites, um 90° versetztes Schneideblatt würde zum Beispiel eine allzu weite Auslenkung verhindern und den Rührer im Zylinder stabilisieren.

### 5.2.3 Fazit

Trotz sorgfältiger Vorbereitungen konnte das letztendliche Ziel, die Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten im PCM nicht realisiert werden. Jedoch konnte die Einfluss der aufwachsenden PCM-Schichtdicke auf die Berechnung, sowie die ölseitigen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_a$  hinreichend bestimmt werden. Für eine Betriebstemperatur von  $T_{\dot{O}l,mean} = 222 \text{ °C}$  und einem Volumenstrom  $\dot{V}_{\dot{O}l} = 0,7 \text{ l/min}$  betrug  $\alpha_a = 259 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ . Der maximal auftretende Fehler bei der Berechnung der Wärmeströme lag bei allen Versuchen im zulässigen Bereich von  $\Delta\dot{Q}_{rel,max} = 10 \%$ . Der mittlere relative Fehler  $\Delta\dot{Q}_{rel,max}$  betrug ca. 2% bei den Dampf- und

6 % bei den Salzversuchen. Aufgrund der geringen treibenden Temperaturdifferenz und dem kleinen Volumenstrom konnte der übertragene Wärmestrom die Wärmeverluste nicht kompensieren. Der gemessene Wärmestrom  $\dot{Q}_{\dot{o}1}$  betrug im Mittel -10W. Aus der Berechnung des relativen Fehlers  $\Delta\dot{Q}_{rel}$  wird ersichtlich, dass der PCM-seitige Wärmeübergang bis zu einem Volumenstrom von  $\dot{V}_{\dot{o}l,max} = 3,5 \text{ l/min}$  charakterisiert werden kann.

Der Teststand ist vollständig funktionsbereit und in Hinblick auf die ölseitigen Wärmeübergangskoeffizienten charakterisiert. Die aufgetretenen Probleme während der Versuchsdurchführung wurden analysiert und es wurden konstruktive Maßnahmen zur Problembeseitigung abgeleitet. Der verbesserte Versuchstand bietet eine gute Grundlage für weitere Versuchsreihen.

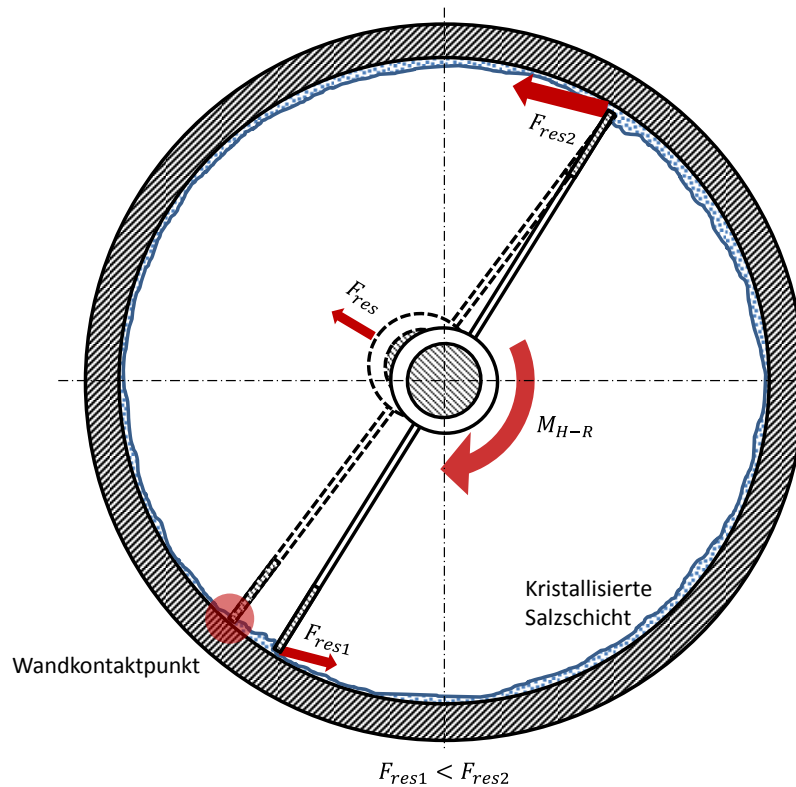


Abbildung 31 - Schematische Darstellung der Auslenkung des H-Rührers während des Kristallisationsversuchs (gestrichelte Linie = ausgelenkter Rührer).

### 6 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Planung und Durchführung von Versuchen zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten eines Phasenwechselmaterials in einem Kratzwärmetauscher. In einem Teststand wurden die beim Phasenwechsel auftretenden Wärmeübergangskoeffizienten bei gleichzeitig abgeschabter Oberfläche untersucht.

Der verwendete Teststand zur Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten wurde in dieser Arbeit ausführlich beschrieben. Ziel des Teststands ist es die Vorgänge im SWÜ bei einfacher Geometrie zu imitieren. Durch eine Parametervariation sollen mögliche Einflüsse auf die Wärmeübertragungseigenschaften des PCMs analysiert werden. Kernstück des Teststands bildet ein doppelwandiger, zylindrischer Wärmetauscher, der mit einer Rührereinheit ausgestattet ist. Über die energetische Bilanzierung wurden die auftretenden Wärmeströme analysiert. Die dafür benötigten Sensoren und der Aufbau der Messkette wurden vorgestellt. Dafür wurde näher auf die Fehlerfortpflanzung nach Gauß eingegangen. Dieses Verfahren ermittelt den Einfluss der einzelnen Messunsicherheiten der im Teststand verbauten Sensoren den berechneten Wärmestrom. Der Gesamtfehler der einzelnen Messeinheiten wurde ausgehend von der Betriebstemperatur und einem konstanten Volumenstrom berechnet. Größter Einflussfaktor waren die Temperatursensoren. Die vom Werk vorgegebenen Genauigkeitsklassen entsprechen nicht der gewünschten Genauigkeit. Die Sensoren wurden deswegen kalibriert. Die Kalibrierung der Sensoren nach dem Vergleichsverfahren stellt ein Verfahren dar, das die gesamte Messkette bezüglich ihres systematischen und zufälligen Fehlers charakterisiert. Es wurde gezeigt, dass der absolute Gesamtfehler um ein vielfaches gesenkt werden konnte.

Ziel der Arbeit ist die Erarbeitung und Umsetzung einer Versuchsreihe zur Ermittlung des PCM-seitigen Wärmeübergangs. Ausgehend von der Wärmestrombilanzierung wurde ein Versuchsablauf entwickelt mit denen sich der PCM-seitige Wärmeübergangskoeffizient ermitteln lässt. Problematik war hierbei, dass der ölseitige Wärmeübergangskoeffizient nicht über die allgemeine Nußelt-Korrelation für konzentrische Ringspaltströmungen berechnet werden konnte. Der Wärmeübergang konnte über diesen Weg lediglich abgeschätzt werden. Der ölseitige Wärmeübergangskoeffizient wurde mit einem Dampfversuch bestimmt.

Die Planung der Versuchsparameter für die einzelnen Versuche erfolgte auf Grundlage der im SWÜ-Teststand gefahrenen Versuche und der Fehlerfortpflanzung. Durch Abschätzen des übertragenen Wärmestromes wurde der Einfluss der Versuchsparameter auf den relativen Fehler berechnet. Voraussetzung war, dass der absolute Messfehler nicht mehr als 10% des Messergebnisses betragen durfte. Auf Grundlage dieser Vorgabe wurde eine geeignete Versuchsreihe abgeleitet.

Die Parameter der Dampfversuche richteten sich nach den Parametern der PCM-Versuche. Zudem wurde eine breitere Analyse des Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit des Volumenstroms und der mittleren Thermoöltemperatur durchgeführt und anschließend diskutiert. Aus dem Verlauf der Messdaten wurde ersichtlich, dass der Volumenstrom den größten Einfluss auf den Wärmeübergang besitzt. Der Wärmeübergangskoeffizient beträgt ölseitig



$\alpha_{\text{ö1}} = 259 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  bei einer Betriebstemperatur von 222 °C. Der relative Fehler lag bei allen Versuchen im zulässigen Bereich von  $\Delta\dot{Q}_{\text{rel}} = 10\%$ .

Trotz sorgfältiger Vorbereitung traten bei den Kristallisationsversuchen mehrere unvorhergesehene Probleme auf. Das Drehmoment des Rührwerks wurde während der Versuche frühzeitig überschritten und der Rührer blieb stehen. Es zeigte sich, dass der verwendete Spindelrührer nicht für die Versuche geeignet ist. Der Metallring am Fuße des Rührers ragte über dessen Schneiden hinaus. Die aufwachsende PCM-Schicht umschließt diesen, bis zu dessen Stillstand ohne, dass eine Abkratzfunktion zustande kommt. Eventuell wächst die PCM-Schicht durch die gewählte Temperaturdifferenz von 10°C zu schnell auf, als dass der Spindelrührer diese abtragen kann. Die Schmelze lag am Ende der ersten Versuchsreihe als teilkristalline Phase vor und die Auswertung zeigte, dass noch keine konstanten Versuchsbedingungen herrschten und lieferte folglich keinen verwendbaren Zahlenwert. Auf Grundlage dieser Probleme wurde ein H-Rührer konzipiert und entwickelt, zudem der Spindelrührer dahingehend überarbeitet, dass der Metallring nicht mehr über die Schneiden hinausragt. Für beide Rührer wurde eine neue Versuchsreihe auf Grundlage der Erkenntnisse vorgestellt und durchgeführt. Durch die Versuche mit dem modifizierten Spindelrührer stellte sich heraus, dass die Versuchszeit durch die Überarbeitung deutlich verlängert wurde. Dennoch blieb der Rührer aufgrund der sich aufbauenden PCM-Schicht frühzeitig stecken. Der Kristallisationsgrad der Schmelze war im Gegensatz zu den ersten Versuchen fortgeschrittener und wies eine schlammige Konsistenz auf. Über eine gesonderte Berechnungsreihe wurde der Einfluss der PCM-Schichtdicke auf die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten beleuchtet. Dabei stellte sich heraus, dass aufgrund der schlechten thermischen Leitfähigkeit des PCMs Abweichungen von 1mm das Ergebnis stark verfälschen. Durch die Analyse der PCM-Schicht die sich durch den Spindelrührer aufbaut stellte sich heraus, dass dieser eine gekrümmte Schneide besitzt. Die Schichtdicke variiert folglich über die Höhe der Zylinderwand. Da eine Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse jedoch nur bei gleichen Bedingungen möglich ist, können die Ergebnisse die durch den Spindelrührer erzeugt werden nicht auf die Versuchsauswertung des SWÜs übertragen werden. Die Dicke, der aufbauenden PCM-Schicht im SWÜ wird als konstant angenommen. Folglich ist der Rührer für weitere Versuche ungeeignet. Dennoch konnte durch einen letzten Versuch eine vollständige Kristallisation erzielt werden. Da die Schichtdicke jedoch nicht bekannt war, konnte keine sinnvolle Auswertung durchgeführt werden. Der Versuch beweist jedoch, dass es möglich ist mit dem WÜT Granulat herzustellen.

Um die PCM-Schichtdicke zu minimieren wurde der H-Rührer so konzipiert, dass die PCM-Schicht nicht mehr als 1mm aufwachsen kann. Bei den Versuchen zeigte sich jedoch, dass dieser durch die sich aufbauende PCM-Schicht aufgrund von zu wenig Führung ausgelenkt wird. Dadurch verkantet der Rührer im Wärmeübertrager und das Rührwerk stoppt. Eine anschließende Reduktion der Rührerbreite um 1mm konnte das Problem nicht beheben. Problematisch war nicht nur die mangelnde Führung des Rührers, sondern auch eine unzureichende Halterung der gesamten Röhreinheit.

Für zukünftige Versuche müssen weiter konstruktive Maßnahmen zur Behebung der Probleme gefunden werden. Der Ständer der Aufnahme des Rührwerks ist zu verstärken oder durch ein stabileres System auszutauschen. Zudem sollte eine zusätzliche Lagerung am Deckel des Wärmeübertragers installiert werden um Auslenkungen zu verhindern. Da eine Auslenkung nicht vollständig verhindert werden kann, ist der Rührer weiter dahingehend zu überarbeiten, dass er statt einer Schneide, zwei besitzt, die im rechten Winkel zueinander stehen. Eine Auslenkung die normalerweise zum Verkanten des Rührers im Wärmeübertrager führen würde, könnte dadurch verhindert werden.

Der Teststand wurde in dieser Arbeit fertiggestellt und in Betrieb genommen. Er wurde in Hinblick auf die ölseitigen Wärmeübergangskoeffizienten vollständig charakterisiert. In ersten Versuchen wurden Optimierungspotentiale bestimmt und umgesetzt. Grundlage dieser Verbesserungen können die erarbeiteten Versuchsreihen für die modifizierte Rührereinheit wiederholt werden. Sofern der Rührer nicht stecken bleibt, kann der PCM-seitige Wärmeübergangskoeffizient im WÜT durch weitere Variation der Temperaturdifferenz und der Volumenströme charakterisiert werden. Die berechneten relativen Fehler lagen bei allen Versuchsauswertungen im zulässigen Bereich und boten genügend Spielraum für weitere Parametervariationen.

### Quellenangaben

1. O.Verf. *Solarthermische Kraftwerke werden Praxis*. Projektinfo 07/2008 [Internet-Artikel] 2008 5.01.2015 [cited 2015 1.05.]; Available from: [http://www.bine.info/fileadmin/content/Publikationen/Projekt-Infos/2008/Projekt-Info\\_07-2008/projekt\\_0708\\_07.jpg](http://www.bine.info/fileadmin/content/Publikationen/Projekt-Infos/2008/Projekt-Info_07-2008/projekt_0708_07.jpg).
2. Pitz-Paal, P.D.R., *Solarthermische Kraftwerke*, 2013, BINE Informationsdienst: [www.bine.info](http://www.bine.info). p. 20.
3. O.Verf. *Wärme und Kälte kompakt und bedarfsgerecht speichern* Latentwärmespeicher in Gebäuden [text/html] 2009 05.01.2015 [cited 2015 01.05.]; Available from: <http://www.bine.info/publikationen/themeninfos/publikation/latentwaermespeicher-in-gebaeuden/>.
4. Ramteen Sioshansi, P.D., *The Value of Concentrating Solar Power and Thermal Energy Storage*. IEEE Transactions on Sustainable Energy, 2012. 1(3): p. 10.
5. O.Verf. *PE 1 in Spanien*. [Website] 2015 21.01.2015 [cited 2015 21.01.2015]; Available from: <http://www.novatecsolar.com/49-0-PE-1.html>.
6. O.Verf. *Augustin Fresnel 1*. [Website] 2015 [cited 2015 21.01.2015]; Available from: [http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project\\_detail.cfm/projectID=222](http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=222).
7. Pitz-Paal, R., *Solarthermische Kraftwerke - Technologie und Perspektiven*. free - Themenheft 2002, 2002. 2: p. 22.
8. O.Verf. [Webpage] 2011 17.05.2011 [cited 2015 21.01.2015]; Available from: <http://www.puertoerrado2.com/projekt/kraftwerk/>.
9. Pitz-Paal, P.D.R., *Solarthermische Kraftwerke – Europäische Potenziale kostengünstig erschließen*. FVS Themen 2006, 2006. 2(2): p. 52.
10. Sarada Kuravi, J.T., D. Yogi Goswami, Muhammad M. Rahman, Elias K. Stefanakos, *Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar powerplants*. Progress in Energy and Combustion Science, 2013. Science 39: p. 34.
11. Gerhard Reich, M.R., *Regenerative Energietechnik - Überblick über ausgewählte Technologien zur nachhaltigen Energieversorgung*. 2013: Springer Vieweg & Teubner. 261.
12. S. A. Zavattoni, M.c.B., A. Pedretti, G. Zanganeh, A. Steinfeld, *High temperature rock-bed TES system suitable for industrial-scale CSP plant – CFD analysis under charge/discharge cyclic conditions*. Science Direct, 2013. Energy Procedia(46): p. 9.
13. O.Verf., *Die Parabolrinnen-Kraftwerke Andasol 1 bis 3*. 2011: p. 28.
14. Sankol, P.D.-I.B., *Vorlesung Wärmeübertragung*, 2015, HAW - Hamburg: Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg. p. 5.
15. O.Verf., *Thermochemische Speicher*. BINE-Projektinfo 02/2001, 2001. 02: p. 4.
16. Zipf, V., *Anwendung eines Schneckenwärmetauschers zur Latentwärmespeicherung: Methodische Entwicklung eines Prototyps*, in *Karlsruher Institut für Technologie* 2011, Karlsruhe Institut für Technologie: Freiburg. p. 98.
17. Polifke, W., *Wärmeübertragung*, ed. J. Kopitz. 2005, München: Pearson Studium.

## Quellenangaben

---

18. Wilhelms, G.C.G., *Technische Thermodynamik*. 2005, München: Carl Hanser Verlag.
19. O.Verf., *VDI-Wärmeatlas*, Auflage, Editor 2006, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen.
20. O.Verf. HRS Unicus Reihe: Kratzwärmetauscher (SGU). 2014 22.08.2014; Available from: <http://www.hrs-heatexchangers.com/de/produkte/komponenten/schabewaermetauschern/hrs-unicus-reihe/default.aspx>.
21. Dinglinger, D.-I.G., *Die Wärmeübertragung im Kratzkühler*, in *Technische Hochschule Karlsruhe*1963, Technische Hochschule Karlsruhe: Technische Hochschule Karlsruhe. p. 71.
22. Kraume, M., *Mischen und Rühren*. 2003, Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH&Co. KGaA. 429.
23. Weisser, H., *Dipl.-Ing.*, in *Chemie-Ingenieurwesen*1972, Universität (TH) Karlsruhe: Karlsruhe. p. 95.
24. Boccardi, G., *Development of a heat transfer correlation for a Scraped-Surface Heat Exchanger*. *Applied Thermal Engineering*, 2010. 30(1101-1106).
25. JCGM / WG1, W.G.o.t.J.C.f.G.i.M., *Evaluation of measurement data - Guide to the expression of uncertainty in measurement*. JCGM 100:2008, 2008.
26. Zipf, V., *High temperature latent heat storage with a screw heat exchanger: Design of prototype*. *Sience Direct*, 2013. 109(*Applied Energy*): p. 7.
27. forschung-energiespeicher.info. „SALSA“ macht Dampf und Abwärme nutzbar. [Web-Page] 2015 07.01.2015 [cited 2015 07.01.2015]; Available from: [http://forschung-energiespeicher.info/projektschau/gesamtliste/projekt-einzelansicht//SALSA\\_macht\\_Dampf\\_und\\_Abwaerme\\_nutzbar/](http://forschung-energiespeicher.info/projektschau/gesamtliste/projekt-einzelansicht//SALSA_macht_Dampf_und_Abwaerme_nutzbar/).
28. O.Verf., *kalibrierung von Widerstandsthermometern*, in *DAkKS-DKD-R 5\_1*, D. Akkreditierungsstelle, Editor 2010, DAkKS: [www.dakks.de](http://www.dakks.de). p. 24.
29. Klemm, D.-I.R., *Widerstandsthermometer in der industriellen Praxis*. 2010. April 2010.
30. O.Verf., *Wärmeübertragung im konzentrischen Ringspalt und im ebenen Spalt*, in *VDI-Wärmeatlas 10. Auflage 2007*, S.-V.B. Heidelberg, Editor 2006, Verein Deutscher Ingenieure. p. 5.
31. F. Sass, C.B., A. Leitner, *Dubbel - Taschenbuch für Maschinenbau*. Vol. 13. 1970, Berlin: Süringer-Verlag Berlin.
32. Grote, W.B.K.-H., *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*. Vol. 20. 2001, Berlin: Springer Verlag.
33. Anton Neuhäuser, W.P., *Intermediate Technical Progress Report 4 INNOLAT-CSP 2/2012*, 2013, Institut für solare Energiesysteme: Fraunhofer ISE, Freiburg.
34. Dietsche, A., *Inbetriebnahme und Optimierung eines Schneckenwärmeübertragers zur latenten Wärmespeicherung mit einem organischem Salz als Speichermaterial*, 2013, Hochschule Offenburg: Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme. p. 121.
35. Fragol, *Therminol 66*, F.S.G. CO, Editor 2015: [www.fragol.de](http://www.fragol.de).

Anhang

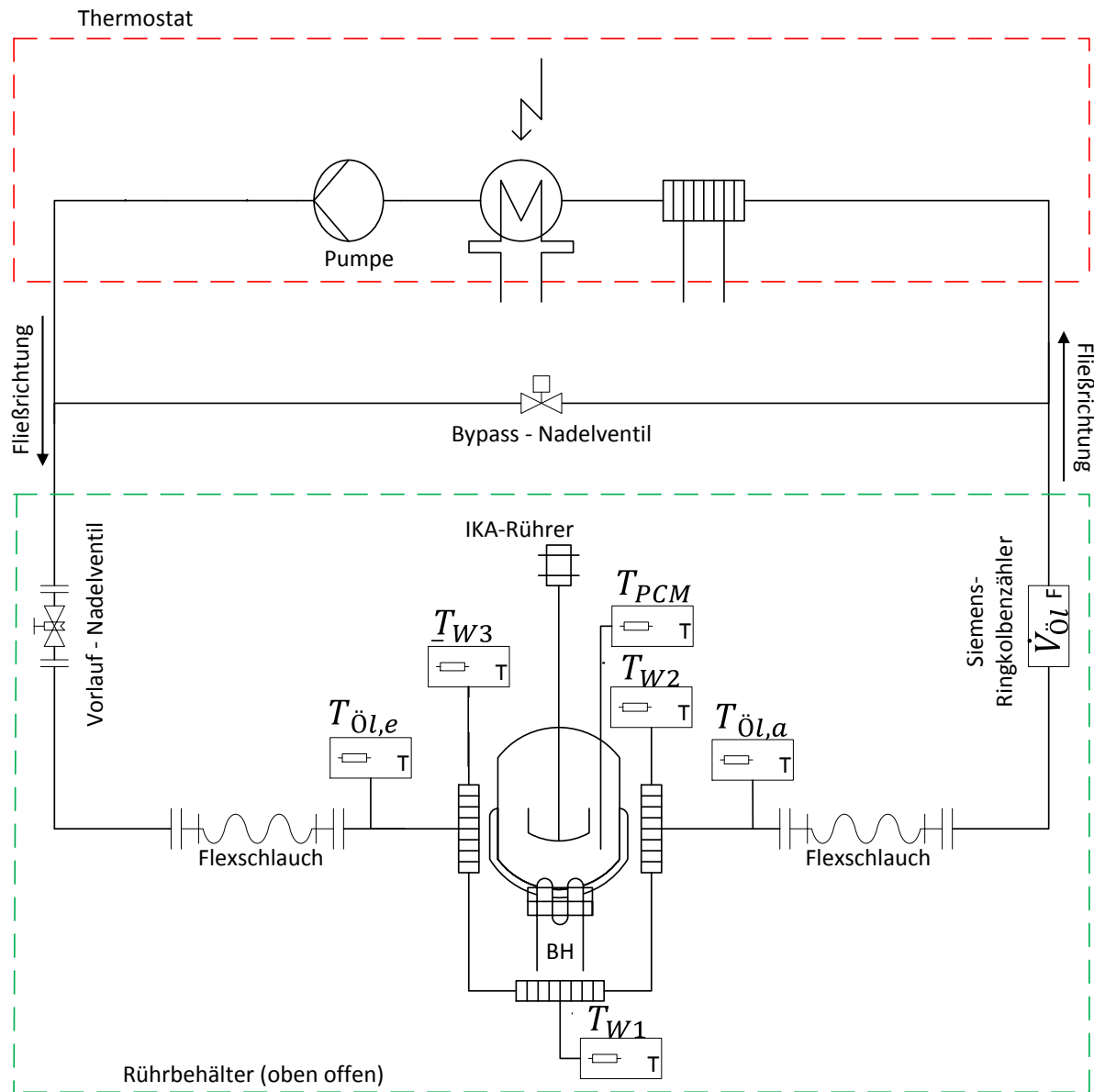


Abbildung 32 - Schematische Darstellung der Messeinheiten und der Stoffströme im WÜT

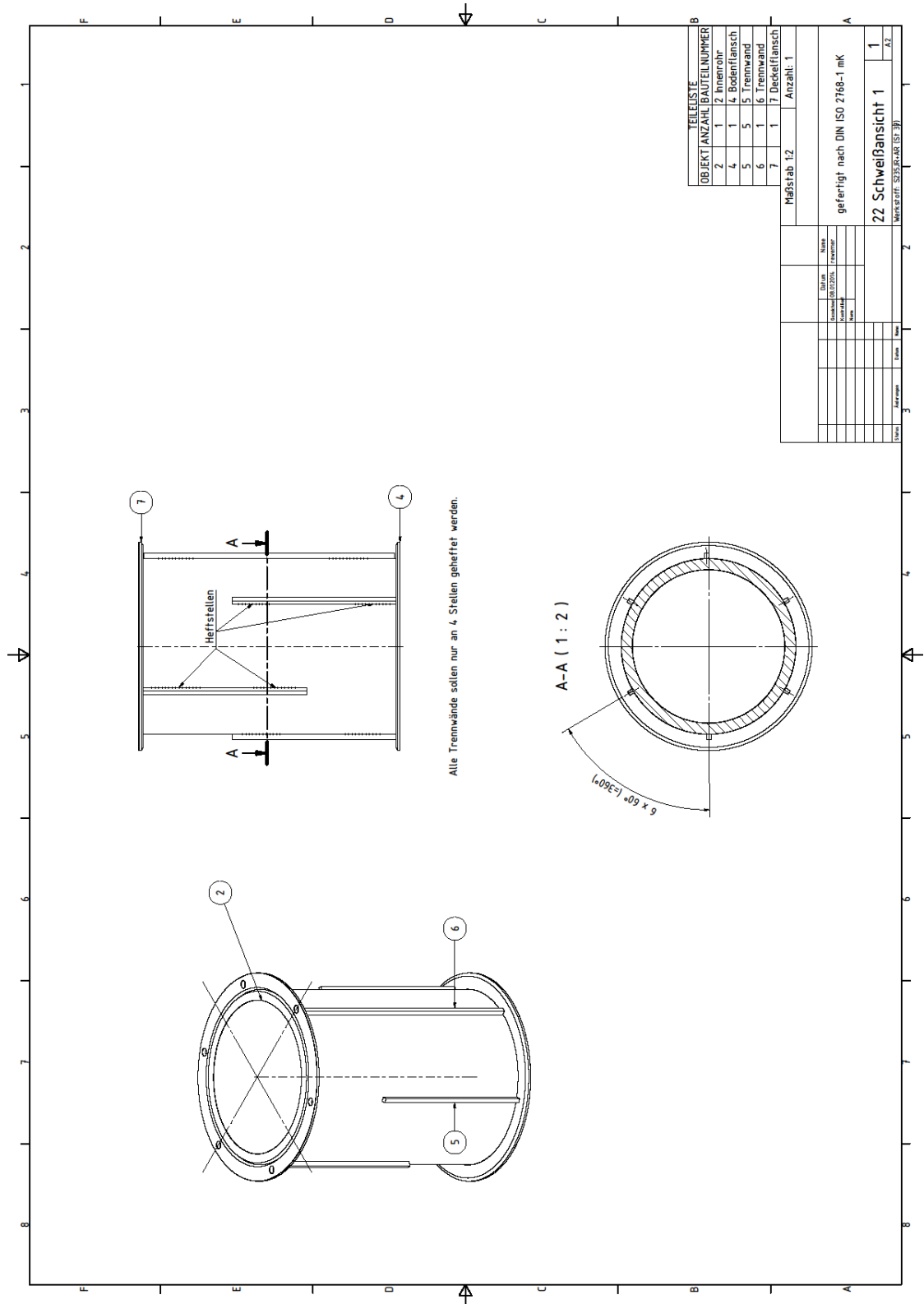


Abbildung 33 – Technische Zeichnung der Kanalströmung des Wärmeübertragers

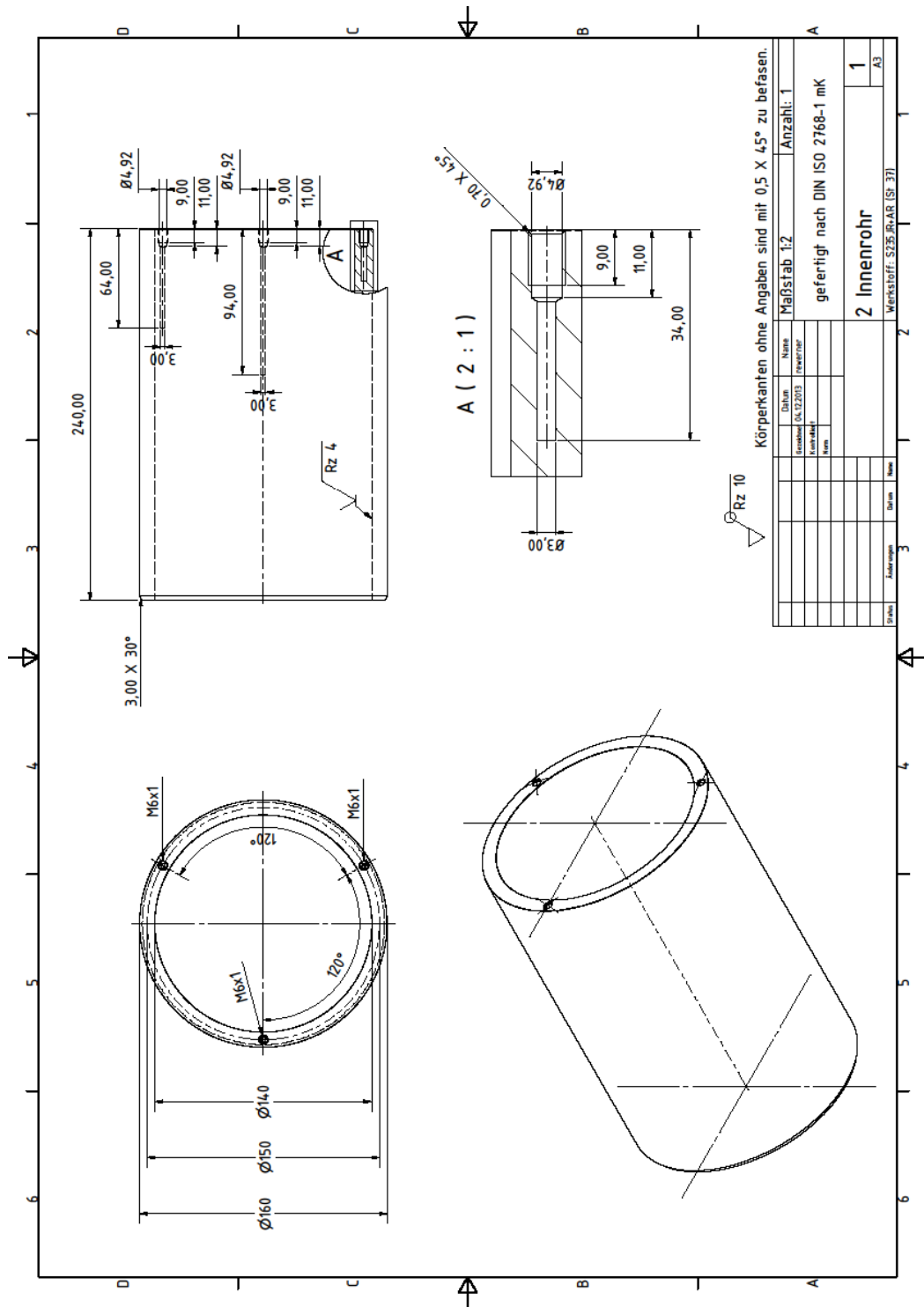


Abbildung 34 - Technische Zeichnung des Innenrings des Wärmeübertragers

Tabelle 22 - Maße des im Teststand verwendeten Wärmeübertragers

<b>Außen</b>		
Durchmesser $d_{WÜT}$	[mm]	190
Höhe $H_a$	[mm]	240
Wärmeübertragende Fläche $A_{WÜT}$	[mm <sup>2</sup> ]	199962
<b>Innen</b>		
Innendurchmesser $r_{i,RS}$	[mm]	140
Höhe $H_i$	[mm]	237
Wärmeübertragende Fläche $A_i$	[mm <sup>2</sup> ]	104238
<b>Ringspalt</b>		
Höhe $H_a$	[mm]	240
Innendurchmesser $r_{a,RS}$	[mm]	160
Außendurchmesser $r_{a,RS}$	[mm]	170
Stegbreite $S$	[mm]	5





Abbildung 35 - Messaufbau der Kalibrierung mit Blockkalibrator, Referenzsensor und Kalibriersensor [34]

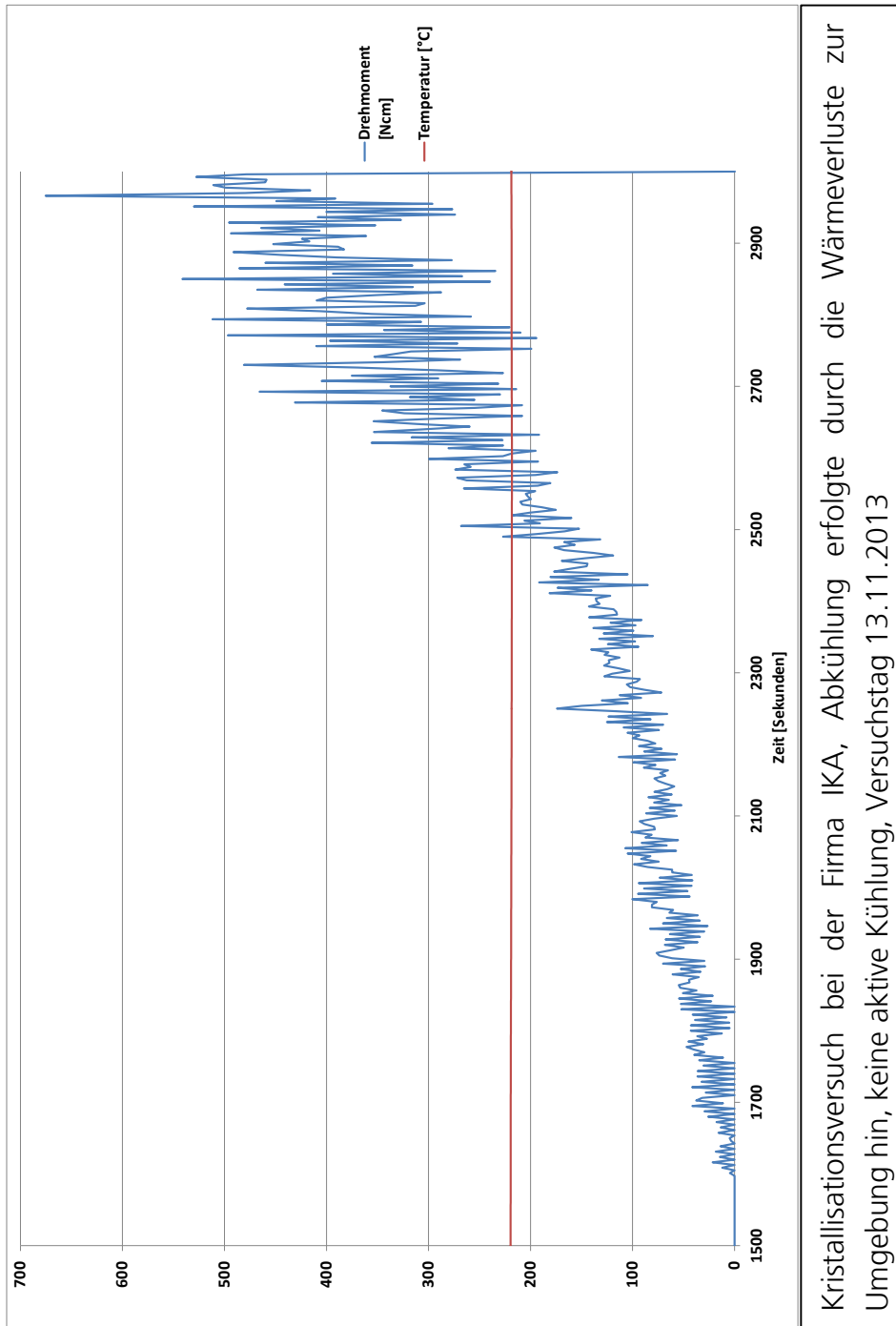
Tabelle 23 - Stoffeigenschaften des verwendeten Therminol 66 [35]



## THERMINOL® 66 - Datenblatt

Temp. °C	Dampfdr. kPa(abs)	Dichte kg/m <sup>3</sup>	Spez. WK kJ/kgK	Wärmeleitf. W/mK	Visk (dyn) mPas	Visk (kin) mm <sup>2</sup> /s	Temp.-Leit. mm <sup>2</sup> /s E-2	Prandtl- Zahl
0		1022	1,495	0,118	1324,90	1297,01	7,73	16785,76
10		1015	1,529	0,118	344,25	339,20	7,60	4460,72
20		1008	1,562	0,118	123,48	122,45	7,49	1634,52
30		1002	1,596	0,117	55,61	55,51	7,32	758,58
40		995	1,630	0,117	29,50	29,64	7,21	410,95
50		989	1,665	0,116	17,64	17,84	7,05	253,15
60		982	1,699	0,116	11,53	11,74	6,95	168,84
70	0,0	975	1,733	0,115	8,06	8,26	6,80	121,39
80	0,0	969	1,768	0,115	5,93	6,12	6,72	91,12
90	0,0	962	1,803	0,114	4,55	4,73	6,57	71,95
100	0,1	955	1,837	0,114	3,60	3,77	6,50	58,02
110	0,1	948	1,873	0,113	2,92	3,08	6,36	48,41
120	0,1	941	1,908	0,112	2,43	2,58	6,24	41,38
130	0,2	935	1,943	0,111	2,05	2,19	6,11	35,82
140	0,3	928	1,978	0,111	1,75	1,89	6,05	31,24
150	0,4	921	2,014	0,110	1,52	1,65	5,93	27,81
160	0,6	914	2,050	0,109	1,33	1,46	5,82	25,09
170	0,8	907	2,086	0,108	1,18	1,30	5,71	22,76
180	1,2	900	2,122	0,107	1,05	1,17	5,61	20,87
190	1,6	892	2,158	0,107	0,95	1,06	5,56	19,08
200	2,2	885	2,195	0,106	0,86	0,97	5,46	17,78
210	3,0	878	2,231	0,105	0,78	0,89	5,36	16,60
220	4,1	870	2,268	0,104	0,71	0,82	5,27	15,56
230	5,4	863	2,305	0,103	0,66	0,77	5,18	14,87
240	7,1	856	2,342	0,102	0,61	0,71	5,09	13,95
250	9,3	848	2,379	0,100	0,57	0,67	4,96	13,51
260	12,0	840	2,417	0,099	0,53	0,63	4,87	12,92
270	15,3	833	2,455	0,098	0,49	0,59	4,80	12,30
280	19,5	825	2,492	0,097	0,46	0,56	4,72	11,86
290	24,6	817	2,531	0,096	0,44	0,54	4,64	11,63
300	30,7	809	2,569	0,095	0,41	0,51	4,57	11,15
310	38,2	800	2,608	0,093	0,39	0,49	4,46	11,00
320	47,2	792	2,647	0,092	0,37	0,47	4,39	10,71
330	57,9	784	2,686	0,091	0,35	0,45	4,32	10,41
340	70,7	775	2,726	0,089	0,33	0,43	4,21	10,20
360	103,4	757	2,806	0,086	0,31	0,41	4,05	10,13
370	124,1	748	2,847	0,085	0,29	0,39	3,99	9,77
380	148,1	738	2,889	0,084	0,28	0,38	3,94	9,65

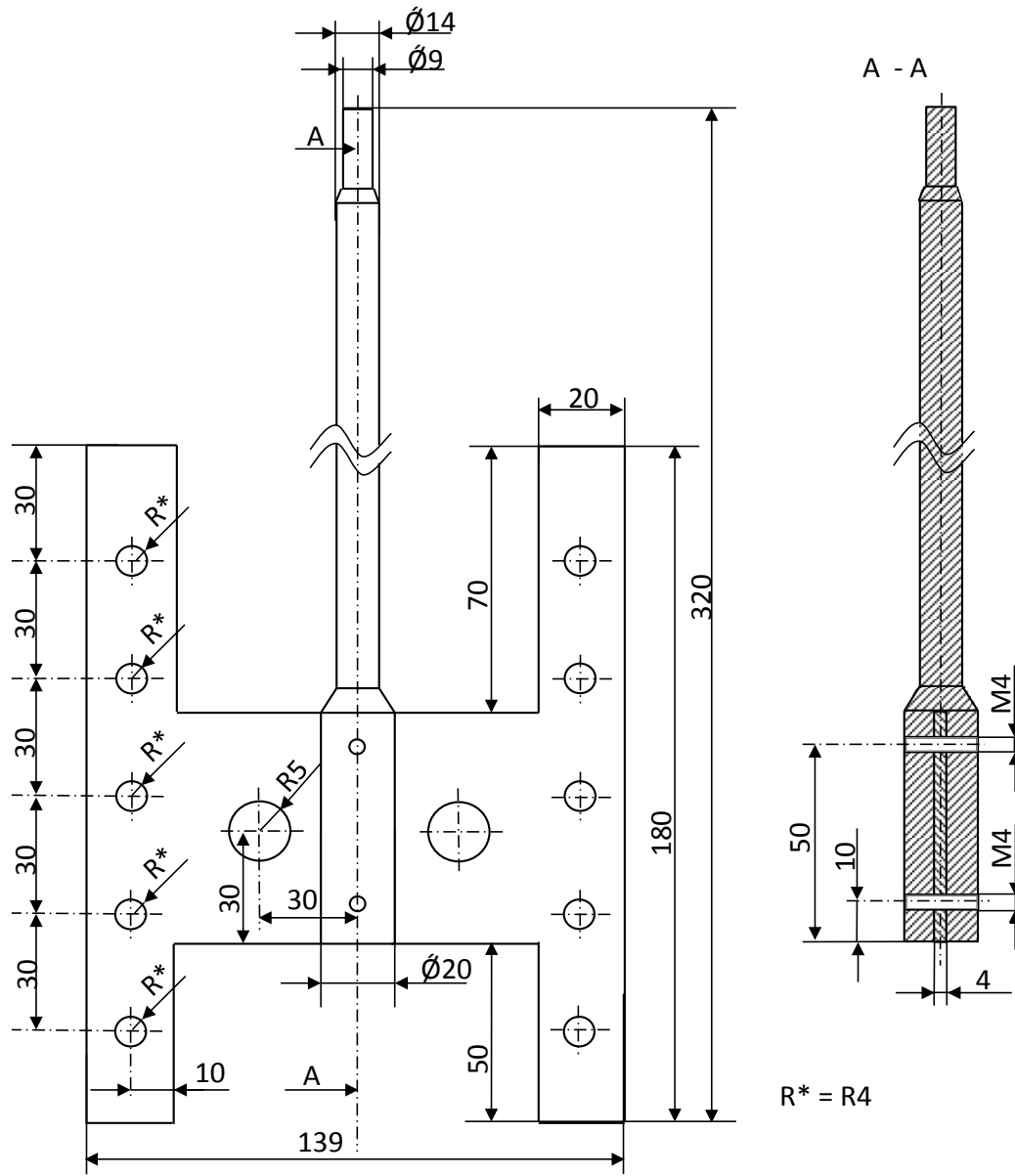
\*Trademark of Solutia Inc.



Kristallisationsversuch bei der Firma IKA, Abkühlung erfolgte durch die Wärmeverluste zur Umgebung hin, keine aktive Kühlung, Versuchstag 13.11.2013

Abbildung 36 - Vorversuch bei der Firma IKA um das Rührwerk für den Einsatz im WÜT zu testen

ANHANG 1 - H-RÜHRER



Verwendungsbereich		(zul. Abw.)	(Oberfläche)	Maßstab 1 : 1	(Gewicht)
WÜT				Werkstoff <b>Edelstahl</b>	
26.02.15			Datum	Rohlteilnummer	
			Name	Modell-Nr	
		Bearb.		(Benennung)	
		Gepr.		<b>H-Rührer</b>	
		Norm			
		Firma, Zeichnungshersteller		(Zeichnungsnummer)	Blatt
		Fraunhofer ISE		smla2532 -1	1
Zust.	Änderung	Datum	Name	(Urspr.) Laurin Assfalg	(Erst. d.)

Abbildung 37 - Technische Zeichnung des H-Rührers

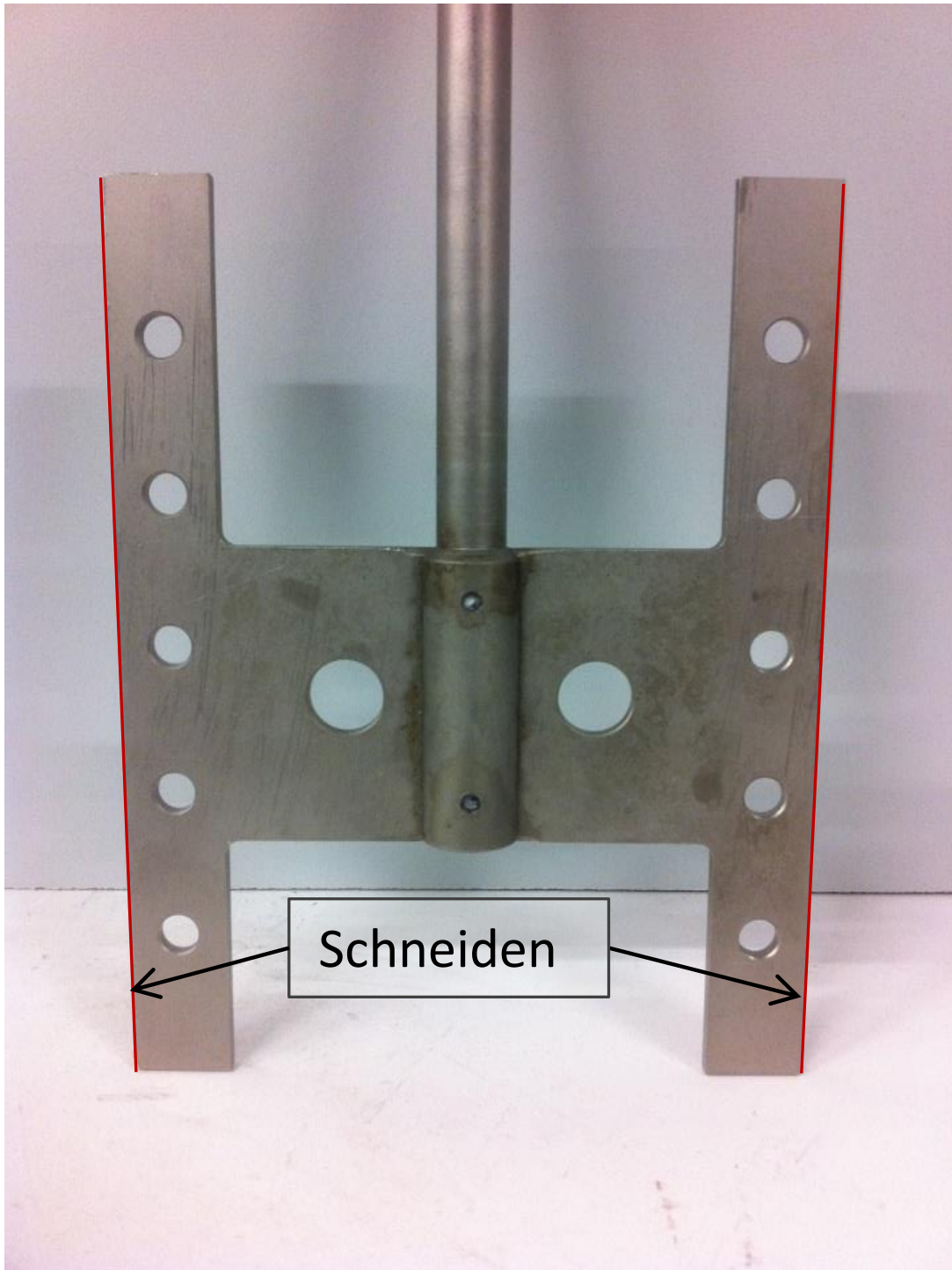
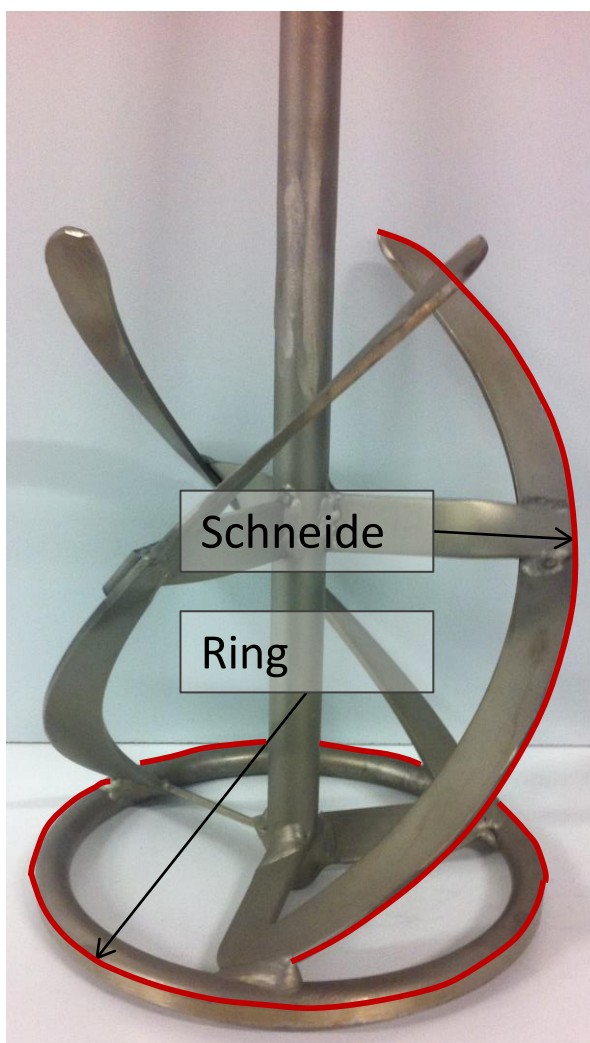


Abbildung 38 - Fertiggestellter H-Rührer

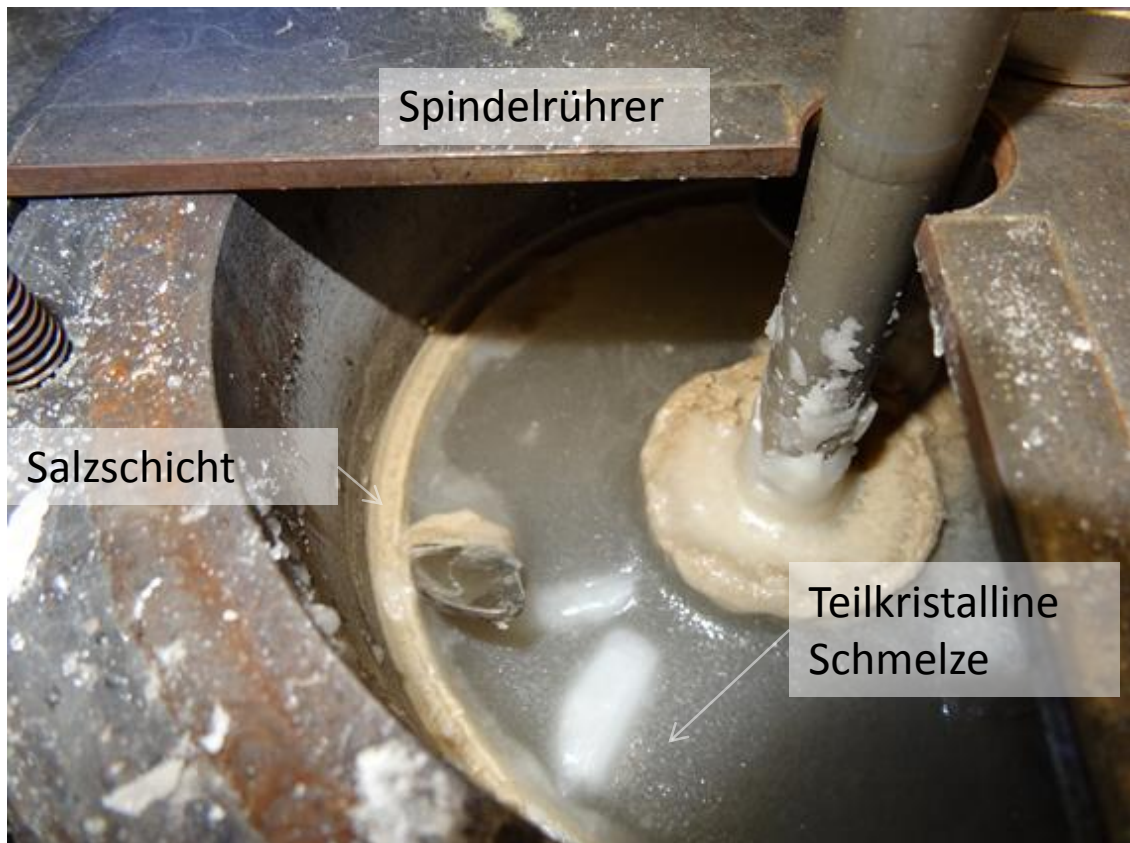


Spindelrührer



Überarbeiteter Ring des Spindelrührers

Abbildung 39 - Spindelrührer (links: mit Metallring/ rechts: modifiziert)



Versuchsdatum 16.12.2014

Abbildung 40 - Zustand der Schmelze nachdem der Spindelrührer steckengeblieben ist (Versuchsdatum: 26.12.2014)



Versuchsdatum 29.01.2015

Abbildung 41. - Zustand der PCM-Schnelze nach vollständiger Kristallisation im WÜT (Versuchsdatum 29.01.2015)



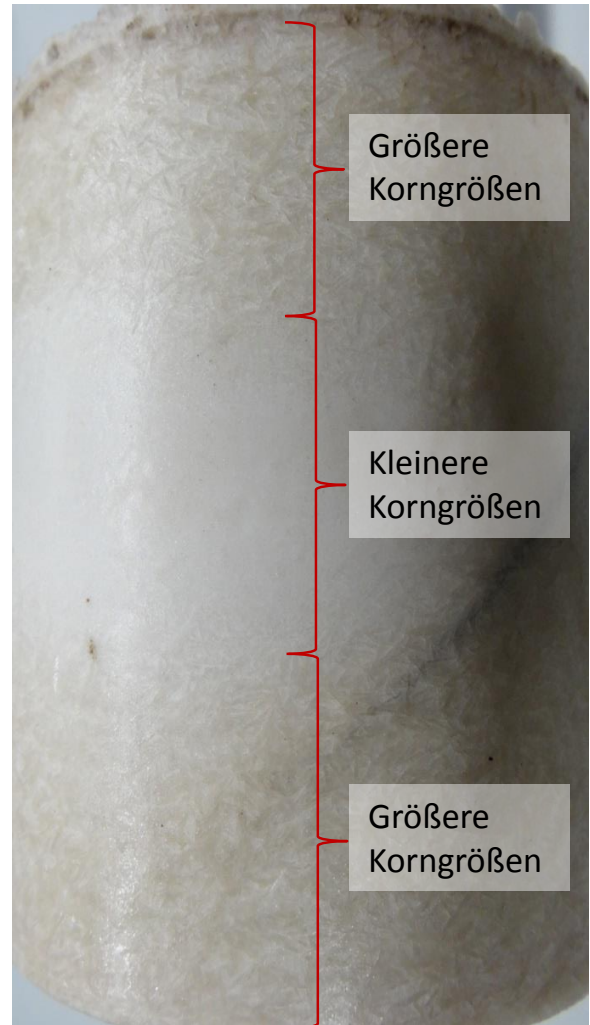


Abbildung 42 - PCM-Schichtdickenanalyse der kristallinen PCM-Schicht (links: PCM-Schicht mit Spindelrührer, rechts: Einfluss des Rührers auf die PCM-Schicht)

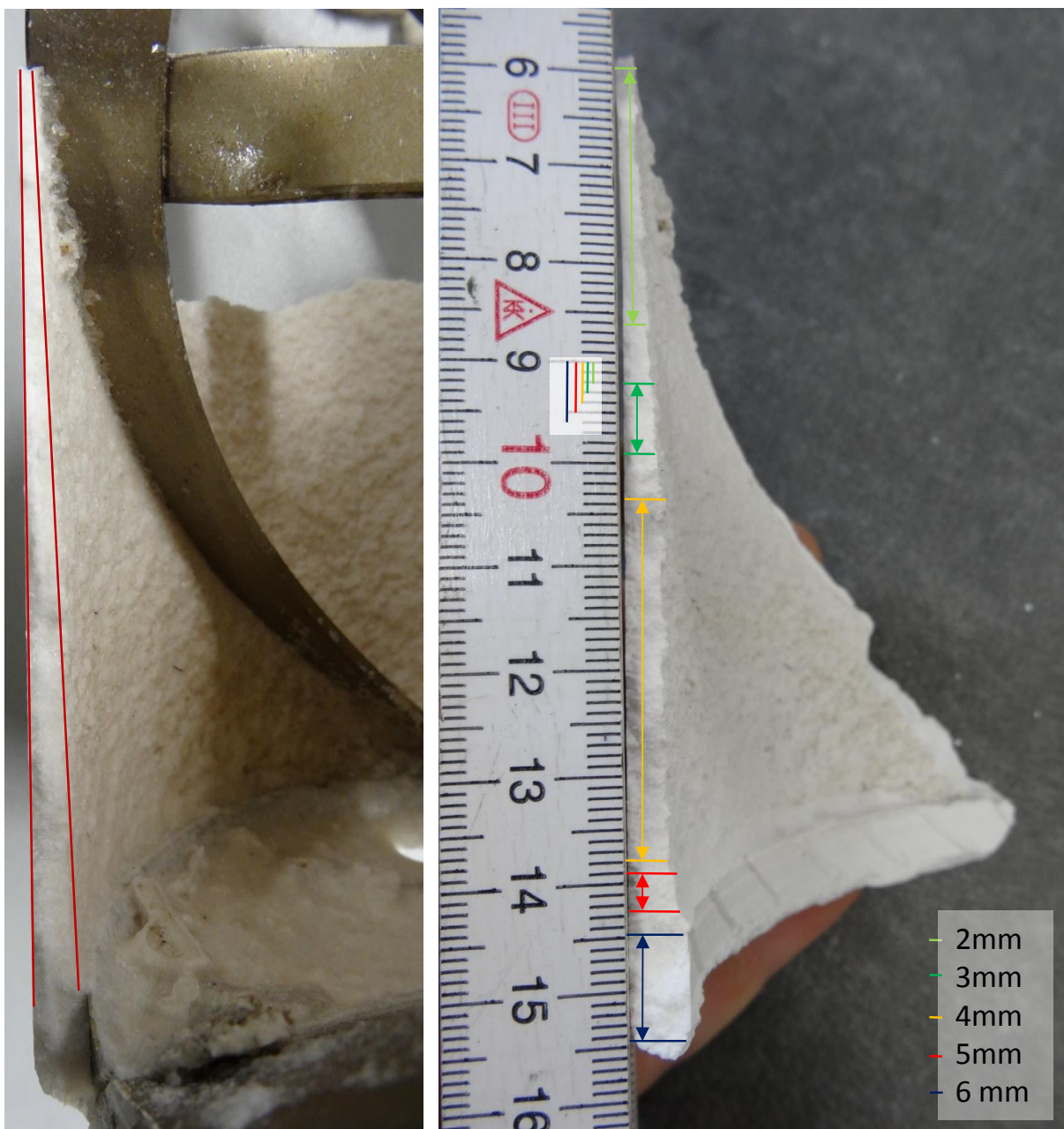


Abbildung 43 – Schichtdickenanalyse des PCMs

Tabelle 24 - Ermittlung der mittleren PCM-Schichtdicke bei Kristallisation mit dem Spindelrührer

<b>Ermittlung der mittlere Schichtdicke</b>		
<b>Geometrien</b>		
Innendurchmesser des Wärmeübertragers bei Betriebstemperatur	mm	140,04
Außendurchmesser des PCM-Zylinders bei Betriebstemperatur	mm	137,45
Spaltmaß	mm	+1,27
<b>Analyse PCM-Schicht</b>		
Nachkristallisation des PCMs, siehe unten	mm	-1
Korrekturmaß	mm	+0,27
Dicke	Höhe	gewichtete Dicke
mm	mm	mm
2	29	0,88
3	13	0,41
4	37	1,56
5	5	0,26
6	11	0,69
<b>Gesamt</b>	<b>95</b>	<b>3,81</b>

Da der Rührer in der PCM-Schicht stecken geblieben ist, kristallisierte diese ohne dessen Einfluss weiter. Die Analyse der Salzsicht ergab, dass der Rührer ca. 1mm in der PCM-Schicht steckte. Zusammen mit dem Spaltmaß ergibt sich aus den beiden Werten das Korrekturmaß, das auf die ermittelte Schichtdicke addiert werden muss.

## **Eigenständigkeitserklärung**

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Bachelorarbeit selbständig verfasst habe.

Ich versichere, dass ich keine anderen als die angegebenen Quellen benutzt und alle wörtlich oder sinngemäß aus anderen Werken übernommenen Aussagen als solche gekennzeichnet habe, und dass die eingereichte Arbeit weder vollständig noch in wesentlichen Teilen Gegenstand eines anderen Prüfungsverfahrens gewesen ist.

Freiburg, den 10.03.2015

---

Laurin Assfalg