



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN  
Vienna | Austria



Diplomarbeit

# Adaption und Untersuchung eines Absorptionswärmetauschers zur Rücklaufemperaturreduktion in Fernwärmenetzen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing. oder DI), eingereicht an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften,

von

**Damian EBERHÖFER**



Betreut von

Dipl.-Ing. Gerald Zotter

unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Werner

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

Wien, Oktober 2022

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung dieser Arbeit nur mit Bewilligung der  
Prüfungskommission berechtigt bin.

#### Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Wien, am 7. Oktober 2022

---

Unterschrift

## Danksagung

*Auf meinem akademischen Weg haben mich viele Menschen geprägt, motiviert und unterstützt. An dieser Stelle möchte ich euch allen meinen Dank aussprechen. Ich würde diese Arbeit heute nicht schreiben, ohne die gemeinsamen Unternehmungen, die vielen Gespräche und euren Humor. Besonderer Dank gilt dabei meinem guten Freund und Kommilitonen Jonas („Jonny Rakede“), dessen gedankenreiche Diskussionen oft wie Therapie waren.*

*Ebenso möchte ich mich bei meiner Freundin Sofie für ihre Geduld, ihre Hilfestellung und das Korrekturlesen der Arbeit bedanken, sowie bei meinen Freunden, welche für mich eine besondere Stellung im Leben einnehmen.*

*Mein Dank gilt aber auch meinen Eltern, welche mich zu einem selbstständigen und lebensbejahenden Menschen erzogen und mich finanziell unterstützt haben, sowie meinem geliebten Bruder. Nicht unerwähnt soll die finanzielle Unterstützung des Landes Südtirol und seiner Steuerzahler:innen bleiben.*

*Weiters danke ich den vielen Professor:innen und Dozent:innen der TU Wien, welche meine Ausbildung begleitet haben, allen voran Prof. Andreas Werner für die Betreuung meiner Masterarbeit. Durch seinen respektvollen und freundlichen Umgang mit Studierenden hatte ich stets das Gefühl willkommen zu sein. Abschließend bedanke ich mich bei dem Unternehmen AEE Intec und seinen Mitarbeiter:innen, im besonderen Gerald Zotter für seine Betreuung.*

*Diese Arbeit wurde im Zuge des Projektes AbSolut erstellt, welches aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen der FTI-Initiative „Vorzeigeregion Energie“ durchgeführt wird.*



**VORZEIGEREGION  
ENERGIE**

powered by 



## Abstract

For climate and environmental protection, the further development of the current heating and cooling supply is an elementary step towards a sustainable future. The reduction of the temperature level in the distribution networks is an essential approach, which can be applied, especially for existing district heating systems, through the use of absorption heat exchangers. These replace the classic heat exchangers in the transfer stations by efficiently transferring heat between the primary and secondary distribution networks. In contrast to a plate heat exchanger, the return of the primary network can be subcooled below the return temperature of the secondary network, thus increasing the transfer capacity and delivery capacity and reducing the heat losses of the overall system. This research analysed the influence of the reduction of the primary flow temperature on the subcooling temperature difference between the primary and secondary network. The measurement results, which include over 100 measurement points, show that an absorption heat exchanger can reliably be operated as a classic heat exchanger. In general, it can be said that the subcooling performance is significantly influenced by the factors volume-flow-ratio between secondary network and primary flow, as well as volume-flow-ratio of the secondary flow between heat exchanger and heat pump. The operating characteristics of the external heat exchanger in particular must be taken into account here. In summary, from an energetic and exergetic point of view, an absorption heat exchanger is preferable to a classic heat exchanger.



## Zusammenfassung

Aus Gründen des Klima- und Umweltschutzes ist die Weiterentwicklung der gegenwärtigen Wärme- und Kälteversorgung ein elementarer Schritt in eine nachhaltige Zukunft. Dabei ist die Senkung des Temperaturniveaus in den Verteilernetzen ein wesentlicher Ansatz, welcher, insbesondere für bestehende Fernwärmesysteme, durch den Einsatz von Absorptionswärmetauschern bewerkstelligt werden kann. Diese ersetzen die klassischen Wärmeübertrager in den Übergabestationen, indem sie Wärme zwischen primärem und sekundärem Verteilungsnetz auf effiziente Art und Weise transferieren. Im Gegensatz zu einem Plattenwärmetauscher kann der Rücklauf des Primärnetzes unter die Rücklauftemperatur des Sekundärnetzes unterkühlt werden, wodurch die Übertragungsleistung und Lieferkapazität gesteigert und die Wärmeverluste des Gesamtsystems gesenkt werden können.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde analysiert, welchen Einfluss die Senkung der primären Vorlaufemperatur auf die Unterkühlungsleistung hat. Die Messergebnisse, welche über 100 Messpunkte umfassen, zeigen, dass ein zuverlässiger Betrieb eines Absorptionswärmetauschers auch mit reduzierter Primärvorlaufemperatur möglich ist. Allgemein lässt sich sagen, dass die Unterkühlungsleistung wesentlich von den Faktoren Volumenstromverhältnis zwischen Sekundärnetz und Primärstrom, sowie Volumenstromverhältnis des Sekundärstromes zwischen Wärmetauscher und Wärmepumpe beeinflusst wird. Hierbei ist besonders die Betriebscharakteristik des ext. Wärmetauschers miteinzubeziehen. Zusammenfassend ist aus energetischer und exergetischer Sicht ein Absorptionswärmetauscher einem klassischen Wärmetauscher vorzuziehen.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>13</b>
1.1	Motivation	13
1.2	Forschungsfrage	14
1.3	Aufbau	14
<b>2</b>	<b>Grundlagen zum Absorptionswärmetauscher</b>	<b>15</b>
2.1	Fernwärmenetze und deren Entwicklung	15
2.1.1	Technischer Aufbau	16
2.2	Die Wärmepumpentechnologie mit Fokus auf Absorptionswärmepumpen (AWP)	18
2.2.1	Technische Beschreibung und Vergleich mit Kompressionswärmepumpen	18
2.2.2	Prinzipielle Funktionsweise	20
2.2.3	Das Kälte- und Lösungsmittel (=Arbeitsstoffpaar) am Beispiel von Lithium-Bromid (LiBr)	23
2.2.4	Idealer Prozess und Carnot-Kreisprozess	25
2.2.5	Exergie und exergetischer Wirkungsgrad	28
2.2.6	Exergiebilanzierung und Exergieverlust eines Wärmetauschers	31
2.2.7	Der Absorptionswärmepumpenprozess im T vs. s- und log(p) vs. -1/T-Diagramm	33
2.3	Von der Absorptionswärmepumpe zum Absorptionswärmetauscher (AWT)	34
2.3.1	Rücklauftemperaturreduktion mittels Absorptionswärmetauschern	35
2.4	T vs. Q Diagramm eines Absorptionswärmetauschers	38
2.5	Wärmetransfer	39
2.5.1	Allgemein (Bauformen und Berechnungen)	39
2.5.2	NTU-Konzept	41
2.5.3	Plattenwärmetauscher	42
2.5.4	Vorteile von Plattenwärmetauschern	42
2.5.5	Gelöteter Plattenwärmetauscher (BPHE)	43
2.5.6	Vor- und Nachteile des BPHE	43
2.5.7	Fertigung	44
<b>3</b>	<b>Aufbau des Prüfstandes und eingesetzte Messtechnik</b>	<b>45</b>
3.1	Die Absorptionskälteanlage WEGRACAL® SE 15	45
3.2	Wärmetauscher SWEP B25THx2P und periphere Baugruppe	46

3.3	Wärmerekuperation.....	48
3.4	Anlagenschema und Visualisierung des Prüfstandes .....	49
3.5	Definition indirekter Messgrößen und Parameter .....	52
3.6	Energiebilanzierung und -verluste .....	53
3.6.1	Bilanzierung des Lösungsmittelwärmetauschers.....	53
3.6.2	Wärmeverluste zufolge von Konvektion.....	53
3.6.3	Wärmeverluste zufolge von Strahlung.....	55
3.7	Messtechnik .....	57
3.7.1	Temperaturmessung mittels PT100.....	57
3.7.2	Druckmessung mittels Druckmessumformer .....	58
3.7.3	Volumenstrommessung .....	59
3.7.4	Füllstandsmessung .....	60
3.7.5	Wärmemengenzähler .....	61
3.8	Messunsicherheiten und Fehlerfortpflanzung .....	61
<b>4</b>	<b>Umbau der Versuchsanlage.....</b>	<b>63</b>
4.1	Umbau der Absorptionswärmepumpe zum Absorptionswärmetauscher.....	63
4.1.1	Auslegung des Plattenwärmetauschers .....	63
<b>5</b>	<b>Versuchsplanung und -durchführung.....</b>	<b>65</b>
5.1	Messmatrix .....	66
<b>6</b>	<b>Auswertung und Ergebnisse .....</b>	<b>68</b>
6.1	Unterkühlungsleistung - $\Delta T_{UK}$ .....	68
6.1.1	Instationäre Betriebspunkte in der Messmatrix .....	68
6.1.2	Einfluss der primären Eintrittstemperatur $T_{prim,ein}$ (Vorlauftemperatur, primär).....	69
6.1.3	Einfluss des Sekundärstromverhältnis (SSV) und Gesamtstromverhältnis (GSV) .....	71
6.1.4	Einfluss der sekundären Eintrittstemperatur $T_{sek,ein}$ (Rücklauftemperatur, sekundär).....	72
6.2	Energiebilanzierung und thermische Energieverluste .....	73
6.2.1	Wärmeverluste zufolge von natürlicher Konvektion .....	73
6.2.2	Wärmeverluste zufolge von Strahlung.....	74
6.2.3	Energiebilanzierung des Absorptionswärmetauschers.....	75
6.3	Transientes Verhalten und Zeitspanne bis zur Stationarität .....	76

6.4	Gegenüberstellung eines AWT vs. BPHE .....	77
6.4.1	Wärmeträgermedium.....	78
<b>7</b>	<b>Diskussion .....</b>	<b>79</b>
7.1	Unterkühlungsleistung - $\Delta T_{UK}$ .....	79
7.1.1	Einfluss der primären Eintrittstemperatur $T_{prim,ein}$ (Vorlauf­temperatur, primär).....	79
7.1.2	Einfluss des Sekundärstromverhältnis (SSV) und Gesamtstromverhältnis (GSV) .....	80
7.1.3	Einfluss der sekundären Eintrittstemperatur $T_{sek,ein}$ (Rücklauf­temperatur, sekundär).....	80
7.2	Energiebilanz und thermische Energieverluste .....	81
7.2.1	Wärmeträgermedium.....	81
7.3	Interpretation des Prüfstandes mittels Trendanalysen .....	82
7.3.1	Öffnung der Kältemitteldrossel (zwischen Kondensator und Verdampfer) .....	82
7.3.2	Verdampfer unterschreitet Mindestwassermenge .....	83
7.3.3	Generator oder Absorber unterschreitet Füllstand .....	84
<b>8</b>	<b>Fazit und Ausblick .....</b>	<b>85</b>
<b>9</b>	<b>Notation und Verzeichnisse.....</b>	<b>87</b>
9.1	Abkürzungen .....	87
9.2	Indizes.....	88
9.3	Literaturverzeichnis.....	90
	Abbildungsverzeichnis .....	93
<b>10</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>95</b>
10.1	Messstellenliste der Versuchsanlage .....	95
10.2	Physikalische Eigenschaften des Thermoöls Marlotherm LH.....	98
10.3	Technische Zeichnung AWP (EAW Energieanlagenbau GmbH Westenfeld, 2009) .....	99
10.4	Technische Zeichnung Wärmetauscher (SWEP GmbH, 2022).....	100
10.5	Technische Daten Ultraschallsensor FLUXUS F601 .....	101
10.6	Anfrage Referenzgenauigkeit Endress + Hauser GmbH.....	102
10.7	Details zum externer Wärmetauscher SWEP B25Tx41/2P .....	103
10.8	Weitere Diagramme der Ergebnisse .....	104
10.8.1	Unterkühlung vs. prim. Vorlauf­temperatur; GSV= 3 .....	104

10.8.2	Unterkühlung vs. prim. Vorlauftemperatur; GSV= 4,5 .....	105
10.8.3	Unterkühlung vs. prim. Vorlauftemperatur; GSV= 6 .....	106
10.8.4	Unterkühlung vs. Gesamtstromverhältnis; T_prim_vor= 145°C .....	107
10.8.5	Unterkühlung vs. Gesamtstromverhältnis; T_prim_vor= 125°C .....	108
10.8.6	Unterkühlung vs. Sekundärstromverhältnis; T_prim_vor= 105°C.....	109

# 1 Einleitung

In den letzten Jahren sind die tiefgreifenden Folgen des menschengemachten Klimawandels und sein enormes Ausmaß immer deutlicher spür- und messbar geworden. Im fünften IPCC-Bericht bezeichnete der Weltklimarat den Klimawandel als die größte Herausforderung der Menschheit im 21. Jahrhundert und fordert ein schleuniges Handeln durch die Verringerung der Treibhausgasemissionen (THG), allen voran Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) und Methan (CH<sub>4</sub>) (Stocker, 2014). Konkret müssen die weltweiten THG-Emissionen bis 2030 um 45% im Vergleich zum Jahr 2010 sinken, um zu verhindern, dass sich die Erdatmosphäre um mehr als 1,5°C aufheizt. (*Global Warming of 1.5°C.*, 2018). Dies erfordert weitreichende Maßnahmen, in allen Sektoren, wobei das gemeinsame Ziel die Defossilisierung unserer gesamten Gesellschaft sein muss. Also der Umstieg von fossilen zu erneuerbaren Energie- und Kohlenstoffquellen.

## 1.1 Motivation

Die Tatsache, dass die getroffenen Maßnahmen trotz eindeutiger Warnungen, Prognosen und Folgekostenrechnungen weit unterhalb des notwendigen Ausmaßes liegen, zeigt, wie groß, komplex, und interdisziplinär diese Herausforderung ist. Daher liegt es in der Verantwortung jedes Landes und jedes Menschen mit vereinten Kräften zur Bewältigung beizutragen und den Policy Makern die Bereitschaft für eine Trendwende zu signalisieren. Als Ingenieure tragen wir die Verantwortung die technische Gedankenschmiede voranzutreiben, um der Gesellschaft Werkzeuge in die Hand zu geben mit denen sich Wohlstand und ein nachhaltiger Lebensstil vereinen lassen.

Mit der bereits erwähnten Energiewende wird im öffentlichen Diskurs oft vorrangig der Stromsektor assoziiert. Ein Blick auf Abbildung 1 zeigt jedoch, dass die Sektoren Wärme oder Wärme einen viel größeren (fossilen) Energieanteil aufweisen.

Ungefähr die Hälfte der österreichischen Primärenergie verbraucht der Wärme- und Kältesektor, wovon rund 60% fossil sind. Ganz ähnlich sieht es auf europäischer Ebene aus. Hier sind ebenso rund 50% des Endenergieverbrauchs auf diesen Sektor zu verbuchen, wobei der Anteil fossiler Energien sogar noch wesentlich höher liegt, nämlich bei 89%. Somit lässt sich zusammenfassend sagen:

**Ohne Wärmewende - keine Energiewende.**

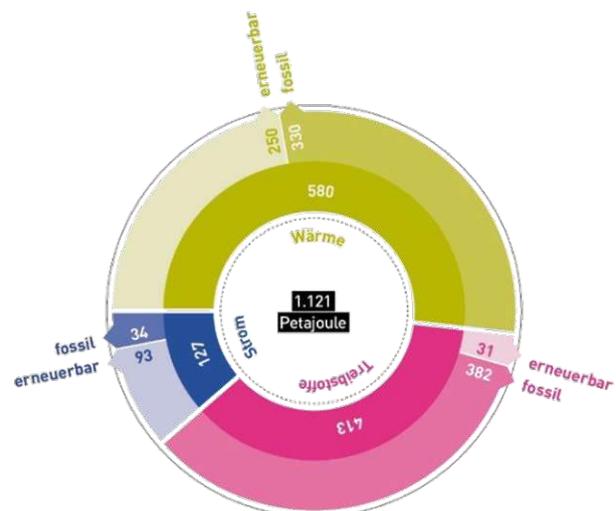


Abbildung 1: Endenergieverbrauch in Österreich mit Anteil an fossiler und erneuerbarer Energie (für Importe wurde der europäische Strommix angesetzt) (Günsberg, 2018)

Aus diesem Grund ist die Forschung und Entwicklung an effizienten Heiz- und Kühlsystemen ein wichtiger Beitrag, dem sich auch diese Masterarbeit widmet.

## 1.2 Forschungsfrage

Der Absorptionswärmetauscher soll als Übergabestation in Fernwärmenetzen eine Verbesserung des Gesamtsystems bringen, indem er die primäre Rücklauf­temperatur (unter die sekundäre RL-Temperatur) senken kann. Daher wurde für diese Arbeit die Forschungsfrage gestellt:

**Wie weit kann eine Unterkühlung des primären Rücklaufstromes eines Absorptionswärmetauschers gewährleistet werden, wenn die primäre Vorlauf­temperatur sukzessive gesenkt werden soll?**

**Welche weiteren Parameter beeinflussen die Performance?**

## 1.3 Aufbau

Diese Masterarbeit beginnt mit einem einleitenden, theoretischen Teil, welcher ausgewählte Grundlagen behandelt, um die nachfolgenden Kapitel besser verstehen zu können. Anschließend findet sich die Beschreibung der Problemstellung, welcher sich diese Arbeit annimmt. Auf diesen Teil folgt eine genaue Beschreibung des Teststandes und der Messanordnung, sowie der eingesetzten Messmethoden. In Kapitel 4 und 5 werden die Versuchsplanung und die experimentellen Ergebnisse der untersuchten Anlage aufgeführt. Den Abschluss macht dann schließlich der Teil *Zusammenfassung und Ausblick*, in dem die Ergebnisse gedeutet werden und auf weiterführende Forschung hingewiesen wird.

## 2 Grundlagen zum Absorptionswärmetauscher

Die Absorptionswärmepumpe und ihr Umbau zum Absorptionswärmetauscher basieren auf einer Reihe thermodynamischer Gesetzmäßigkeiten und technischer Umsetzungen, welche in diesem Kapitel angeführt werden. Ebenso soll eine Einführung in die Entwicklung des Fernwärmenetzes gegeben werden.

### 2.1 Fernwärmenetze und deren Entwicklung

Der Kerngedanke der Fernwärme ist es die lokalen Brennstoff- und Wärmeressourcen der Umgebung zu nutzen, um den Heizbedarf im Umfeld zu decken. Fernwärmenetze verbinden meist eine große Anzahl von Gebäuden durch ein Rohrnetz, um die Beheizung (und Warmwasserversorgung) durch eine zentrale Wärmequelle zu bewerkstelligen. Oft handelt es sich um Wärme, welche ansonsten ungenützt verloren gehen würde. Wärmequellen hierfür sind traditionell Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen (KWK), Müllverwertungsanlagen und industrielle Prozesse. In der Vergangenheit sind vermehrt Solar- und Geothermie, sowie Biomassenutzung hinzugekommen. Inzwischen steht eine Kombination aus Wärmerückgewinnung und erneuerbarer Wärme im Fokus der Fernwärmesysteme. Dies ermöglicht eine Substitution der herkömmlichen Primärenergieversorgung, wobei gleichzeitig geringere Umweltauswirkungen erzielt werden.

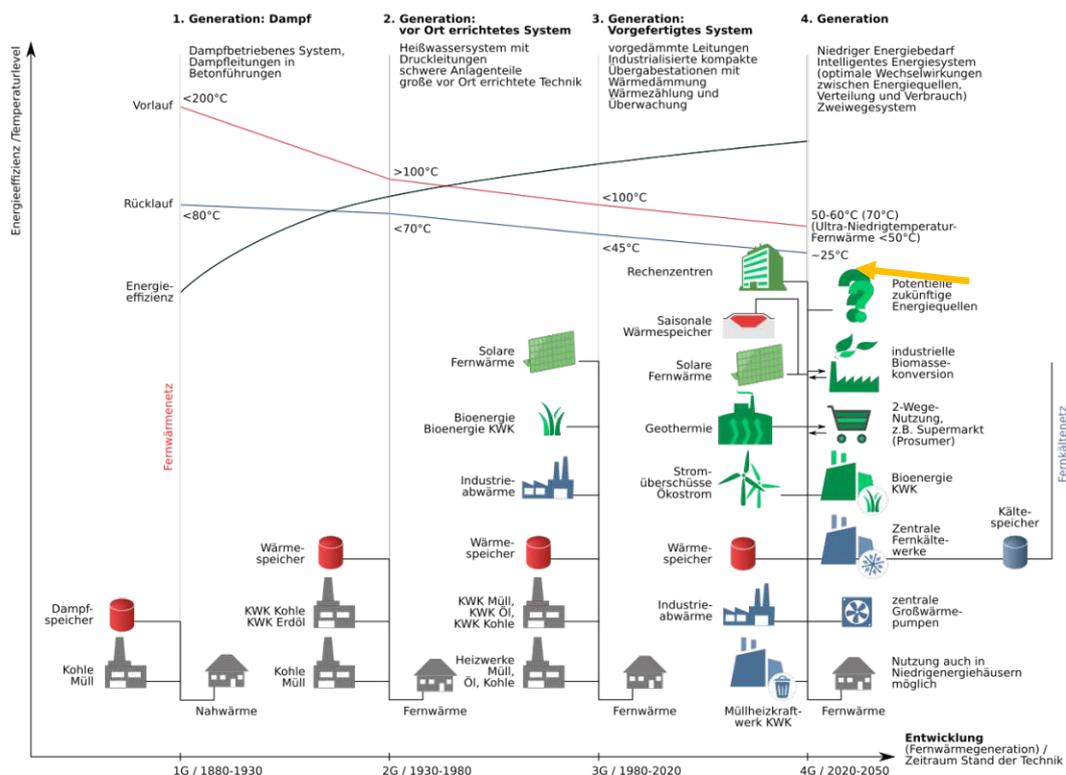


Abbildung 2: Entwicklung der Fernwärmenetze (Lund et al., 2014)

Die spezifischen Emissionen in Europa sind seit 1990 um 35 % gesunken. Die Erklärung für diese Veränderung ist der höhere Anteil von KWK-Anlagen und erneuerbaren Energien an der Wärmeversorgung. Zudem verbessert sich die Luftqualität an Orten, wo eine große Verbrennungsanlage viele kleine Heizkessel ersetzt (Werner, 2017).

Das Potenzial der aktuellen dritten Generation der Fernwärme ist aber bei weitem nicht ausgeschöpft. Um den zukunftsfähigen Anforderungen gerecht zu werden, ist ein Fortschritt hin zu einer vierten Generation notwendig und angedacht (siehe Abbildung 2). Durch die zunehmende Forderung nach nachhaltigerer Wärmeversorgung muss allen voran das Temperaturniveau in den Verteilungsnetzen gesenkt werden. Dadurch werden sowohl in den Kraftwerken als auch bei der Verteilung höhere Wirkungsgrade erzielt. Die Wärmeversorgung soll durch vermehrten Einsatz von Kraft-Wärme-Kopplung, Rauchgaskondensation, Wärmepumpen, Erdwärmeauskopplung, Niedertemperatur-Überschusswärme und Wärmespeicherung effizienter werden (Averfalk & Werner, 2017), denn die Wärmeverluste über den Transport liegen immerhin im Bereich von 5-20% (Mazhar et al., 2018).

### 2.1.1 Technischer Aufbau

Um Fernwärmenetze hinsichtlich ihres Energieverbrauchs zu optimieren, muss zuvor die Basis der Berechnung erwähnt, sowie ein kurzer Exkurs zur technischen Umsetzung gemacht werden.

Die Hauptkomponenten eines Fernwärmenetzes sind die oben erwähnten Wärmequellen, das Rohrleitungsnetz samt Umwälzpumpen, sowie etlichen Übergabestationen, welche die Wärme vom Fernwärmekreislauf (primäre Seite) auf den meist hydraulisch getrennten Verbraucherkreislauf (sekundäre Seite) übertragen. Nur die wenigsten Verbraucher - meist Großverbraucher - sind direkt am primären Netz angeschlossen. Das Wärmedium wird im Verteilungsnetz, welches aus doppelgeführten wärmegeämmten Rohren besteht, kontinuierlich im Kreis geführt. Die Rohrleitungen, welche von der Wärmequelle zum Verbraucher führen, werden als Vorlauf bezeichnet, solche die von der Wärmesenke zur Wärmequelle zurückführen, als Rücklauf. Die meisten Fernwärmenetze haben Rohrdurchmesser von 25-100cm. Hochdruckrohre (> 90 °C und 16-25 bar) werden normalerweise aus Stahl, Aluminium oder Kupfer gefertigt, während Niedertemperaturdruckrohre (< 90 °C und 6 bar) in der Regel aus Kunststoff bestehen. Als Dämmmaterial wird üblicherweise Polyurethanschaum eingesetzt. In Abbildung 2 kann erkannt werden, dass sowohl die Vorlauf- als auch die Rücklauf-temperatur des Primärnetzes sukzessive gesenkt wurde, um Übertragungsverluste zu reduzieren (Mazhar et al., 2018).

Als Bindeglied zwischen primärem und sekundärem Netz dienen, wie bereits erwähnt, sogenannten Umformungsstationen, auch Übergabestationen oder Gebietsumformungsstationen (GUFO) genannt (engl. „substation“). Als GUFO wird die ganze Apparatur bezeichnet, d.h. der Wärmetauscher mitsamt

der Steuerungsarmaturen, Sensoren und dergleichen. Der Vorteil der hydraulischen Trennung der beiden Netze ist u.a., dass die Primärseite bei jedem Druck und jeder Temperatur arbeiten kann, ohne das Gebäudenetz zu beeinträchtigen. Diese Anordnung wird auch als indirekter Anschluss bezeichnet. Wird ein Gebäudekomplex direkt an die Primärseite angeschlossen, fallen zwar die Kosten für den Wärmetauscher weg, durch den direkten Kontakt des Heizkreislaufes mit dem Fernwärmekreislauf ergeben sich allerdings diverse Nachteile (hoher Druck im Leitungssystem, Leckagen, Verschmutzung etc.). Genaueres kann bei Mazhar et al., (2018) nachgelesen werden, dessen Arbeit fokussiert sich auf den indirekten Anschluss und dessen Optimierung.

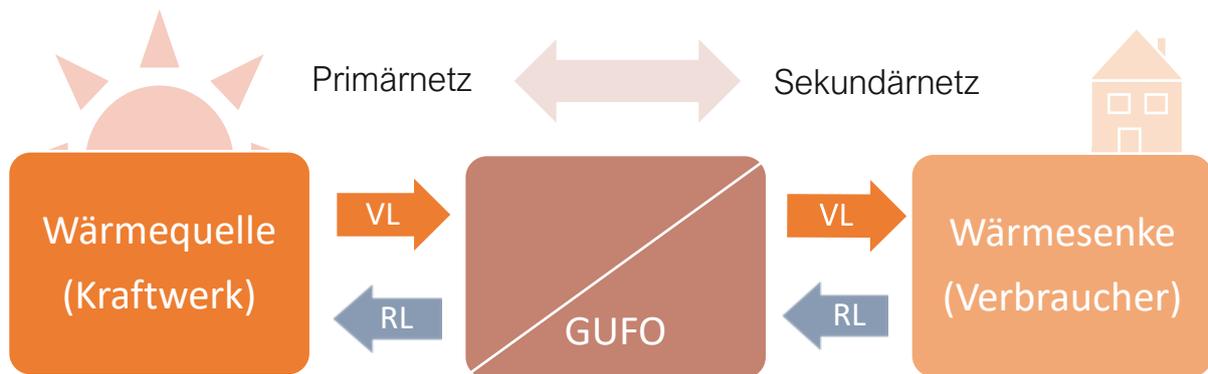


Abbildung 3: Klassischer Aufbau eines Fernwärmenetzes

Die am häufigsten eingesetzten Wärmetauscher in GUFOs sind Platten- oder Rohrbündelwärmetauscher, dazu mehr in Kapitel 2.5. Eine grundlegende, physikalische Limitierung von klassischen Wärmetauschern liegt darin, dass es nicht möglich ist, den primären Rücklauf auf die Temperatur des sekundären Zulaufs, geschweige denn unter dessen Temperatur zu unterkühlen. Im theoretischen Grenzfall eines fiktiven Wärmetauschers mit unendlich großer Austauschfläche kann maximal ein Temperatenausgleich auf der Ausgangsseite vorherrschen (Paschotta, 2010). Weitere Details sind im Kapitel 2.5.1 nachzulesen.

Im Gegenzug zum Wärmetauscher ist der in dieser Arbeit behandelte und untersuchte Absorptionswärmetauscher in der Lage den Austritt des abzukühlenden Fluids unter den Eintritt des aufzuwärmenden Fluids zu unterkühlen und schafft so eine Reihe interessanter Anwendungen. Praktisch wird dies durch eine ausgeklügelte Kombination des Ab- und Desorptionsprozesses mit einem klassischen Wärmetauscher ermöglicht. Wenn nun in einer Gebietsumformungsstation ein gewöhnlicher Plattenwärmetauscher durch einen AWT ersetzt wird, so kann dem primären Rücklaufstrom zusätzlich Wärme entzogen und somit die Rücklaufemperatur gesenkt werden, wie es in Abbildung 2 (gelber Pfeil) gefordert wird. Daraus ergeben sich einige effizienztechnische Vorteile, welche zum einen die Verluste des Wärmetransportes reduzieren, sowie die Lieferkapazität eines Kraftwerkes erhöhen können (Li et al., 2011). Das genaue Prinzip dieser Unterkühlung kann im Abschnitt 2.3.1 gefunden werden.

## 2.2 Die Wärmepumpentechnologie mit Fokus auf Absorptionswärmepumpen (AWP)

Allgemein wird unter einer Wärmepumpe ein technisches System verstanden, das Wärme von einem niederen auf ein höheres Temperaturniveau heben kann. Da Wärme aber stets nur von einem warmen zu einem kälteren Ort strömt, muss dieser Prozess durch höherwertige Energie (Exergie) angetrieben werden. Diese Exergie kann grundsätzlich in Form von technischer Arbeit oder als Wärme zugeführt werden, anderweitig würde dies dem 2. Satz der Thermodynamik widersprechen (Herold et al., 1996). H. Poincaré hat dies in folgende Worte gefasst (Cube, 1997): „Es ist unmöglich, Wärme von einem kälteren zu einem wärmeren Körper übergehen zu lassen, wenn nicht gleichzeitig ein Verbrauch von Arbeit oder ein Übergang von Wärme von einem wärmeren zu einem kälteren Körper stattfindet.“

### 2.2.1 Technische Beschreibung und Vergleich mit Kompressionswärmepumpen

Die weit verbreitete Kompressionswärmepumpe ist ein Beispiel für eine Apparatur, die durch technische Arbeit, nämlich durch Verdichtungsarbeit der Pumpe, angetrieben wird. Die in diesem Kapitel genauer behandelte Absorptionswärmepumpe stellt hingegen eine wärmegetriebene Anlage dar, somit besteht die Antriebsenergie rein aus Wärme. Die elektrische Energie, für den Betrieb der Lösungsmittelpumpe, ist im Vergleich zum Gesamtenergieverbrauch meist vernachlässigbar klein (Cube, 1997; Eder et al., 1979).

Durch die Abbildung 4 lassen sich die Kompressions- und Absorptionswärmepumpe anschaulich vergleichen, denn es wird auf einem Blick ersichtlich, dass der Unterschied im Grunde nur im Antriebsteil besteht.

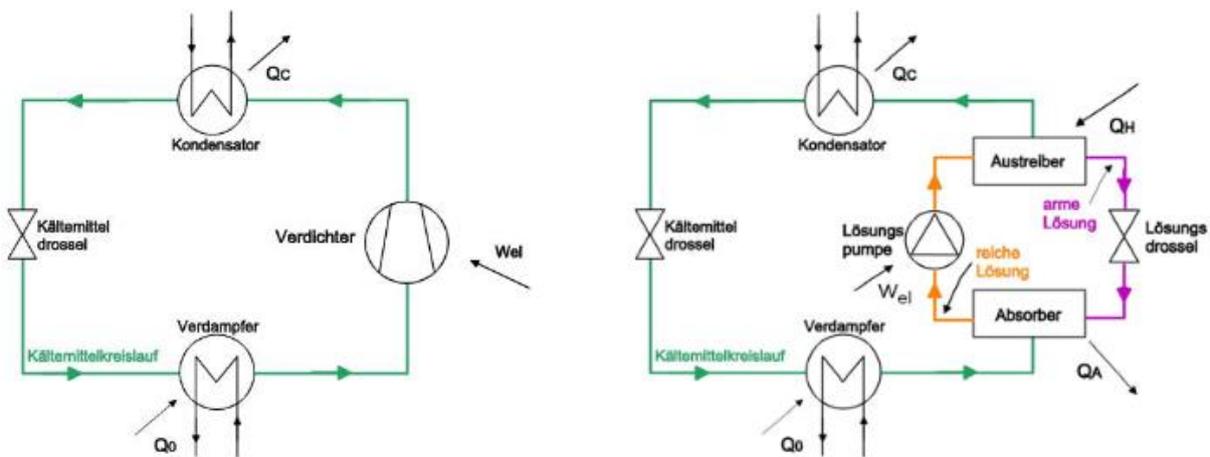


Abbildung 4: Vergleich Kompressionswärmepumpe (links) und Absorptionswärmepumpe (rechts) (Moser, 2008)

Die AWP (rechts) wird von einem „thermischen“ Kompressor betrieben, während bei der Kompressionswärmepumpe ein klassischer mechanischer Kompressor vorliegt. Der thermische Kompressor besteht aus folgenden Komponenten (Eder et al., 1979):

- Absorber
- Lösungspumpe
- Wärmetauscher
- Generator (Austreiber, Desorber)
- Expansionsventil

Durch diesen Antrieb wird Umgebungs- oder Abwärme mittels hintereinandergeschalteten Absorptions- und Desorptionsprozessen aufgewertet (Eder et al., 1979). Aus diesem Grund bietet die Absorptionswärmepumpe die Möglichkeit als einzigartige Lösung für eine Reihe von technologischen Problemen zu dienen. Trotz der Entwicklung vieler anderer wärmegetriebener Wärmepumpen-Technologien, ist die AWP die mit Abstand am weitesten verbreitete (Herold et al., 1996).

Anhand von Abbildung 5 können die beiden grundlegenden Antriebskonzepte auf thermodynamischer Ebene unterschieden werden: Links ist der Fall einer Kompressionswärmepumpe dargestellt, wobei die Exergie in Form von technischer Arbeit (elektrische Energie=reine Exergie) zugeführt wird. Rechts findet sich das Konzept der wärmegetriebenen Wärmepumpe, deren Antrieb ein Wärmestrom mit einem temperaturabhängigen Exergieanteil (Wärme = Kombination aus Exergie und Anergie) darstellt. Es ist also thermodynamisch irrelevant, ob die Antriebsenergie aus technischer Arbeit oder Wärme zu einem Wärmepumpenprozess zugeführt wird. Wichtig ist ausschließlich, dass für ein und dieselbe Leistung beiden Konzepten dieselben Exergiemengen zugeführt werden muss, wie es in Abbildung 5 anhand der schwarzen Pfeile (Exergy) veranschaulicht ist (Koenigsdorff et al., 2010).

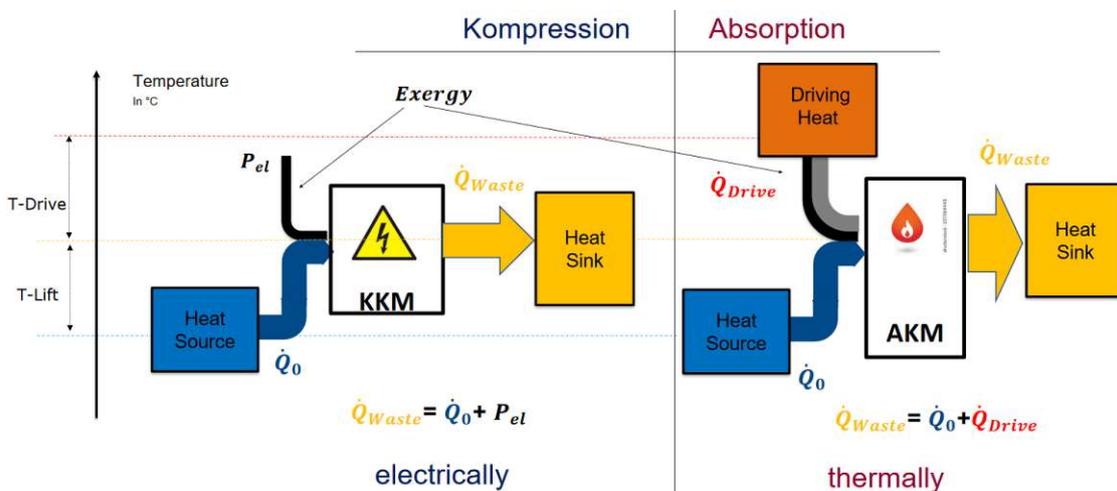


Abbildung 5: Energieflüsse von Kompressions- und Absorptionswärmepumpen (hier als KM -Kältemaschinen - bezeichnet) (Zotter, 2022)

Die Abbildung 6 zeigt ein Schema eines einfachen Absorptionskreislaufes bei dem im Unterschied zu Abbildung 4-rechts, die unterschiedlichen Prozessschritte auf einem qualitativen  $\ln(p)$  vs.  $-1/T$ -Diagramm dargestellt sind. Es ist somit ersichtlich, dass Generator und Kondensator auf einem höheren und Verdampfer und Absorber auf einem niederen Druckniveau arbeiten. Dies ist dadurch begründet, dass beim Absorptionsprozess verhältnismäßig große Dampfmengen in kürzester Zeit von der Flüssigkeit aufgenommen werden und damit das Volumen stark reduziert wird. Umgekehrt erhöht sich das Volumen bei der Desorption (Austreiben) im Generator und wirkt somit druckerhöhend, weshalb man von „thermischer Kompression“ spricht (Eder et al., 1979).

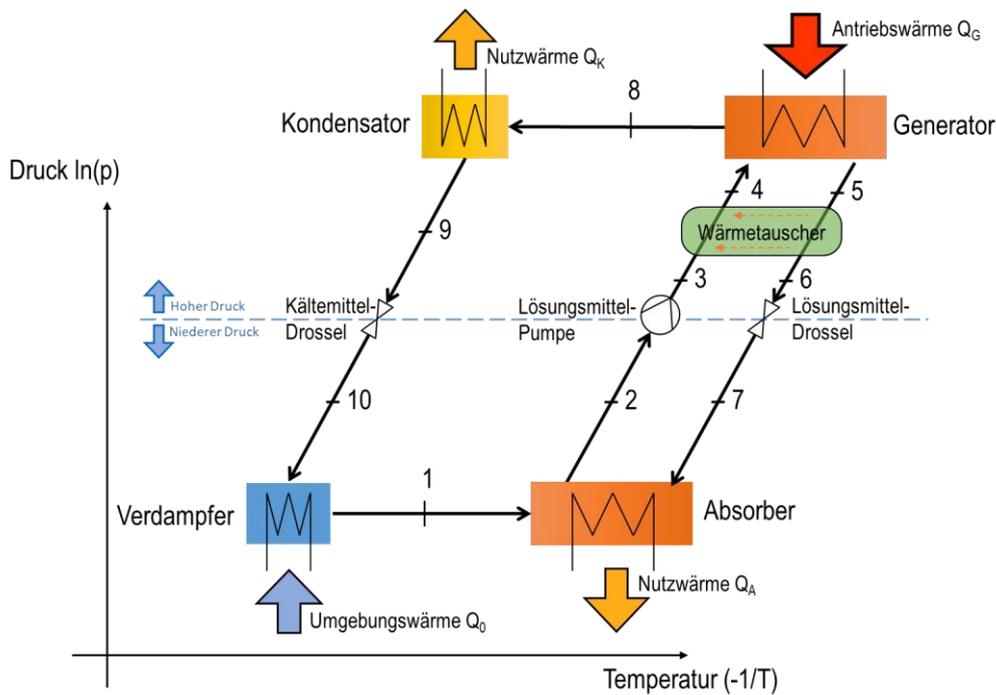


Abbildung 6:  $\ln(p)$  vs.  $(-1/T)$ -Diagramm einer einstufigen Absorptionswärmepumpe (vgl. Herold et al., 1996)

### 2.2.2 Prinzipielle Funktionsweise

Für die Beschreibung der Funktionsweise des Kreislaufs einer AWP bietet es sich an am Zustand des Kältemittels kurz nach dem Verdampfer zu beginnen (siehe Abbildung 6, Punkt 1): Der vom Verdampfer erzeugte Kältemitteldampf strömt zum Absorber, wo er sich im Lösungsmittel löst (absorbiert wird). Durch den exothermen Charakter der Absorption, entsteht Wärme, welche als Absorptionswärme  $\dot{Q}_{Abs}$  abgeführt wird. Das Lösungsmittel ist dadurch reich an Kältemittel und wird deshalb als „reiche Lösung“ bezeichnet (2), welche nun von der Lösungsmittelpumpe zum Generator (höheres Druckniveau) gepumpt wird (3). Vor Eintritt in den Generator (auch Austreiber genannt) passiert die Flüssigkeit einen Wärmetauscher und wird durch die zurückfließende „arme Lösung“ erwärmt (Punkte 3-4). Der Generator wird durch einen Heizwärmestrom beheizt und treibt dadurch

das Kältemittel aus dem Lösungsmittel aus (Desorption). Das Kältemittel entweicht wieder als Dampf aus dem Lösungsmittel und strömt in Richtung Kondensator (8), während das verarmte Lösungsmittel („arme Lösung“) über den besagten Wärmetauscher (5-6) und das anschließende Drosselventil wieder zum Absorber zurückströmt (7) und erneut am Kreislauf teilnimmt. Das Kältemittel gelangt, wie bereits erwähnt, vom Generator (hohes Druck- und Temperaturniveau) in den Kondensator, wo Wärme abgeführt und die Temperatur abgesenkt wird, um das Kältemittel zu kondensieren und dessen Kondensationswärme ebenso abzuführen. Das verflüssigte Kältemittel strömt über das Drosselventil (9) zum Verdampfer (10), welcher durch einen geringeren Druck und Aufnahme von Umwelt- oder Abwärme die Flüssigkeit wieder verdampft, wodurch der Kreislauf geschlossen wird (Eder et al., 1979).

In diesem Wärmepumpenprozess sind die Wärmeströme im Absorber  $\dot{Q}_{Abs}$  und Kondensator  $\dot{Q}_{Kon}$  als Nutzwärmeströme (Heizzweck) zu verbuchen, während die Generatorleistung  $\dot{Q}_{Gen}$  und die Verdampferleistung  $\dot{Q}_0$  zugeführt werden muss. Dieser Verdampferwärmestrom wird der Umgebung entzogen, steht damit kostenlos zur Verfügung und wird aus diesem Grund nicht als Aufwand betrachtet (Bosnjakovic & Knoche, 1997).

Die Druckniveaus der beiden Reaktoren werden über die Eigenschaften des Dampfdruckes des Arbeitsmediums bestimmt. Hierbei kommt das gasförmige Gemisch zu tragen, welches praktisch nur aus Wasserdampf besteht. Aus diesem Grund bestimmt den Kondensatordruck die Kondensationstemperatur in diesem Reaktor (bspw. ergeben 50°C Kondensationstemperatur einen Kondensatordruck von 100 mbar) und den Verdampferdruck die Verdampferstemperatur, welche bei 5 °C einem entsprechenden Wasserdampfdruck von 9 mbar entspräche (Herold et al., 1996).

Nachdem die grundlegende Funktionsweise erörtert ist, soll noch zwischen zwei Arten des Betriebes einer Absorptionswärmepumpe unterschieden werden. Zum besseren Verständnis wird allerdings vorher ein thermodynamischer Exkurs aus Cube (1997) gemacht: „Zur Anhebung des Temperaturniveaus einer Energie muss, entsprechend den Sätzen der Thermodynamik, das Temperaturniveau einer weiteren Energie abgesenkt werden. Es sind also min. 3 Temperaturniveaus oder besser 3 Energieniveaus erforderlich, [...] im Vergleich dazu sind bei einem Wärmeübergang nur 2 Energieniveaus notwendig.“ Bedingt durch die Strömungsrichtung dieser drei Energieniveaus (siehe Abbildung 7) können nun zwei Betriebsweisen unterschieden werden (Cube, 1997; Eder et al., 1979; Herold et al., 1996):

1. **Wärmepumpe Typ 1 (Abbildung 7, links):** Hierbei ist die Antriebswärme die Wärmezufuhr auf dem höchsten Temperaturniveau und das Produkt ist entweder Kühlen auf dem niedrigsten Temperaturniveau (Kältemaschine) oder Heizen auf dem Zwischentemperaturniveau (Wärmepumpe).

Etwas anwendungsbezogener ausgedrückt (für den Fall des Heizens): Umwelt- oder Abwärme wird durch einen Wärmestrom hoher Temperatur auf ein mittleres (nutzbares) Niveau gehoben.

2. **Wärmepumpe Typ 2 (Abbildung 7, rechts; Wärmetransformator, Temperaturverstärker):** Einem Wärmetransformator wird über das Zwischentemperaturniveau Energie zugeführt. Das Produkt ist dabei die Wärme des höchsten Temperaturniveaus. Anwendungsbezogener könnte man hier sagen: Abwärme (mittleres Niveau) wird durch Erzeugung von Umweltwärme (tiefes Niveau) auf ein höheres Niveau gehoben.

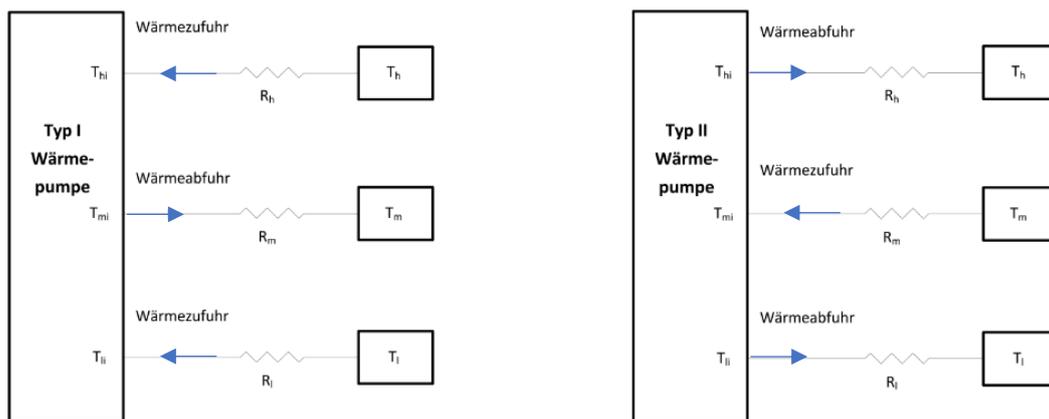


Abbildung 7: Wärmepumpen Typ I (links) und Typ II (rechts) jeweils mit Darstellung der Wärmeströmungsrichtung in Form von Pfeilen

Um Missverständnisse vorzubeugen, soll nochmal betont werden, dass diese Unterteilung nicht zu verwechseln ist, mit der Unterscheidung zwischen den Begriffen Wärmepumpe und Kältemaschine. Wärmepumpenprozesse des Typs 1 und Kältemaschinenprozesse stellen nämlich beide einen Prozess des Typs 1 dar, denn eine Wärmepumpe Typ 1 unterscheidet sich von einer Kältekraftmaschine lediglich durch die Art der Nutzung (die Kondensatorwärme  $\dot{Q}_{Kon}$  und der Absorberwärmestrom  $\dot{Q}_{Abs}$  sind bei einer Kältemaschine im Gegensatz zur Wärmepumpe ein Aufwand, während der thermische Energiestrom des Generators  $\dot{Q}_{Gen}$  als Nutzleistung betrachtet wird, da dieser den Raum kühlt). Die in dieser Arbeit betrachtete Absorptionswärmepumpe und der darauf aufbauende Absorptionswärmetauscher gehören ebenso zu Kategorie des Wärmepumpen-Typs 1 (Herold et al., 1996).

### 2.2.3 Das Kälte- und Lösungsmittel (=Arbeitsstoffpaar) am Beispiel von Lithium-Bromid (LiBr)

Wie bereits anfangs erwähnt, sind Absorptionswärmepumpen geschlossene Systeme, in denen sowohl ein Kälte- als auch ein Lösungsmittel zirkuliert. Das Lösungsmittel wird auch als Absorptionsmittel bezeichnet und bildet in Kombination mit dem Kältemittel das sogenannten Arbeitsstoffpaar. In der Bezeichnung des Arbeitsstoffpaares wird zuerst das Kältemittel und als Zweites das Lösungsmittel genannt, z.B. Wasser/Lithiumbromid oder Ammoniak/Wasser. Dessen Eigenschaften werden sowohl von den Eigenschaften der einzelnen Stoffe, als auch durch das Verhalten der beiden Stoffe zueinander, beeinflusst. Einige wichtige Eigenschaften sind in Folge aufgelistet (Eder et al., 1979; Niebergall, 1959):

- *Große Differenz der Siedepunkte:* hierdurch sinkt der Rektifikationsaufwand beim Abtrennen des Lösungsmittels im Generator (Austreiber).
- *Große Entgasungsbreite:* Die Entgasungsbreite bezeichnet die Konzentrationsdifferenz zwischen der reichen und der armen Lösung, wodurch der spezifische Lösungsmittelumlauf maßgeblich bestimmt wird. Ein geringerer Lösungsmittelumlauf ermöglicht einen geringeren Verbrauch der Lösungsmittelpumpe. Je größer die Entgasungsbreite, desto kleiner wird also der spezifische Lösungsmittelumlauf.
- *Nicht zu hohe Arbeitsdrücke:* möglichst unter 20-25 bar
- *Chemisch stabil*
- *Nicht korrosiv*
- *Unbrennbar und ungiftig*

Das Kältemittel soll möglichst die folgenden drei Eigenschaften erfüllen (Eder et al., 1979):

- *Hohe Verdampfungsenthalpie*
- *Hohe kritische Temperatur*
- *Flacher Verlauf der Dampfdruckkurve*

Um den Zusammenhang von Druck, Temperatur und Konzentration anschaulich darzustellen, wird häufig ein  $\log p$  vs.  $1/T$  - Diagramm herangezogen. Der Druck (Ordinate) ist dabei logarithmisch aufgetragen, wodurch die Dampfkurven der Einzelstoffe, sowie der unterschiedlichen Gemische näherungsweise als Geraden dargestellt werden können. Die Konzentrationsangaben der jeweiligen Linien beziehen sich auf das Verhältnis der Masse des Kältemittels zur Gesamtmasse des Arbeitsstoffpaares. Dabei hätte reines Kältemittel die Konzentration 1 und reines Lösungsmittel die Konzentration 0 (Eder et al., 1979). Die Abbildung 8 stellt ein solches Dühringer-Diagramm dar.

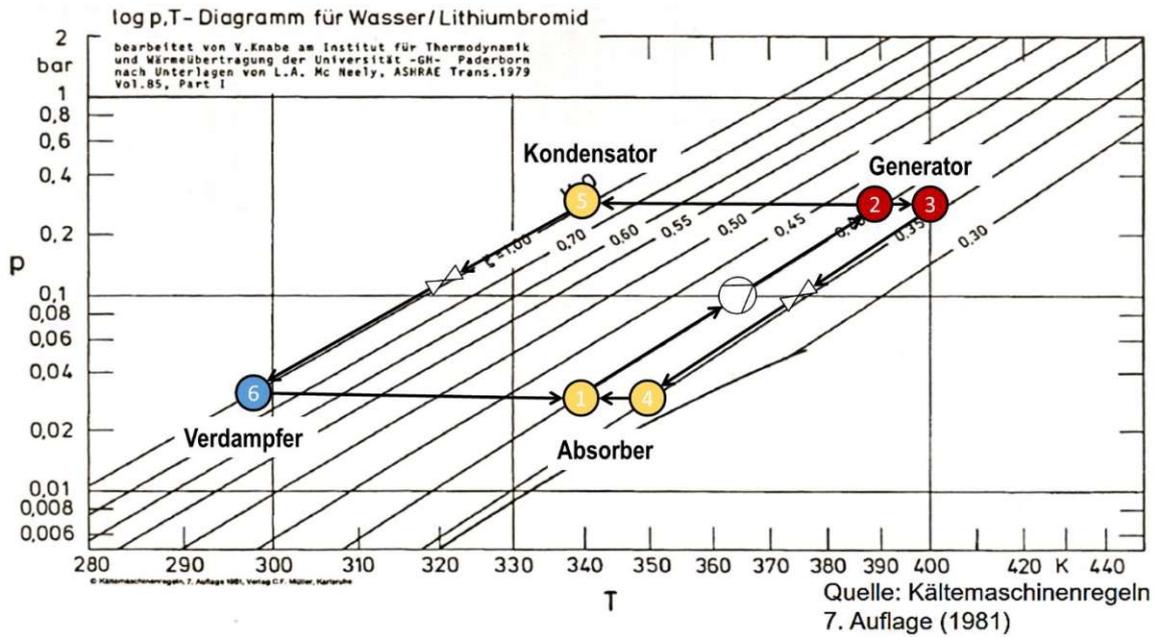


Abbildung 8:  $\log(p)$  vs.  $(-1/T)$ -Diagramm einer einstufigen AWP (bearbeitet, vgl. (Kruste, 1981))

Das Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid ist neben Ammoniak/Wasser das am häufigsten eingesetzte Stoffpaar und zeichnet sich durch Arbeitsdrücke unterhalb des Umgebungsdruckes aus. Hinzu kommt die hohe Verdampfungsenthalpie von Wasser, sowie dessen Ungefährlichkeit (Eder et al., 1979). In Abbildung 8 ist das Lösungsfeld dieses Arbeitsstoffpaares mit den Temperatur- und Druckverhältnissen in den jeweiligen Arbeitspunkten dargestellt. Die Konzentrationslinie ganz rechts weist im unteren Bereich eine Einbeulung auf. Dies ist die Kristallisationsgrenze des Gemisches, welches mit sinkender Temperatur in Richtung ärmerer Lösung tendiert. Die Kristallisationsgrenze markiert damit das obere Temperaturlimit des Gemisches im Absorber. Wie bei jeder Salzlösung, gibt es auch bei Wasser-Lithiumbromid eine gewisse Konzentration, ab der die Salzkomponente auszufallen, also zu kristallisieren beginnt. Dieser Zustand ist zu vermeiden, da die ausgefallenen Salzflöckchen dazu neigen, sich im Rohrleitungssystem anzuheften und dieses verstopfen. Am größten ist diese Gefahr am Auslass des Lösungsmittelwärmetauschers, da dort die Temperatur relativ niedrig und der Anteil an LiBr hoch ist. Tritt eine Kristallisation der wässrigen Lithiumbromidlösung ein, muss die Anlage heruntergefahren und aufwendig gewartet werden, eine Beschädigung tritt in der Regel allerdings nicht auf. Um dieses Risiko zu vermeiden, wird als einfachste Maßnahme eine ausreichend tiefe Senke für die Kühlung des Absorbers eingeplant. Zusätzlich werden oft weitere Steuerelemente installiert, welche eine Kristallisation erkennen und diese durch gezielte Maßnahmen rasch beheben können (Herold et al., 1996). Der in dieser Arbeit beschriebene Prüfstand besitzt ebenso eine derartige Absicherung.

## 2.2.4 Idealer Prozess und Carnot-Kreisprozess

In diesem und dem nächsten Kapitel soll der ideale Absorptionswärmepumpenprozess mit den dazugehörigen Berechnungen und Diagrammen genauer beschrieben werden. Damit können beispielsweise Wärmepumpenprozesse besser verglichen werden. Zudem lassen sich durch Berechnungen und energetische Bilanzierungen Optimierungspotenziale ermitteln, um die AWP zu analysieren und zu verbessern.

In der thermodynamischen Betrachtung ist es häufig von Interesse, die Frage beantworten zu können, welches die physikalischen Grenzen einer Energieumwandlung sind. Hierzu wird ein Prozess häufig mit dem Carnot-Prozess verglichen. Dieser beschreibt eine Möglichkeit für eine ideale Energieumwandlung von Arbeit in Wärme oder umgekehrt (je nach Drehrichtung). Im Detail setzt sich der Carnot-Kreisprozess aus den folgenden aufeinanderfolgenden Abläufen zusammen (Eder et al., 1979):

- isotherme Wärmeaufnahme durch Verdampfung
- isentrope Kompression
- isotherme Wärmeabgabe durch Kondensation
- isentrope Expansion

Weiters wird zwischen links- und rechtsdrehendem Kreisprozess unterschieden. Dabei ändern sich lediglich die Vorzeichen der Energieflüsse des Systems, was aber einen signifikanten Unterschied in der Nutzung ergibt. Rechtsdrehende Prozesse wandeln einen Wärmestrom in technische Arbeit um (klassische Wärmekraftmaschine), während linksdrehende Prozesse technische Arbeit in Wärme transformieren (Wärmepumpe) (Herold et al., 1996).

Um die Effizienz eines Carnot-Prozesses zu definieren, wird der Carnot-Wirkungsgrad  $\eta_C$  definiert als Verhältnis von Nutzen zu Aufwand. Im Falle einer Kompressionswärmepumpe (arbeitsgetriebene WP) ist dies die Leistungszahl  $\epsilon_w$ , welche sich als Quotient aus Heizleistung  $\dot{Q}$  (Nutzen) und Antriebsleistung P (Aufwand) anschreiben lässt. Für unsere wärmegetriebenen Wärmepumpe wandelt sich diese Leistungszahl leicht ab, da als Aufwand keine Arbeit, sondern ein Wärmestrom zugeführt wird. Aus diesem Grund ergibt sich als Bewertungsgröße für stationären Betriebsbedingungen (also für die Effizienz zu einem Zeitpunkt) der wärmeangetriebenen Wärmepumpenprozesse das sogenannte Wärmeverhältnis  $\zeta_A$ , oder auch thermischer „Coefficient of performance für Heizzwecke“, kurz  $\text{COP}_{\text{Therm\_Heiz}}$ , genannt (Cube, 1997; Herold et al., 1996):

$$\text{COP}_{\text{Therm\_Heiz}} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Heiz}}}{\dot{Q}_{\text{Antrieb}}} = \frac{\dot{Q}_K + \dot{Q}_A}{\dot{Q}_G} \quad (1)$$

Diese Formel kann auch über eine Entropiebilanz hergeleitet werden, sodass sie nur noch Temperaturen beinhaltet. Unter der Voraussetzung, dass der Kreisprozess reversibel ist, bleibt laut dem 2. Satz der Thermodynamik die Entropie im System immer gleich, weshalb die obige Kennzahl die Form der Formel (6) annimmt. Die folgende Herleitung wird in Herold et al. (1996) genauer erläutert:

$$Energie_{in} = Energie_{aus} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_G + \dot{Q}_V = \dot{Q}_K + \dot{Q}_A \quad (3)$$

Zusätzlich lautet die Entropiebilanz über die gesamte AWP

$$\sum \Delta S = 0 \quad (4)$$

$$\Delta S_G + \Delta S_V - \Delta S_A - \Delta S_K = \frac{Q_G}{T_A} + \frac{Q_V}{T_0} - \frac{Q_A + Q_K}{T_H} = 0 \quad (5)$$

wodurch letztendlich für  $COP_{Therm\_Heiz}$  folgt:

$$COP_{Therm\_Heiz} = \frac{T_A - T_0}{T_A} \frac{T_H}{T_H - T_0} \quad (6)$$

Die Abbildung 9 veranschaulicht die Formel (6) graphisch, mit  $T_A$  für die Antriebs-Temperatur (Aufwand),  $T_H$  für die Heiz-Temperatur (Nutzen) und  $T_0$  für die Umgebungstemperatur.

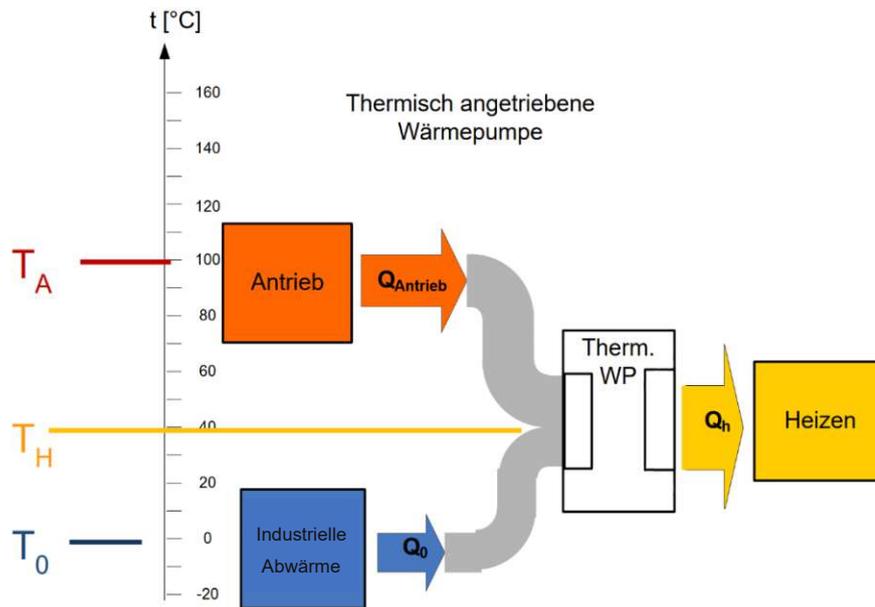


Abbildung 9: Energieflüsse und Temperaturniveaus einer thermisch angetriebenen WP (Zotter & Rieberer, 2014)

Nun kann mit diesem Ausdruck die maximal thermodynamisch erreichbare Performance berechnet werden. Jedoch müsste, um die errechnete Leistung zu erreichen, laut (Eder et al., 1979) die folgenden Idealisierungen im Betrieb einer AWP eintreffen:

- *Alle Vorgänge in der Wärmepumpe sind reversibel*
- *Der Lösungskreislauf ist unendlich groß*
- *Kältemittel und Lösungsmittel expandieren isentrop*
- *Die Kältemitteldämpfe werden vollständig rektifiziert*
- *Das Arbeitsstoffpaar zeigt ideales Verhalten; verdampfungs- und Lösungswärme sind von der Temperatur unabhängig*
- *Bei der Vermischung der Komponenten des Arbeitsstoffpaares tritt keine Lösungswärme auf*
- *Die Temperatur im Kondensator und Absorber ist gleich*

Dass diese Punkte in der Praxis nur bis zu einem gewissen Grad erfüllbar sind, lässt sich erahnen, weshalb für reale Prozesse ein Gütegrad  $\eta_G$  der jeweiligen Absorptionsanlage eingeführt wird (Eder et al., 1979):

$$COP_{Th,H,real} = \eta_G * COP_{Therm,Heiz} \quad (7)$$

Anhand von Formel (6) kann geschlossen werden, dass...

- ...bei konstanter Generatortemperatur das Wärmeverhältnis sinkt, wenn die Temperaturdifferenz zwischen Nutz- und Wärmequellentemperatur steigt.
- ...bei konstanter Nutztemperatur das Wärmeverhältnis sinkt, wenn die Temperaturdifferenz zwischen Generator- und Wärmequellentemperatur steigt (bei vorgegebenem  $T_G$ ).
- ...bei konstanter Nutztemperatur das Wärmeverhältnis steigt, wenn die Temperaturdifferenz zwischen Generator- und Wärmequellentemperatur steigt (bei vorgegebenem  $T_E$ ).
- ...bei konstanter Wärmequellentemperatur  $T_E$  das Wärmeverhältnis steigt, wenn die Temperaturdifferenz zwischen Generator- und Nutztemperatur steigt (Eder et al., 1979).

### 2.2.5 Exergie und exergetischer Wirkungsgrad

Die Beziehungen zur Berechnung der Energieausbeute sind nun im Kapitel 2.2 erwähnt, allerdings ist neben der Quantität noch die Qualität der Energie zu berücksichtigen, denn die verschiedenen Energieformen sind nicht alle im gleichen Maße von technischer Güte. Eine wichtige Kenntnis ist dabei, in welchem Verhältnis Energie und Exergie stehen, denn diese Unterscheidung erlaubt eine Beurteilung über das Ausmaß, inwieweit sich eine jeweilige Energieform in eine andere Form umwandeln lässt. Dazu führen wir die Definition der Exergie (und Anergie) ein, die im Grunde wie folgt lautet: Die Exergie  $E$  ist jener Teil der Energie, welcher beim Übergang in das Gleichgewicht mit seiner Umgebung die maximal gewinnbare Arbeit verrichten kann und damit kann Exergie beliebig in alle anderen Energieformen umgewandelt werden. Der Rest der Energie ist Anergie  $B$ . Damit gilt: Wenn die Gesamtenergie des Systems gleichbleibt, führt eine Exergieabnahme zwangsweise zu einer Anergiezunahme und damit (Eder et al., 1979):

$$\text{Energie} = E + B \quad (8)$$

Es werden in der Regel drei Qualitätsklassen von Energie unterschieden (Eder et al., 1979):

- 1. Energien, welche sich vollständig in andere Energieformen umwandeln lassen (reine Exergie)**
  - a. Mechanische Energie (potenziell als auch kinetisch)
  - b. Elektrische Energie
  - c. Magnetische Energie
- 2. Energie, deren Umwandelbarkeit beschränkt ist (Mischung aus Exergie und Anergie)**
  - a. Wärmeenergie (über Umgebungstemperatur)
  - b. Innere Energie

- c. Chemische Energie

### 3. Energieform, ohne Umwandelbarkeit (reine Anergie)

- a. Wärmeenergie auf Umgebungstemperatur
- b. Systeme, im thermodynamischen Gleichgewicht

Der Exergieanteil der Wärme ist abhängig von der Temperatur  $T$  der Wärme und der Umgebungstemperatur  $T_U$ . Anhand der Formel (9) wird klar, dass Exergie nur in einem Zustand über Umgebungstemperatur existieren kann und Wärmeenergie exergetisch umso wertvoller ist, je höher dessen Temperatur ist (Eder et al., 1979). Jedoch ist diese Formel nur gültig, wenn die Energie auf der gleichbleibenden Temperatur  $T$  verfügbar ist:

$$dE = dQ \frac{T - T_U}{T} = dQ \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) \quad (9)$$

Für den verbleibenden Anteil (Anergie) der Energie gilt folglich:

$$dB = dQ \frac{T_U}{T} \quad (10)$$

Wenn Energie bei Umgebungstemperatur abgegeben wird, besteht sie damit nur aus Anergie oder anders ausgedrückt: „Der Umgebungszustand ist der von der Natur vorgegebene Nullpunkt der Exergie“. Ein Stoffstrom trägt ebenso einen Exergiestrom, welcher von seiner Enthalpie, Entropie und Umgebungstemperatur abhängt und wie folgt berechnet werden kann (Eder et al., 1979):

$$E = H - H_U - T_U(S - S_U) \quad (11)$$

Als  $H$  wird die Enthalpie bezeichnet.

Analog kann die spezifische Exergie eines Stoffstromes durch folgende Formel angeschrieben werden (Karl, 2006):

$$e = h - h_U - T_U(s - s_U) + e_0 \quad (12)$$

Alle Prozesse in einem realen Absorptionswärmetauscher haben thermodynamisch irreversible Charakter, dies bedeutet, dass sie im Vergleich zu idealen Zustandsänderungen Entropie erzeugen und damit unumkehrbar sind. Dies würde ansonsten dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik widersprechen, da Entropie nicht zerstört werden kann. Thermodynamische Irreversibilität entsteht bei allen Transportphänomenen, sei es Masse, Wärme oder Impuls und deren Höhe hängt sowohl mit der Menge als auch der Potenzialdifferenz des Transports zusammen. Speziell auf das

thermodynamische System der AWP bezogen, finden wir u.a. folgende Prozesse, welche Entropie produzieren: Reibungen (in Folge der viskosen Strömungen), Mischungen von Wärme- oder Massenströmen oder ungehemmte Expansion (Expansionsventile) (Herold et al., 1996).

Wenn nun die Entropie infolge von Irreversibilität zunimmt, dann folgt aus der Formel (11), dass die Exergie abnimmt. Diese Abnahme (Exergieverlust  $E_V$ ) ist anders gesprochen ein Verlust an Arbeit, der sich aus der irreversibel erzeugten Entropieänderung im System ergibt und mittels folgender Formel beschreiben lässt (Eder et al., 1979):

$$E_V = \Delta S_{irr} * T_U \quad (13)$$

$\Delta S_{irr}$  ist dabei die Entropiezunahme zufolge von Irreversibilität. Analog dazu wird der Exergieverluststrom in Karl (2006) als Irreversibilitätsrate definiert:

$$\dot{I} = \Delta \dot{S}_{irr} * T_U \quad (14)$$

Die Größe Exergie wird zur besseren Veranschaulichung häufig in sogenannten Exergieflussbildern dargestellt, die den Anteil der Exergie und Anergie an den jeweiligen Energieflüssen zeigen. Hiermit kann besser nachvollzogen werden, wo die Stellen der Verluste in einem technischen Prozess liegen (Eder et al., 1979).

In Abbildung 10 ist ein solches Exergieflussbild einer thermischen Wärmepumpe abgebildet, wobei der gelbe Bereich jeweils den Anteil an Exergie darstellt. Es ist zu erkennen, dass nur ein Bruchteil der zugeführten Heizwärme aus Exergie besteht und der Großteil dieser Exergie als Wärme an die Umgebung abgegeben und damit in Anergie umgewandelt wird.

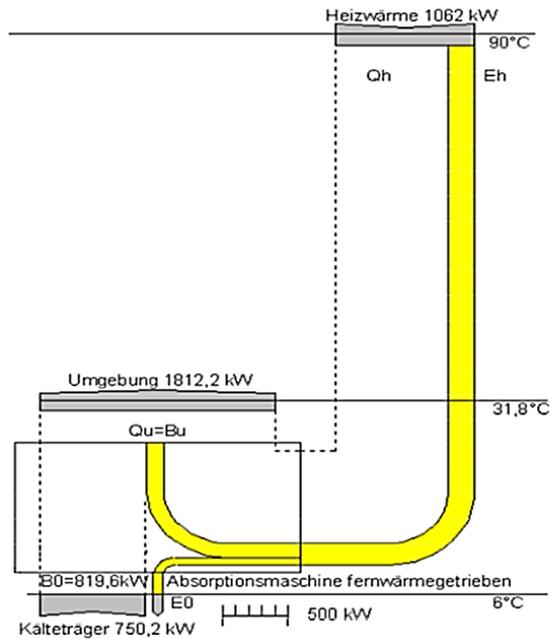


Abbildung 10: Exergie- und Energiefluss einer AWP (Rieberer et al., 2009)

### 2.2.6 Exergiebilanzierung und Exergieverlust eines Wärmetauschers

Analog zu einer Energiebilanz kann auch die Exergie bilanziert werden, um vermeidbare Verluste und Optimierungsmöglichkeiten besser lokalisieren zu können. Dazu können gesamte Systeme, aber auch nur einzelne Teilsysteme bilanziert werden. Exergie kann in Form von Massen- oder Wärmeströmen über die Systemgrenzen übertragen werden. Weiters kann ein System auch Arbeit leisten, wodurch die Exergie sinkt. Schließt man alle diese Exergieströme in die Berechnungen ein kann der interne Exergieverlust, welcher den erreichbaren Wirkungsgrad reduziert, bestimmt werden. Ursachen für derartige Verluste sind bspw. Druckverluste oder Wärmeübertragung. Erstere können lediglich durch Verbesserung der eingesetzten Komponenten reduziert werden, wohingegen bei Letzteren thermodynamische Optimierungen des Systems häufig ein erhebliches Potenzial bieten. Eine Exergiebilanz kann schließlich wie folgt aussehen (Karl, 2006):

$$\sum (\dot{m} * e)_{zu} + \sum (\dot{m} * e)_{ab} + \sum \Delta \dot{E}_Q = \sum \dot{W} + \dot{i} \quad (15)$$

mit

$$\sum \Delta \dot{E}_Q = \sum \left( \frac{\dot{Q}_{zu} (T_{zu} - T_U)}{T_{zu}} \right) \quad \text{Exergie der zugeführten Wärme}$$

$$\sum \dot{W} \quad \text{Exergie der zu- oder abgeführten technischen Arbeit}$$

$$\dot{i} \quad \text{Irreversibilitätsrate, Exergieverluste}$$

Da die Exergiebilanzierung um einzelne Komponenten häufig recht aufwändig ist, hat sich die vereinfachte Betrachtung nach Gouy-Stodola durchgesetzt. Hierbei werden nicht die gesamten ein- und austretenden Exergieströme bestimmt, sondern lediglich die Irreversibilitäten (Karl, 2006):

$$\dot{i} = T_U \left( \sum (\dot{m}_{ein} * s_{ein}) - \sum (\dot{m}_{aus} * s_{aus}) - \sum \frac{\dot{Q}_{zu}}{T_{zu}} \right) \quad (16)$$

Speziell für den Wärmetauscher vereinfacht sich die Gouy-Stodola-Gleichung weiters auf:

$$\dot{i} = T_U (\dot{m}_1 * \Delta s_1 + \dot{m}_2 * \Delta s_2) \quad (17)$$

$$\dot{i} = T_U (\dot{m}_1 * (s_{1,aus} - s_{1,ein}) + \dot{m}_2 * (s_{2,aus} - s_{2,ein})) \quad (18)$$

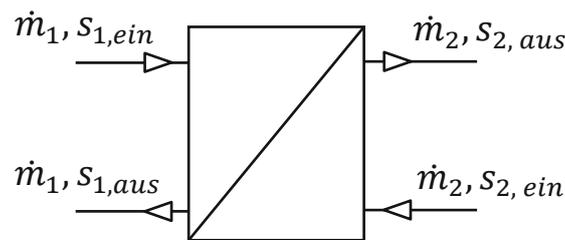


Abbildung 11: Entropieströme an einem adiabaten Wärmetauscher

Für die Berechnung der Entropiedifferenz  $\Delta s_1$  und  $\Delta s_2$  kann bei einer isobaren Wärmeübertragung die Beziehung (19) herangezogen werden (Herold et al., 1996).

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_p \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right) \quad (19)$$



## 2.3 Von der Absorptionswärmepumpe zum Absorptionswärmetauscher (AWT)

Der Umbau einer Absorptionswärmepumpe (Abbildung 13) zu einem Absorptionswärmetauscher (Abbildung 14), ist durch einen zusätzlichen Wärmetauscher und eine damit verbundene alternative Verrohrung, wie es die beiden Bilder unterhalb zeigen, möglich. Im Detail beschrieben bedeutet dies für die beiden Ströme folgendes:

**Primärstrom (Gen-WT-Verd):** Der Primärstrom wird nach der Wärmeabgabe im Generator (heißeste Zone) mit dem externen WT verbunden. Dort kann das Medium einen Großteil der noch verbliebenen Wärme an das Sekundärmedium abgeben. Anschließend wird der Primär-Austritt des Wärmetauschers mit dem Verdampfer verbunden, dessen kühle Umgebung eine zusätzliche Wärmeabgabe ermöglicht und letztendlich eine starke Abkühlung des Primärstromes zur Folge hat.

**Sekundärstrom (Abs-WT-Kond):** Der Sekundärkreislauf wird vor dem Eintritt auf zwei Rohre aufgeteilt (im Idealfall durch eine regelbare Armatur), damit ein Teil über den externen Wärmetauscher und der verbleibende Teil durch den Absorber-Kondensator fließen kann und diesen durch Wärmaufnahmen kühlt.

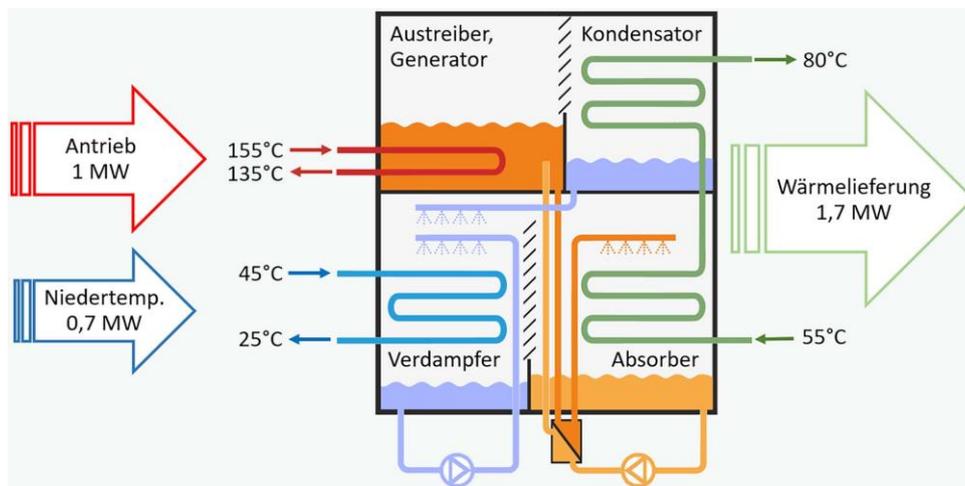


Abbildung 13: Absorptionswärmepumpe (STEPSAHEAD, 2022)

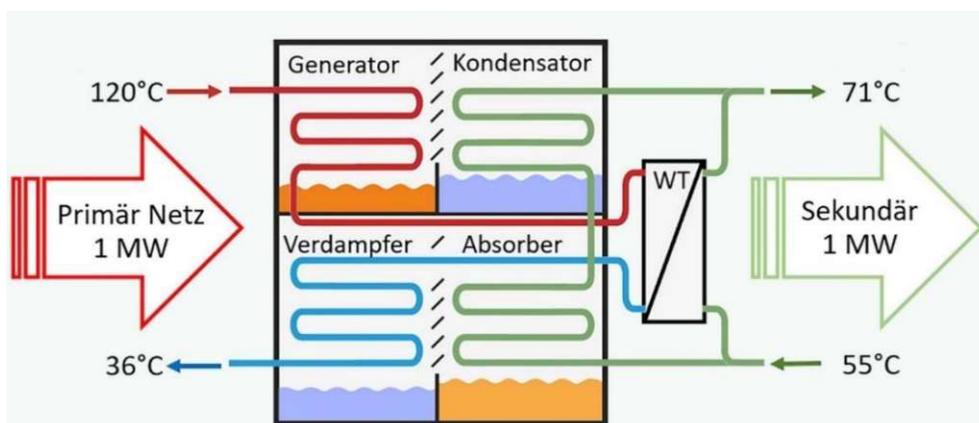


Abbildung 14: Absorptionswärmetauscher (STEPSAHEAD, 2022)

### 2.3.1 Rücklauftemperaturreduktion mittels Absorptionswärmetauschern

Die Menge an Wärme, die durch einen Stoffstrom transportiert wird, ist definiert als Produkt aus Massenstrom, Wärmekapazität und Temperaturhub (Fu et al., 2010):

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_p * (T_{vor} - T_{rück}) \quad (20)$$

Anhand von Formel (29) lässt sich leicht erkennen, dass bei gleichbleibendem Massenstrom die Lieferkapazität dadurch erhöht werden kann, indem entweder die Wärmekapazität oder die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf erhöht wird. Die Erhöhung der Wärmekapazität könnte beispielsweise durch den Einsatz von Phasenwechselmaterialien realisiert werden, diese Technologie ist allerdings noch nicht ausgereift, weshalb die Vergrößerung des Temperaturhubes eine wesentlich praktikablere Lösung darstellt (Fu et al., 2010). Eine vielversprechende Technologie zur Reduktion der Rücklauftemperatur stellt die in dieser Arbeit behandelte Technologie des Absorptionswärmetauschers dar, welcher in Folge beschrieben wird.

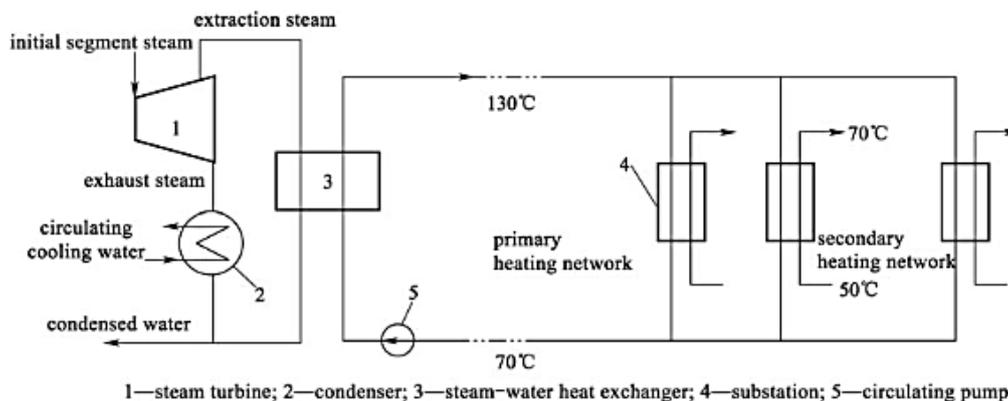


Abbildung 15: Fernwärmeherkraftwerk ohne AWP (Fu et al., 2010)

Abbildung 15 stellt eine klassische Ausführung eines KWK-Kraftwerkes zur Erzeugung von Wärme und elektrischer Energie dar. Hierbei wird der Entnahmedampf zur Erwärmung des Kreislaufwassers des primären Netzes verwendet, welches dann zur Erwärmung des sekundären Netzes dient, das die Wärme schließlich an die Verbraucher liefert. Damit Wärmefehlanpassungen vermieden werden, arbeitet das sekundäre Netz mit einem geringeren Temperaturgefälle. Die Rücklauftemperatur des primären Netzes muss, aus Gründen der Wärmeübergabe, höher sein als die Temperatur des sekundären Netzes. Begrenzt durch die Temperaturbeständigkeit des PU-Wärmedämmstoffs, welcher die Rohre im Erdreich umgibt, liegt die Höchsttemperatur des Vorlaufwassers des primären Wärmenetzes bei circa 130°C. Dies führt dazu, dass die Auslegung des Primärnetzes sich normalerweise rund um 130°C/70°C bewegt. Die Wärme wird dann durch einen Wärmetauscher

(Übergabestation) auf den sekundären Kreislauf übertragen. Die Auslegungstemperatur des sekundären Kreislaufes wird meist bei 80°C/60°C (größere Fernwärmenetze) oder 70°C/50°C gehalten. Es besteht somit ein großer Temperaturunterschied zwischen den Netzen, was bei der Wärmeübergabe in der Übergabestation zu einem hohen Exergieverlust (irreversibler Wärmeaustausch) führt. Genau an dieser Stelle setzt der Absorptionswärmetauscher an, welcher durch die Technologie der AWP kombiniert mit einem zusätzlichen Wärmetauscher in der Lage ist, die Rücklauftemperatur auf der Primärseite stark zu reduzieren, in Größenordnungen um 20°C. Somit ist die Primär-Rücklauftemperatur sogar unterhalb der Rücklauftemperatur auf der Sekundärseite. Dies wäre durch einen klassischen Wärmetauscher technisch nicht möglich (Fu et al., 2010).

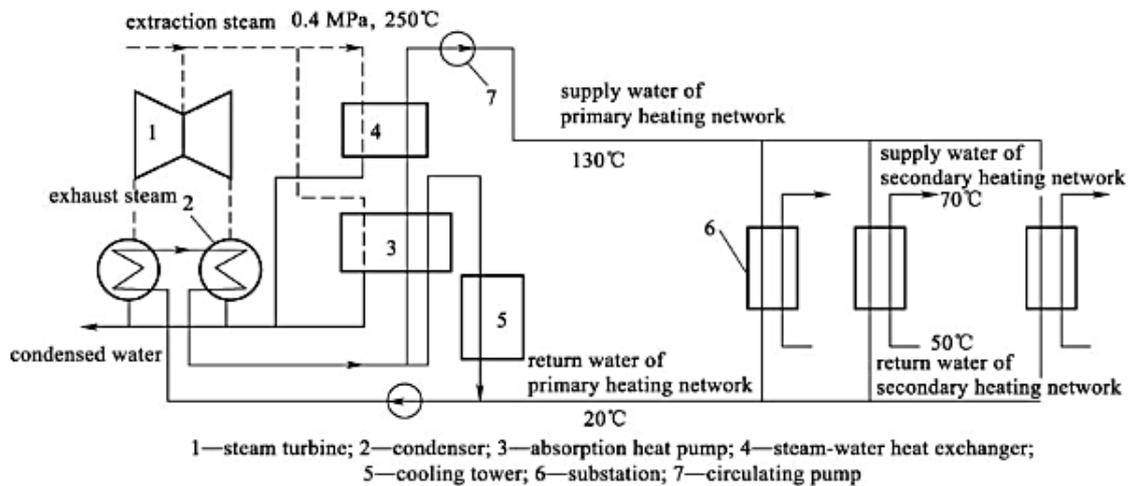


Abbildung 16: Fernwärmekraftwerk mit AWT (Fu et al., 2010)

In Abbildung 16 sehen wir die adaptierte KWK-Anlage, welche einen AWT in der Übergabestation („substation“) nutzt und daher die Rücklauftemperatur des Primärwassers auf 20°C senken kann. Durch diesen Grad an Abkühlung ergeben sich mehrere Vorteile. Zum einen ist der Temperaturhub nun wesentlich größer, weshalb bei gleichem Massenstrom eine höhere Wärmemenge, übertragen werden kann (Lieferkapazität von Bestandsanlagen erhöht) oder bei gleicher Wärmemenge, der Massenstrom reduziert werden kann (geringerer Rohrdurchmesser bei neuen Kraftwerken). Wenn beispielsweise die Rücklauftemperatur von 70°C auf 20°C reduziert wird, erhöht sich der Temperaturhub von 60°C auf 110°C, wodurch die Lieferkapazität eines Fernwärmenetzes nahezu verdoppelt werden kann. Des Weiteren können die Investitionskosten bei neu errichteten Wärmenetzen reduziert werden, da bei Temperaturen um 20°C keine Dämmung der Rücklaufrohre notwendig ist. Zudem ermöglicht das kühlere Rücklaufwasser die Rückgewinnung der Niedertemperatur-Abwärme aus dem Kondensator, wodurch die Gesamtenergieeffizienz der Anlage verbessert werden kann. Daher schlägt (Fu et al., 2010) ein neues Fernwärmesystem mit einem KWK-System auf der Grundlage des Absorptionswärmeaustauschs vor, welches zusammengefasst aus den folgenden Schritten besteht und in Abbildung 16 dargestellt ist:

1. Wärmeaustausch zwischen dem primären und dem sekundären Wärmenetz durch einen Absorptionswärmetauscher (6)
2. Rückgewinnung der Abwärme des Kondensators (2) durch das kühle Rücklaufwasser des primären Wärmenetzes
3. Antrieb der Absorptionswärmepumpe (3) durch Turbinenentnahmedampf, dieser erwärmt das Umlaufwassers des Primär-Wärmenetzes
4. Um jegliche Temperaturanforderungen zu erfüllen: Erwärmung des Umlaufwassers durch Spitzenlastwärmetauscher (4) oder -kessel (Entnahmedampf)

Durch diese allmählich ansteigende Temperatur des Rücklaufwassers können einige irreversible Wärmeübertragungsverluste vermieden werden und die Heizleistung in dem von Fu et al. (2010) beschriebenen Fall um 50% gesteigert werden - hauptsächlich durch die Abwärmenutzung der Wärmepumpe. Dies führt dazu, dass eine Steigerung des exergetischen Wirkungsgrades von 44% auf 66% möglich ist.

Laut (Fu et al., 2010) sind die finanziellen Mehrkosten innerhalb 1,2 Jahren amortisiert und die wirtschaftliche Sinnhaftigkeit dadurch sehr hoch. Wie in Abbildung 17 erkenntlich, lieferte die Demonstrationsanlage über einen längeren Zeitraum und bei variablen Input-Temperaturen einen nahezu konstant tiefen Rücklaufstrom auf der Primärseite.

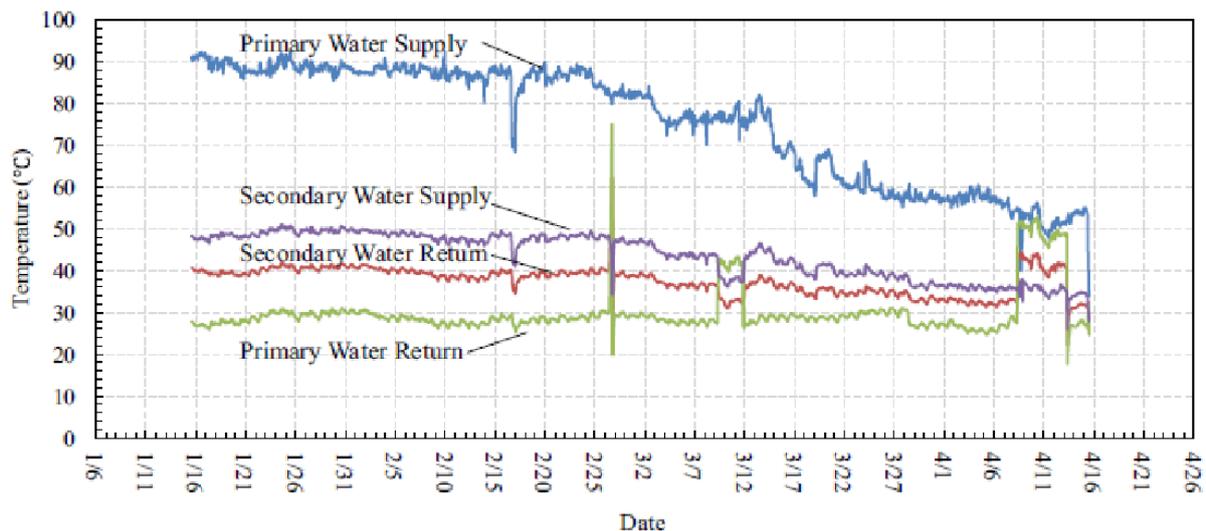


Abbildung 17: Temperatur-Messdaten eines AWT über mehrere Monate

Diese Art von System wurde erfolgreich in realen Anwendungen in den Städten Chifeng, Datong und Taiyuan eingesetzt, was zu erheblichen Energieeinsparungen führte (Li et al., 2011).

## 2.4 T vs. Q Diagramm eines Absorptionswärmetauschers

Auf den ersten Blick scheint eine Unterkühlung des primären Rückflusses unter die sekundäre Rückflusstemperatur einen Widerspruch zu bergen, da dies eine Überschneidung der Graphen im T vs. Q Diagramm zur Folge haben würde, was gegen die Grundsätze der Thermodynamik sprechen würde. Durch geschickte Anordnung und Verschaltung der jeweiligen Komponenten, sprich stufenweise Abkühlung und Zuhilfenahme der Reaktionsenthalpie der Ab- und Desorption kann der scheinbare Widerspruch umgangen und ein stabiler Betrieb innerhalb der Anlage garantiert werden. In Abbildung 18 zeigt Zotter (2022), wie die jeweiligen Temperaturniveaus in einem T vs. Q Diagramm eingezeichnet werden, ohne eine Überschneidung des abkühlenden und aufwärmenden Mediums zu erzeugen.

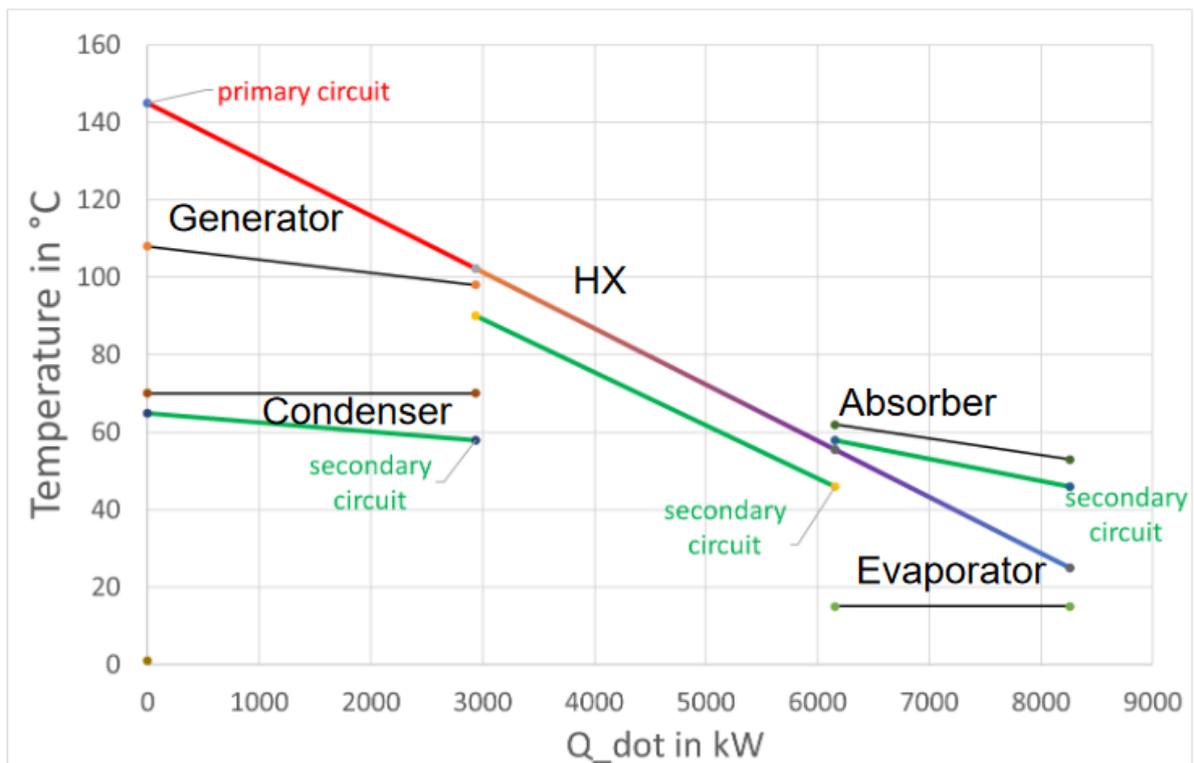


Abbildung 18: T vs. Q Diagramm eines Absorptionswärmetauschers (Zotter, 2022)

## 2.5 Wärmetransfer

Für die Übertragung von Wärmeströmen zwischen zwei Stoffströmen kommen in der Verfahrenstechnik Wärmeübertrager (ungenau auch Wärmetauscher genannt) in unterschiedlicher Ausführung zum Einsatz. Das Ziel soll es sein, einen möglichst effizienten, platzsparenden und kostengünstigen Wärmetauscher zu realisieren, der dabei möglichst störunanfällig ist. Für die Versuchsanlage, die in dieser Masterarbeit erforscht wird, wurden als Wärmeübertragungseinheiten Plattenwärmetauscher ausgewählt und verbaut. Weshalb in diesem Kapitel auf die Eigenschaften und Auslegung von Wärmetauschern, vorrangig dem Plattenwärmetauscher, eingegangen wird.

### 2.5.1 Allgemein (Bauformen und Berechnungen)

Eine der wichtigsten Unterscheidungen von Wärmeübertragern ist, neben der Differenzierung zwischen Rekuperatoren und Regeneratoren, die Unterscheidung nach der Strömungsführung. Je nach Ausführung ergeben sich verschiedene örtliche Wärmedurchgangskoeffizienten und Temperaturverläufe (Stieglitz & Heinzel, 2012):

- *Gegenstrom-Wärmeübertrager:*  
Bei dieser Strömungsführung fließen wärmeabgebendes und wärmeaufnehmendes Fluid entgegengesetzt aneinander vorbei, sie haben also die umgekehrte Hauptströmungsrichtung. Im theoretischen Idealfall kann das wärmeaufnehmende Fluid auf die Eingangstemperatur des zu Beginn heißeren Fluids erwärmt werden.
- *Gleichstrom-Wärmeübertrager:*  
Hierbei fließen das wärmeabgebende und das wärmeaufnehmende Fluid nebeneinander in dieselbe Hauptströmungsrichtung. Im Vergleich zum Gegenstrom-Modell ist die Temperaturdifferenz am Eintritt sehr hoch und verringert sich im Laufe des Durchfließens allmählich. Das wärmeabgebende Fluid ist in dieser Bauweise immer wärmer als das Wärmeaufnehmende.
- *Kreuzstrom-Wärmeübertrager:*  
Hierbei strömen die beiden Fluide quer zueinander. Dabei kann es zu einer Temperaturverteilung quer zur jeweiligen Hauptströmungsrichtung kommen, wenn die Temperatur des anderen Stoffes nicht konstant sein sollte.

Der Wärmetransport erfolgt im Allgemeinen durch einen Transfer von Energie aus dem heißeren Fluid (Medium 1) an die Trennwand und von dort an das wärmeaufnehmende Fluid (Medium 2). Die jeweiligen Fluide treten mit  $\vartheta_1'$  bzw.  $\vartheta_2'$  ein und mit  $\vartheta_1''$  bzw.  $\vartheta_2''$  wieder aus. Stieglitz & Heinzel (2012) zeigen, dass die Menge an ausgetauschter Wärme mit einem als konstant angenommenen Wärmeübergangskoeffizienten  $k$  und der Austauschfläche  $A$  beschrieben werden kann:

$$\dot{Q} = k A \Delta T_m \quad (21)$$

Dabei entspricht die Annahme eines konstanten Wärmeübergangskoeffizienten meist in guter Näherung der Realität. Eine unzureichende Näherung würde sich bspw. bei einer gänzlichen Phasenumwandlung eines Mediums ergeben.

$$\Delta T_m = \frac{(\vartheta_1'' - \vartheta_2'') - (\vartheta_1' - \vartheta_2')}{\ln\left(\frac{\vartheta_1'' - \vartheta_2''}{\vartheta_1' - \vartheta_2'}\right)} \quad (22)$$

$$\Delta T_m = \frac{(\vartheta_1'' - \vartheta_2') - (\vartheta_1' - \vartheta_2'')}{\ln\left(\frac{\vartheta_1'' - \vartheta_2'}{\vartheta_1' - \vartheta_2''}\right)} \quad (23)$$

Zur einfacheren Handhabung wird in der Literatur auch die folgende Schreibweise verwendet (Stieglitz & Heinzel, 2012):

$$\Delta T_m = \frac{\Delta\vartheta_{aus} - \Delta\vartheta_{ein}}{\ln\left(\frac{\Delta\vartheta_{aus}}{\Delta\vartheta_{ein}}\right)} \quad (24)$$

Hierin steht  $\Delta\vartheta_{ein}$  für die Temperaturdifferenz der Eintrittszustände und  $\Delta\vartheta_{aus}$  für jene am Austritt.

## 2.5.2 NTU-Konzept

Zur Berechnung und Dimensionierung von Wärmetauschern mit beliebiger Stoffströmung wird häufig die P-NTU-Methode mit der dimensionslosen Kennzahl NTU angewendet. Hierbei ist bemerkenswert, dass unter Kenntnis der Eintrittstemperaturen und der NTU-Kennzahl die Austrittstemperaturen bestimmt werden können.

Die Herleitung dieser Zahl kann über die Betrachtung der übertragenen Wärme aus Sicht der Fluide, sowie aus Sicht der Wand in einem idealen und adiabaten Wärmeübertrager errechnet werden (Böckh & Wetzel, 2017):

$$\dot{Q} = k A \Delta T_m \quad (25)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (26)$$

Diese können nun laut dem Energieerhaltungsgesetz und einem adiabaten Wärmeübertrager gleichgesetzt werden:

$$\dot{m} c_p \Delta T = k A \Delta T_m \quad (27)$$

Nun kann auf die Temperaturdifferenzen umgestellt werden und wir erhalten die erste Definition der NTU-Zahl. Der linke Teil dieser Gleichung wird auch als dimensionslose mittlere Temperaturdifferenz bezeichnet.

$$\frac{\Delta T}{\Delta T_m} = \frac{k A}{\dot{m} c_p} = NTU \quad (28)$$

Die obige Gleichung (34) kann sowohl für Fluid 1, als auch für Fluid 2 angeschrieben werden. Gemeinsam mit der Definition der NTU-Zahl wird meist auch die Definition der dimensionslosen Temperaturänderung oder Betriebscharakteristik P verwendet. Diese stellt einen Wirkungsgrad dar, da sie die Temperaturänderung des jeweiligen Wärmestromes auf die größte Temperaturdifferenz im System in Relation setzt (Böckh & Wetzel, 2017; Stieglitz & Heinzl, 2012):

$$P_1 = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_{max}} = \frac{\vartheta_{1,ein} - \vartheta_{2,ein}}{\vartheta_{1,ein} - \vartheta_{2,aus}} \quad (29)$$

$$P_2 = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_{max}} \quad (30)$$

### 2.5.3 Plattenwärmetauscher

Ein Plattenwärmetauscher ist ein Wärmeübertrager bei dem viele aneinandergereihte, profilierte Platten mit Durchflussöffnungen ein Paket aus Fließspalten bilden. Durch diese Fließspalten können die beteiligten Medien wechselseitig durchströmen und so Wärme austauschen, ohne in stofflichen Kontakt zu kommen (Demski, 2005).

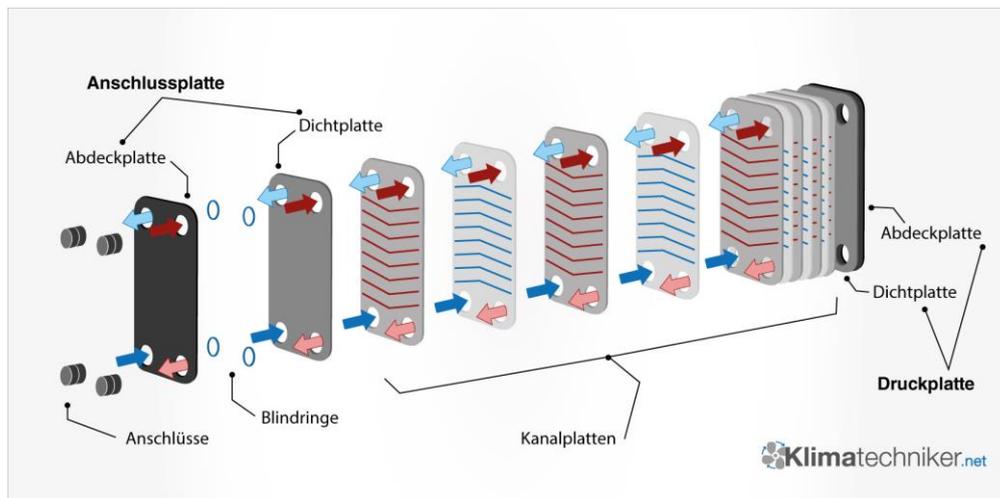


Abbildung 19: Bestandteile eines Plattenwärmetauschers (Lohneis, 2021)

### 2.5.4 Vorteile von Plattenwärmetauschern

Der Plattenwärmetauscher besitzt, wie in Folge gezeigt wird, diverse günstige Eigenschaften, die sich aus seiner Bauform und der Geometrie der Fließspalten ergeben: Im Vergleich zu Rohrbündelwärmetauschern sind Plattenwärmetauscher wesentlich kompakter. Gewicht und Einbauraum sind bei gleicher Wärmeleistung bis zu 80% geringer. Dafür sorgt die hohe Wärmestromdichte, die sich aus der Kombination von hochturbulenten Strömungen und engen Strömungskanälen ergibt und dadurch eine hohe Wärmeübergangszahl ermöglicht. Je nach Struktur der Platten können bis zu  $100 \text{ kW/m}^2$  erreicht werden. Durch die besagte bauartbedingte Verwirbelung der wärmeübertragenden Fluide werden auch bei Reynoldszahlen unter 500 noch turbulente Strömungen in den Fließspalten erzeugt. Dies führt zu einem weiteren wichtigen Vorteil, nämlich der geringen Verschmutzungsneigung von Plattenwärmetauschern. Zum einen hält die Turbulenz der Strömungen potenziell mitgeführte Schmutzteilchen viel länger in Schwebelage, als es beispielweise bei Rohrbündelwärmetauschern der Fall ist. Zum anderen reduzieren hohe Scherkräfte an den Wänden die Anlagerung von Foulingschichten und verstärken so den Selbstreinigungseffekt des Wärmetauschers. Dadurch lassen sich auch Wärmetauscher für verschmutzte Medien kompakt designen. Trotz dieser Eigenschaften in puncto Fouling, ist eine gute Wartbarkeit eines Wärmetauschers unabdingbar, wobei hier das modulare Aufbaukonzept eines Plattenwärmetauschers

ebenso eine Stärke ist. Im Normalfall besteht dieser nämlich aus standardisierten Einzelteilen, welche größtenteils durch Schraubverbindungen fixiert werden. Dadurch lässt sich der Wärmetauscher öffnen und reinigen. Ebenso sind Wechsel von Bauteilen oder Leistungsumrüstungen relativ einfach zu realisieren. Dies führt zu einem kostengünstigen und langlebigen Betrieb. Eine nicht triviale Eigenschaft liegt im Gefährdungspotenzial eines Apparates, welches sich primär aus der Gefahrenklasse des Mediums und der Menge des gefährlichen Stoffes zusammensetzt. Aus der geringen Plattenspaltenhöhe zwischen 4 und 10mm resultiert eine geringe Füllmenge und somit ein geringeres Gefährdungspotenzial (Demski, 2005)

Zusammengefasst lassen sich folgende Vorteile gegenüber anderen Wärmeübertragern ausmachen:

- Geringer Platzbedarf
- Hohe Wärmeübertragungsleistung
- Geringe Neigung zu Verschmutzung
- Niedere Füllmenge
- Einfache Wartung

#### 2.5.5 Gelöteter Plattenwärmetauscher (BPHE)

Aus Gründen der Effizienz und Kompaktheit wurde die Technologie des gelöteten Plattenwärmetauschers in der Vergangenheit sehr erfolgreich entwickelt. Das wirtschaftliche Herstellungsverfahren trug mitunter dazu bei, dem BPHE zum Durchbruch zu verhelfen. Von wenigen kW bis zum zweistelligen MW-Bereich bieten sich gelötete Plattenwärmetauscher zur Nutzung an, wobei sich die max. Plattenfläche rund um 70 m<sup>2</sup> bewegt. Durch weite Leistungsbereiche von Temperatur- und Druckparameter (-195°C bis 225°C , Vakuum bis 40 bar) werden BPHE für die Wärmeübertragung zwischen flüssigen Medien, als Verdampfer, Verflüssiger, Gaskühler sowie zur Druckluftkühlung oder -trocknung eingesetzt (Demski, 2005).

#### 2.5.6 Vor- und Nachteile des BPHE

Wie der Name schon sagt, unterscheidet diesen Plattenwärmetauscher, dass die einzelnen Edelstahlplatten weder geschweißt noch geschraubt sind, sondern im Fertigungsprozess in einem Vakuumofen hart verlötet werden. Dadurch lassen sich sehr dünne Platten einsetzen (0,4mm), wodurch das Gewicht im Vergleich zu Rohrbündelwärmetauscher um 10-30% reduziert wird. Ebenso verhilft der hohe Wärmeübertragungswert dazu, dass auf kleinem Raum hohe Wärmeübertragungsflächen untergebracht werden können. Ein weiterer Vorteil, der sich aus dem Löten ergibt, ist das Wegfallen von etwaigen Dichtungen und die gute Automatisierbarkeit des Verfahrens, wodurch die Investitionskosten in Summe niedrig ausfallen, wie bereits weiter oben

erwähnt.

Ein Teillast-Betrieb ist durch die hohe Turbulenz und das rasche Erreichen der kritischen Reynoldszahl zwischen den Platten meist gut möglich. Obwohl deutlich reduziert, lässt sich eine Ablagerung von Verschmutzungen (Fouling) nie komplett vermeiden und ein Öffnen des Wärmetauschers ist leider nicht möglich. Weshalb meist ein Cleaning-in-Place durchgeführt wird. Dies meint ein Reinigen des Aggregates ohne eine Demontage (meist Spülen durch verschiedene Reinigungsmittel). Die Lebensdauer dieser Wärmeübertrager wird mit 10 bis 15 Jahren beziffert (Demski, 2005).

### 2.5.7 Fertigung

Wie in Abbildung 19 erkenntlich, setzt sich der BPHE aus einer Reihe gleichgeformter, fischgrätenartig geprägter Edelstahlplatten zusammen, die so angeordnet sind, dass jeweils die Winkel der Prägung der angrenzenden Platten entgegengesetzt verlaufen ( $180^\circ$  verdreht). Dadurch entstehen Kontaktpunkte auf den Wellenrücken, die dann verlötet werden und so die Stabilität des Systems weiter steigern. Die Tiefe der Prägungen und deren Winkel bestimmen die thermischen und hydraulischen Eigenschaften des Wärmeübertragers. An den Außenkanten sind die Ränder der Platten nach unten gebogen und schließen mit den darunter und darüberliegenden Platten durch Verlöten dicht ab. Für diesen Prozessschritt wird nun jeweils zwischen zwei zu verlötende Platten eine dünne Kupferfolie (fungiert als Lot) gelegt, die anschließend bei  $1083^\circ\text{C}$  im Vakuumofen schmilzt und sich gleichmäßig auf der inneren Oberfläche verteilt, sowie die Berührungsstellen hart verlötet. Das meiste Lot sammelt sich aufgrund der Kapillarwirkung an den Berührungspunkten der Wellenrücken, der Rest verteilt sich in Form einer  $3\ \mu\text{m}$  dünnen Kupferlotschicht gleichmäßig auf der Innenseite des BPHE. Das Verlöten sorgt - wie oben erwähnt - sowohl für zusätzliche Steifigkeit innerhalb des Systems als auch für Dichtheit zwischen den Medien, sowie nach außen und zu den Stützen. Am oberen und unteren Ende befinden sich dickere Endplatten, die das Paket nach außen abschließen (Demski, 2005).

### 3 Aufbau des Prüfstandes und eingesetzte Messtechnik

Die vorliegende Diplomarbeit untersucht das Verhalten eines Absorptionswärmetauschers für den Einsatz in einer Gebietsumformerstation in Fernwärmenetzen. Wie bereits erwähnt, besteht ein AWT aus einer AWP und einem zusätzlichen externen Wärmetauscher. Als AWP dient in unserem Fall eine Absorptionskälteanlage vom Typ WEGRACAL® SE 15 der Firma EAW Energieanlagenbau GmbH Westenfeld, als externer Wärmetauscher ein Plattenwärmetauscher der Firma SWEP. Diese Komponenten, sowie die eingesetzte Messtechnik sollen in Folge näher beschrieben werden.

#### 3.1 Die Absorptionskälteanlage WEGRACAL® SE 15

Das Modell WEGRACAL® SE 15 ist werkseitig als Kälteanlage zur Erzeugung von kostengünstigem Kaltwasser aus Abwärme zwischen 75 und 95 °C konzipiert und in der Zweikesselbauweise konstruiert. Als Anwendungsgebiete kommen in der Regel beispielsweise Bürogebäude oder Industriebetriebe in Frage, denn das produzierte Kaltwasser von minimal 6 °C kann zur Klima- oder Prozesskühlung eingesetzt werden. Die Nummer 15 in der Bezeichnung steht für eine Kälteleistung von 15 kW bei einer Heizleistung von 21 kW, da der EER im Kälteanlagen-Betrieb laut Hersteller mit 0,71 angegeben wird. Die Absorptionskälteanlage arbeitet mit dem Arbeitsstoffpaar Lithiumbromid und Wasser, wobei Wasser als Kältemittel fungiert. Auf alle wichtigen Bestandteile sowie die genaue Funktionsweise einer AWP wurde bereits im Kapitel 2.2 eingegangen. Die Anlage wurde vom Hersteller EAW laut Angaben mit 40 Liter 54%ige LiBr-Lösung, sowie 20 Liter destilliertem Wasser befüllt. Die beiden zylindrischen



Abbildung 20: links: Absorptionswärmepumpe frontal mit Bedienungspanel; rechts: Rückseite des Generators/Kondensator-Behälters, sowie Blick auf die sechs hydraulischen Ein- und Ausgänge

Stahlbehälter beheimaten Generator (G), Kondensator (K), Verdampfer (V) sowie Absorber (A), siehe Abbildung 20.

Für die Lösungsmittelumwälzung sind zwei Inline-Pumpen verbaut, welche zum einen die reiche Lösung zum Generator und zum anderen die arme Lösung zum Absorber pumpen. Eine Vakuumpumpe sorgt periodisch einmal pro Woche dafür, dass die Vakuumatmosphäre der Anlage im Ruhezustand bei ungefähr 10 mbar gehalten wird.

Zu Forschungszwecken wurde diese Kältemaschine von der AEE Intec in den vergangenen Jahren als Wärmepumpe betrieben. Zum Zwecke dieser Diplomarbeit wurde die bestehende Anlage um einen zusätzlichen Wärmetauscher erweitert und mit weiteren Messgeräten ausgestattet. Ebenso wurde als Wärmeträger im Primärkreis Thermoöl des Typs „Marlotherm LH“ an Stelle von Wasser verwendet, da die untersuchten Temperaturen von bis zu 150°C ein zu hohes Sicherheitsrisiko im Falle von Wasser darstellen würden. Die genaue Position der Messgeräte kann dem Verfahrensfliessschema (Abbildung 26) entnommen werden. Eine technische Zeichnung der Absorptionswärmepumpe samt Maßen und Anschlüssen findet sich in Anhang 10.3. Das Betriebsgewicht beläuft sich auf ca. 630 kg.

### 3.2 Wärmetauscher SWEP B25THx2P und periphere Baugruppe

Alle weiteren Komponenten, neben der Absorptionswärmepumpe, werden als „peripheren Baugruppe“ zusammengefasst. Diese umfasst den externen Wärmetauscher (schwarze Hülle = Wärmeisolation), die Pumpe und den Ultraschallsensor für den Primärstrom, sowie das Heizelement

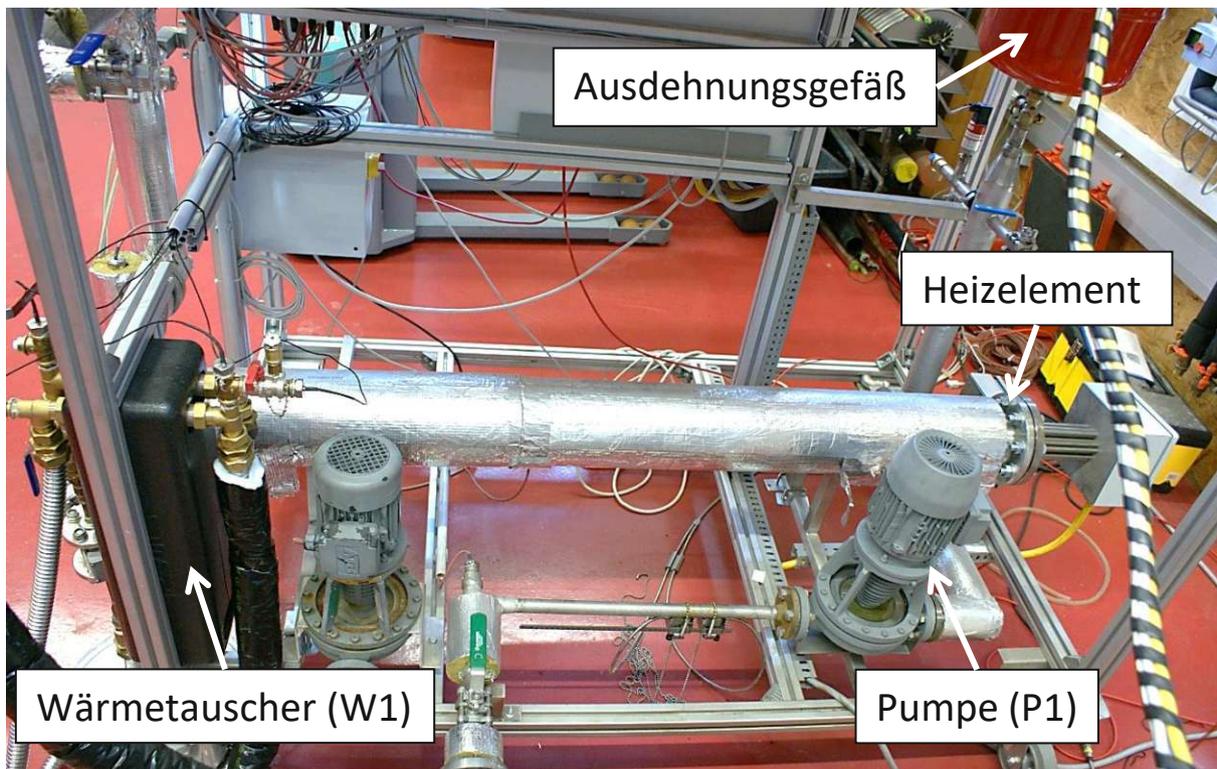


Abbildung 21: Seitenansicht "periphere Baugruppe"

FLHK DN80 mit einer Leistung von 22 kW, welches den Thermoölstrom im Primärkreis auf die gewünschte Temperatur erwärmt. Zudem befindet sich ein Großteil der Elektronik, der MID-Volumensensor, sowie das Ausdehnungsgefäß auf diesem Konstrukt, welches in Abbildung 21 und Abbildung 22 abgebildet ist.

Die „periphere Gruppe“ ist elektrisch und elektronisch, sowie mittels Edelstahlwellrohren, welche die Arbeitsmedien transportieren, mit der AWP verbunden.

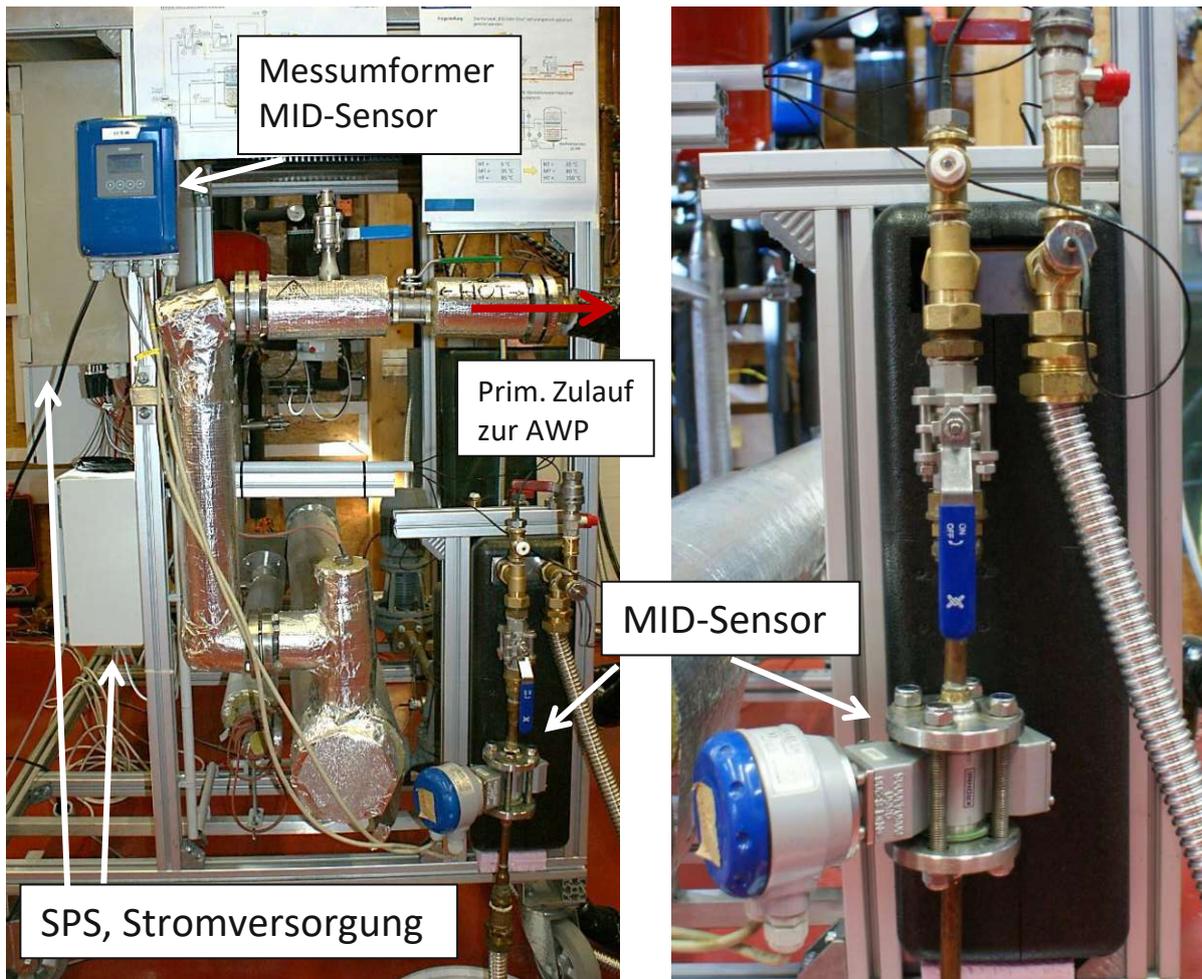


Abbildung 22: links: Frontalansicht „periphere Gruppe“; rechts: externer WT im eingebauten Zustand

Die, mittels SPS erfassten und aufgezeichneten Messdaten sind in einer Messstellenliste hinterlegt und mit einer jeweiligen Nummer versehen. Diese Nummern sind ebenso im Verfahrensfließbild (Abbildung 26) eingetragen und erleichtern die Zuordnung der erzeugten Messdaten. Die erwähnte Messstellenliste ist in vollständiger Ausführung im Kapitel 10 Anlagen zu finden.

### 3.3 Wärmerekuperation

Die Wärmerekuperation dient dazu einen Teil der Energie, welche vom primären auf den sekundären Kreislauf übertragen worden ist, wieder auf den primären Kreis zu transferieren, um Kosten und Stromverbrauch möglichst gering zu halten. Zudem ermöglicht es, die Anlage mit höheren Leistungen zu betreiben, da die maximale Heizleistung des Heizelementes durch die rekuperierte Leistung unterstützt werden kann. Zudem ist hervorzuheben, dass der Kühlaufwand der Rückkühlanlage reduziert werden kann.

Zum Zweck der Wärmerekuperation dient in unserem Fall der Wärmetauscher W3 (Abbildung 23, links), welcher durch den abgekühlten primären Rücklauf, sowie den erhitzten sekundären Rücklauf durchflossen wird. Die überschüssige Energie wird in der Erdsonden-Wärmesenke an das Erdreich abgegeben. Sollte auch dessen Kühlleistung nicht ausreichen, kann der Notkühlungs-Wärmetauscher W4 (Abbildung 23, rechts), welcher von Frischwasser durchströmt wird, das Sekundärnetz auf die erforderliche Temperatur abkühlen.

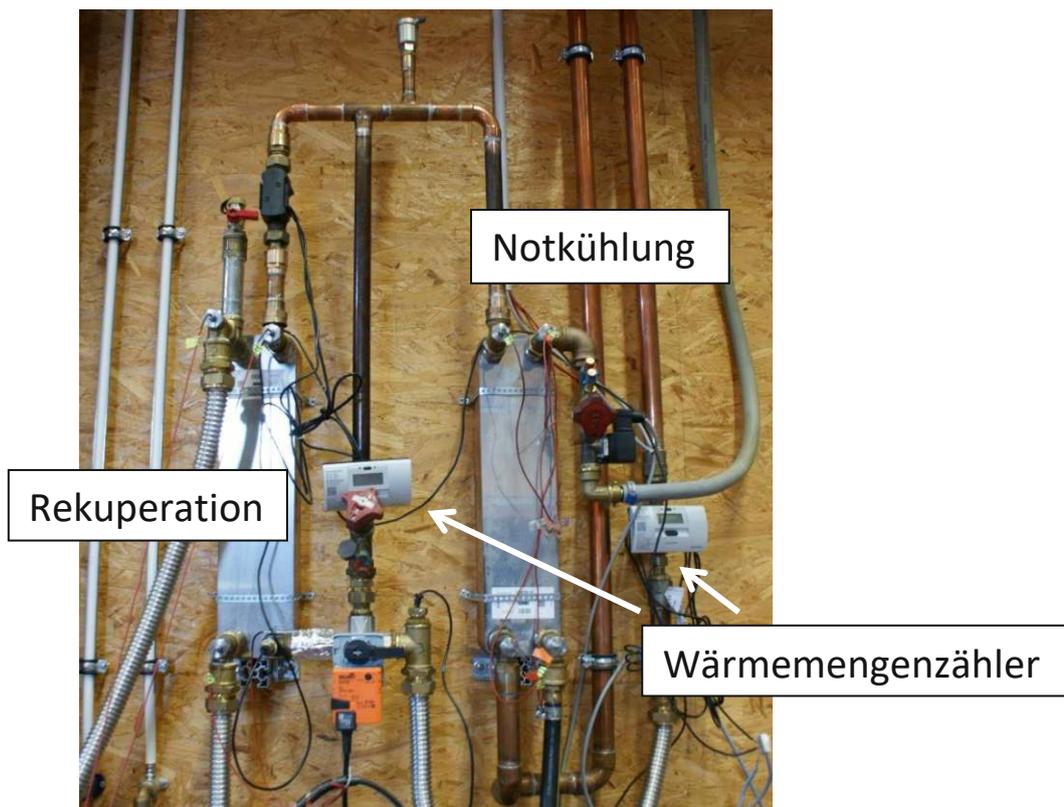


Abbildung 23: Wärmerekuperation und Notkühlung

### 3.4 Anlagenschema und Visualisierung des Prüfstandes

Der vorliegende Prüfstand wird über die in Abbildung 24 dargestellte Bedienungsfläche gesteuert.

Damit können Pumpen, Ventile und Heizelemente übersichtlich und rasch angepasst werden.

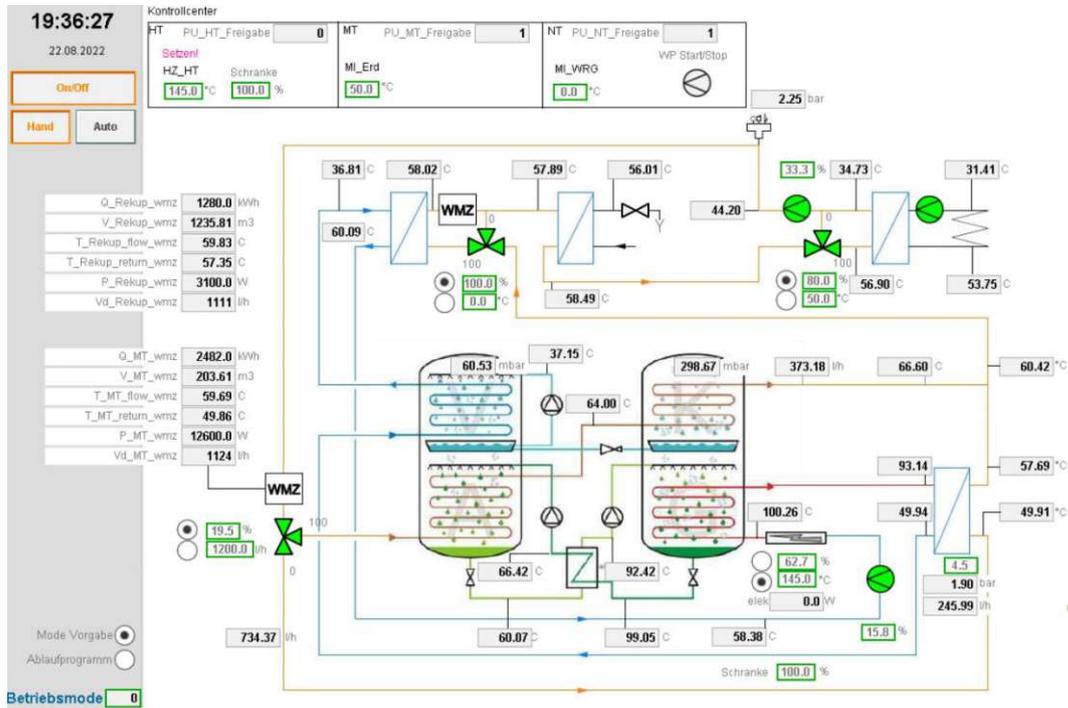


Abbildung 24: Bedienungsfläche zur Steuerung und Überwachung des Prüfstandes

Für eine bessere Übersicht des zeitlichen Verlaufs der Messpunkte kann ebenso die Funktion der Trenddaten-Visualisierung (Abbildung 25) verwendet werden.

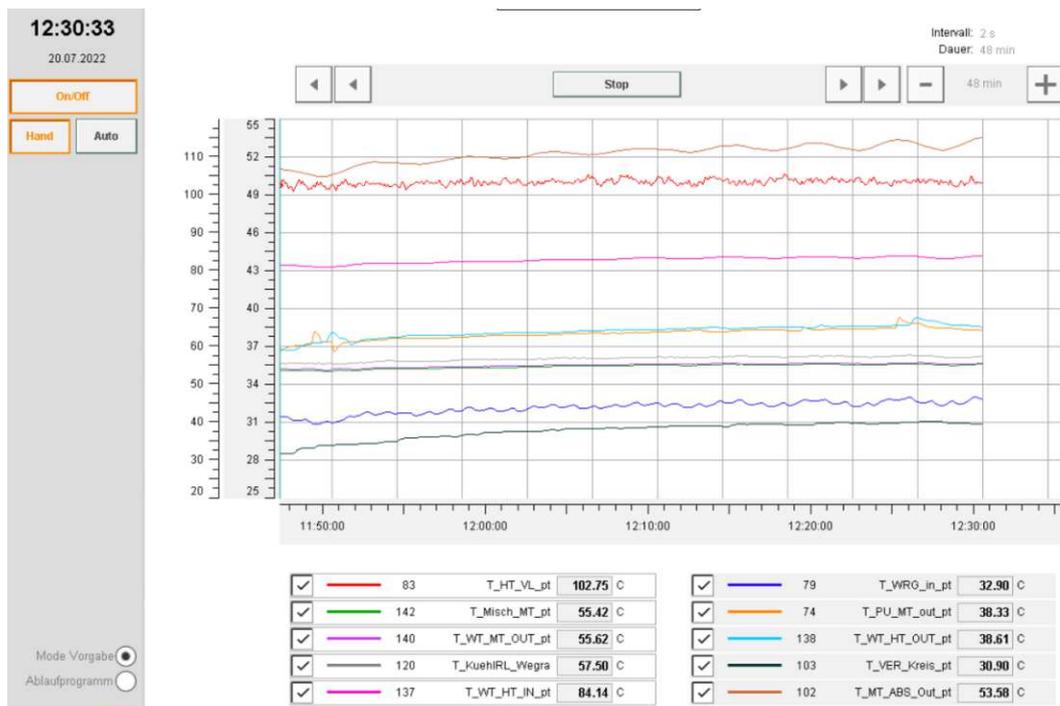


Abbildung 25: Visualisierung des Prüfstandes im Trend-Modus

Das sich auf der folgenden Seite befindende Anlagenschema in Abbildung 26 stellt alle Komponenten, Verbindungen und Messstellen dar, welche im Zuge der Versuchsdurchführung relevant sind oder sein können. Es wird allerdings kein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben, vor allem aus dem Grund, dass von Seiten des Kältemaschinen-Herstellers EAW GmbH keine vollständige Liste/Schema der Anlagenbestandteile verfügbar war.

Der gelb strichlierte Bereich beinhaltet den eigentlichen Absorptionswärmetauscher, bestehend aus AWP und WT. Gleich darunter (schwarz strichlierter Rahmen) findet sich die „periphere Gruppe“, welche vor allem die Heiz- und Pump-Elemente für den Primärstrom beinhalten. Der grün strichlierte Bereich stellt die oben beschriebene Wärmerecuperation, sowie die Sekundärstrompumpe und das Erdsonden-System dar. Die eingetragenen Messstellen tragen dieselben Kennzahlen, wie sie auch in der Steuerungssoftware hinterlegt sind und im Anhang zu finden sind.

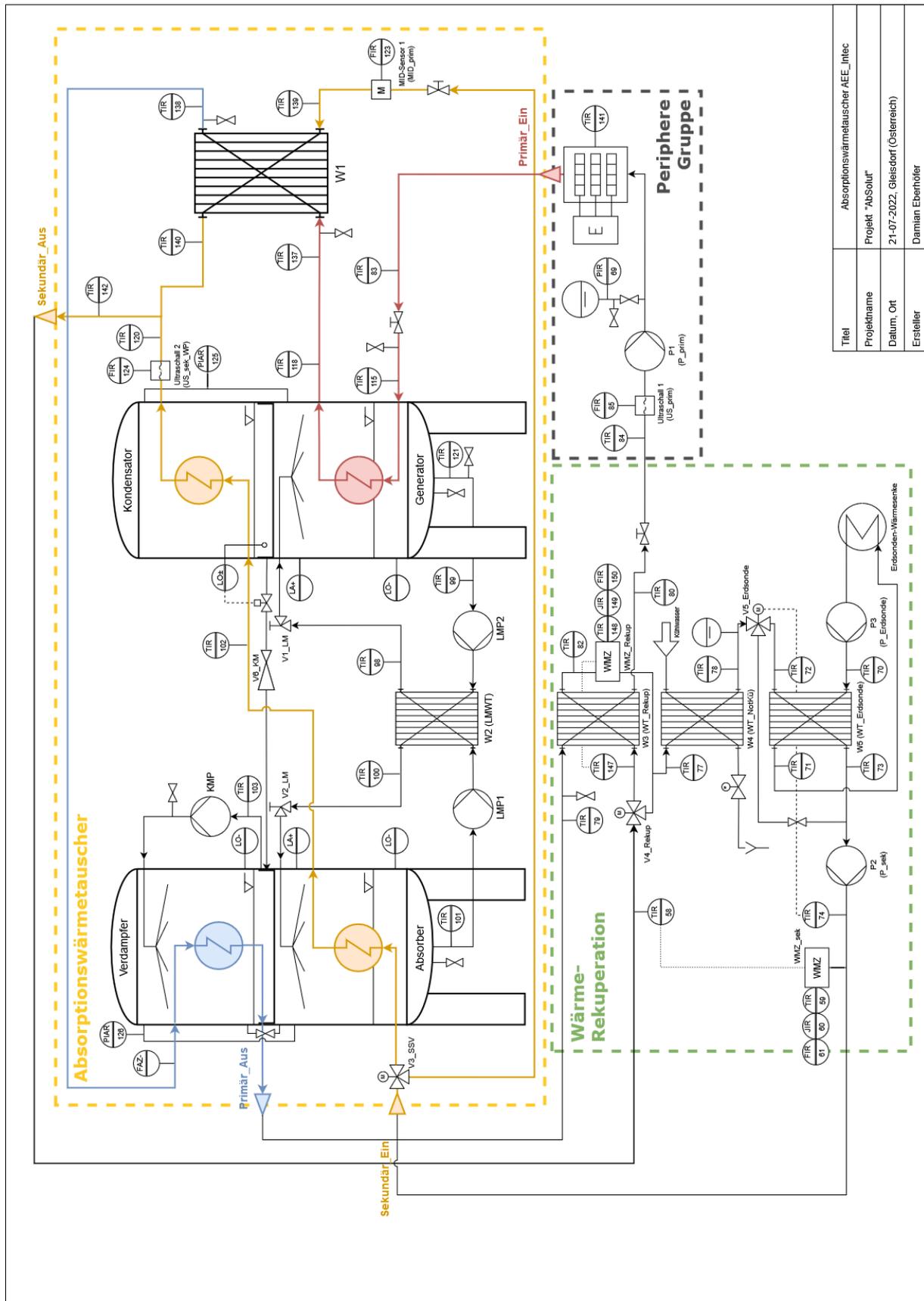


Abbildung 26: Verfahrensfließschema des untersuchten Absorptionswärmetauscher-Prüfstandes

Titel	Absorptionswärmetauscher AEE_Intec
Projektname	Projekt "AbSolut"
Datum, Ort	21-07-2022, Gleisdorf (Österreich)
Ersteller	Damian Ebenhöfer

### 3.5 Definition indirekter Messgrößen und Parameter

Neben zahlreichen direkten Messgrößen, kommen auch eine Reihe indirekter Messgrößen für die Auswertung zum Tragen, diese umfassen einschließlich, aber nicht ausschließlich, Wärmeströme  $\dot{Q}$ , und die Unterkühlungstemperaturdifferenz  $\Delta T_{UK}$ .

Um ein breiteres, aber dennoch flexibles und kompaktes Messdesign zu gestalten, wurden in dieser Diplomarbeit an ausgewählter Stelle dimensionslose Verhältnisse, anstatt der Angabe von absoluten Werten definiert, welche in Folge erläutert werden:

Das **Sekundärstromverhältnis SSV** (Formel (31)) setzt den Volumenstrom, welcher durch den externen Wärmetauscher fließt zum Volumenstrom durch die AWP in Verhältnis. Dieser Parameter wird über das 3-Wege-Ventil V3\_SSV gesteuert und in dieser Messreihe in den drei Verhältnissen 2:1 (SSV=2), 1:2 (SSV=0,5) und 1:5 (SSV=0,2) gehalten. Beispielsweise würde die Aufteilung des Sekundärstroms  $\dot{V}_{sek} = 1500 \text{ l/h}$  bei einem SSV= 2 die folgenden Werte annehmen:  $\dot{V}_{sek,WT} = 1000 \frac{\text{l}}{\text{h}}$  und  $\dot{V}_{sek,AWP} = 500 \frac{\text{l}}{\text{h}}$ .

$$SSV = \frac{\dot{V}_{sek,WT}}{\dot{V}_{sek,AWP}} \quad (31)$$

Weiters wurde das Verhältnis von primärem zu sekundärem Volumenstrom in einen dimensionslosen Parameter gegossen. Dies ergibt das **Gesamtstromverhältnis GSV** (Formel (32)), welches in dieser Messmatrix in den drei Verhältnissen GSV= 3, GSV=4,5 und GSV=6 ausgeführt wurde.

$$GSV = \frac{\dot{V}_{sek}}{\dot{V}_{prim}} \quad (32)$$

Wie bereits in Kapitel 2.3 beschrieben, ist ein Hauptaugenmerk dieser Arbeit, die Fähigkeit der Unterkühlung des primären Rücklaufs eines Absorptionswärmetauschers zu untersuchen. Im vorliegenden Fall wird diese Temperaturdifferenz zwischen den Temperaturmesspunkten 79 (Austritt des primären Rücklaufs aus dem AWT) und 139 (Eintritt des sekundären Rücklaufes in den AWT) gemessen. Der beschriebene Wert lässt sich somit als Formel (33) anschreiben und wird in Grad Kelvin angegeben.

$$\Delta T_{UK} = T_{139} - T_{79} \quad (33)$$

## 3.6 Energiebilanzierung und -verluste

Der Absorptionswärmetauscher hat genau wie ein klassischer Wärmetauscher – das Ziel, möglichst viel Energie von der Primären auf die sekundäre Seite zu übertragen. Hierzu kann eine Leistungsbilanz über die Ein- und Ausgänge der gesamten Anlage, sowie der einzelnen Komponenten, welche innerhalb Energie übertragen (Wärmetauscher WT1, sowie Lösungsmittel Wärmetauscher) angesetzt werden.

### 3.6.1 Bilanzierung des Lösungsmittelwärmetauschers

Der Lösungsmittelwärmetauscher dient der prozessinternen Wärmerückgewinnung zwischen Absorber und Generator. Das Lösungsmittel wird zum Zwecke der Löslichkeitsreduktion (Desorption) im Generator erwärmt und strömt anschließend zum Absorber. Dort ist allerdings eine höhere Löslichkeit, sprich eine geringere Temperatur vonnöten, weshalb das Lösungsmittel abgekühlt werden muss. Gelangt das kühlere Lösungsmittel anschließend wieder in den Generator, muss es aufwändig auf die Siedetemperatur erwärmt werden. Um dieses suboptimale Wärmemanagement zu verbessern, kann ein interner Wärmetauscher die in den Generator eintretende Flüssigkeit mit der Energie des Lösungsmittels, das den Generator verlässt, vorwärmen. Zusätzlich wird dabei das Medium, welches in den Absorber eintritt, gekühlt (Herold et al., 1996).

Zur Bilanzierung dieses Wärmeübertragers wird in dieser Arbeit wie folgt vorgegangen.

Zum einen muss der Kältemittelumlauf bestimmt werden, um mit dem Zirkulationsrate  $f$  auf die Massenströme der armen und reichen Lösung schließen zu können. Zum anderen werden die LiBr-Konzentrationen der armen und reichen Lösung und deren Wärmekapazitäten benötigt, um letztendlich die übertragene Wärme bestimmen zu können. Eine ausführliche Auflistung der einzelnen Formeln ist in Herold et al. (1996) zu finden.

### 3.6.2 Wärmeverluste zufolge von Konvektion

Zum Zweck der Abschätzung der Wärmeverluste wird in dieser Arbeit mithilfe von Infrarotfotographie die Oberflächentemperaturverteilung bestimmt. Somit kann mit bekannter Fläche und den Stoffdaten von trockener Luft bei Bezugstemperatur auf den konvektiven Wärmestrom geschlossen werden. Da es sich in diesem Fall um eine natürliche Konvektion handelt, kann die Berechnung mit Hilfe der dimensionslosen Kennzahlen Nußelt-, Prandtl- und Grashof bewerkstelligt werden. Der Verein Deutscher Ingenieure (2013) und Böckh & Wetzel (2017) listen diese Zusammenhänge wie folgt auf:

$$Nu_{Platte} = \left[ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (34)$$

wobei für die Rayleigh – Zahl gilt:

$$Ra = Gr Pr = \frac{g \beta L^3 (T_w - T_\infty)}{a v} \quad (35)$$

dabei ist die Variable  $\beta$  definiert als

$$\beta = \frac{1}{T_{Bez}} = \frac{1}{\frac{(T_w + T_\infty)}{2}} \quad (36)$$

und die Anströmlänge  $L$  die Höhe des Zylinders  $L = h$ .

$$Nu_{Zyl} = Nu_{Platte} + 0,435 \frac{h}{D} \quad (37)$$

$$Nu = \frac{\alpha H}{\lambda} \quad (38)$$

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta T \quad (39)$$

Für die Deckelfläche des Generator-Kondensators kommen die Formeln für die horizontale beheizte Platte in Frage. Dabei ist laut Verein Deutscher Ingenieure (2013) die charakteristische Länge für eine Kreisfläche gleich  $L=d/4$ .

$$Nu_{Deckel} = 0,54 Ra^{0,25} \quad (40)$$

$$Nu_{Boden} = 0,52 Ra^{0,2} \quad (41)$$

### 3.6.3 Wärmeverluste zufolge von Strahlung

Ebenso wie der konvektive Transport von Wärme müssen für eine Energiebilanz Strahlungsphänomene betrachtet werden. Wie in Verein Deutscher Ingenieure (2013) beschrieben wird, emittiert und absorbiert jeder Körper, welcher über eine Temperatur von  $> 0$  K verfügt, elektromagnetische Strahlung. Diese Strahlung wird als Wärmestrahlung bezeichnet und umfasst den Wellenlängenbereich von  $0,1 \mu\text{m}$  bis  $1000 \mu\text{m}$ . Im Gegensatz zur Konvektion ist diese Art des Wärmetransportes nicht an ein Trägermedium gebunden und für reale Körper vom sogenannten Emissionsfaktor abhängig. Dieser beschreibt das Verhältnis der spezifischen Ausstrahlung eines realen Körpers verglichen mit der eines schwarzen Körpers derselben Temperatur.

Vor allem die Oberflächenbeschaffenheit eines Körpers beeinflusst sein Verhalten in puncto Wärmestrahlung. Für eine korrekte Messung mittels Wärmebildkamera muss der Emissionsgrad des betrachteten Körpers bekannt sein. In unserem Fall wurde der Emissionsgrad durch einen speziellen Aufkleber, welcher auf die zu messende Fläche geklebt wird, bestimmt. Die Oberfläche des Aufklebers besitzt in guter Näherung den Emissionsgrad  $\varepsilon=0,95$ . Wird nun ein Foto der beschriebenen Stelle gemacht, welches keinen Unterschied zwischen der Infrarotstrahlung der Oberfläche des Aufklebers mit jener der umliegenden Fläche erahnen lässt, so kann hinreichend genau von einem Emissionsgrad von  $\varepsilon=0,95$  ausgegangen werden. Der beschriebene Aufkleber ist im Umfang der verwendeten Infrarotkamera FLIR i7 enthalten.

Berechnet werden kann die Wärmestrahlung eines realen Körpers über das Stefan-Boltzmann-Gesetz (Böckh & Wetzel, 2017).

$$\dot{Q}_{\text{Str}} = \varepsilon * \sigma * A * T^4 \quad (42)$$

Da, wie bereits erwähnt, jeder Körper der Strahlung emittiert diese auch absorbiert, muss ein Netto-Energiestrom berechnet werden, welcher die Tatsache berücksichtigt, dass ein Strahlungsaustausch mit der jeweiligen Umgebung stattfindet. Auf den vorliegenden Fall angewandt, bedeutet dies, dass der Absorberreaktor Wärmestrahlung des Generatorreaktors aufnimmt und umgekehrt. Ebenso müssen die Wände des Labors miteinbezogen werden. Zur Vereinfachung kann laut Verein Deutscher Ingenieure (2013) und Böckh & Wetzel (2017) angenommen werden, dass die Fläche des umgebenden Raumes  $A_2$  viel größer ist, als jene des betrachteten Körpers  $A_1$ . Für diesen Fall kann nämlich die nachfolgende Formel (43) angewandt werden:

$$\dot{Q}_{\text{Str}} = \varepsilon_1 * \sigma * A_1 * (T_1^4 - T_2^4) \quad (43)$$

Das Phänomen des Strahlungsaustausches erfordert in der Praxis oft eine komplexe Analyse, da je nach Geometrie, Anzahl und Orientierung der einzelnen Körper, sowie deren Emissionsgraden unterschiedliche Berechnungsschritte in Frage kommen. Zudem muss beachtet werden, dass nur ein gewisser Anteil der Flächen zweier Körper am gegenseitigen Strahlungsaustausch beteiligt ist. Ein wichtiger Parameter in dieser Hinsicht ist der sogenannte Sichtfaktor  $\phi_{12}$ , welcher den Anteil der emittierten Strahlung des Körpers 1, welche wirklich den Körper 2 trifft, in Verhältnis zur gesamten emittierten Strahlung setzt (Verein Deutscher Ingenieure, 2013). Im VDI-Wärmeatlas sind viele verschiedene Fälle beschrieben. Für den Fall von zwei parallelen Zylindern, ergibt sich in unserem Fall ein Sichtfaktor von 0,09. Damit kann mit Formel (44) die ausgetauschte Wärmestrahlung berechnet werden.

$$\dot{Q}_{12} = \frac{\sigma \varepsilon_1 \varepsilon_2 \phi_{12}}{1 - (1 - \varepsilon_1)(1 - \varepsilon_2)\phi_{12}\phi_{21}} (T_1^4 - T_2^4) \quad (44)$$

## 3.7 Messtechnik

Im Rahmen der Versuchsdurchführung wurden Messdaten von Temperatur-, Druck- und Volumenstromsensoren, ebenso wie von Wärmemengenzählern aufgenommen und ausgewertet. Zudem wurden zur Abschätzung des Wärmeverlustes mehrere Bilder mit einer Infrarotkamera (Wärmebildkamera) aufgenommen. Die jeweiligen Messsensor-Modelle werden in den folgenden Kapiteln aufgelistet und kurz beschrieben. Für eine detaillierte Prinzipienbeschreibung wird auf Reindl & Tränkler (2014) verwiesen.

### 3.7.1 Temperaturmessung mittels PT100

Die verbauten Temperatursensoren gehören zur Kategorie PT100 oder PT1000, wobei alle Modelle in 4-Leiter-Schaltung ausgeführt wurden, um den Einfluss des Widerstands der Leitungslänge zu minimieren. Soweit möglich wurden diese durch eine 2-Punkte-Kalibrierung kalibriert, bei den verbleibenden Sensoren wurde eine 1-Punkt-Kalibrierung durchgeführt.

Derartige Temperaturmessfühler stellen elektrische Widerstandsthermometer dar, welche den Effekt der Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstandes  $R$  ausnutzen. Allgemein kann dieser Zusammenhang mit der folgenden Formel beschrieben werden (Reindl & Tränkler, 2014):

$$R(T) = R(0) \cdot [1 + \alpha T + \beta T^2 + \dots] \quad (45)$$

$\alpha$  und  $\beta$  stellen in diesem Fall Materialkonstanten dar.

Sowohl für die verbauten PT100 als auch PT1000 Temperatursensoren gelten nach DIN EN 60751 folgende Grenzabweichung. In der untersuchten Anlage sind Sensoren der Klasse AA (ehemals 1/3 DIN) sowie der Klasse B verbaut (Gibietz, o. J.):

Klasse AA (46)

$$dT = \pm (0,1^\circ\text{C} + 0,0017 * T)$$

Klasse B (47)

$$dT = \pm (0,3^\circ\text{C} + 0,005 * T)$$

Sofern möglich wurden alle Sensoren nass, sprich direkt im Strömungsweg, verbaut. Alle verbleibenden Messelemente mussten trocken installiert werden oder sind in der AWP bereits ab Werk trocken installiert worden.

### 3.7.2 Druckmessung mittels Druckmessumformer

Die Druckmessung erfolgte mittels bereits installiertem Drucktransmitter des Typs Cerabar PMC21 (siehe Abbildung 27) vom Hersteller Endress+Hauser, welcher einen kapazitiven, ölfreien Keramiksensoren beinhaltet. Hierbei macht sich der Hersteller den Effekt zu Nutze, dass sich die Kapazität eines Kondensators mit dem Plattenabstand ändert. Infolge einer Druckänderung wölbt sich nämlich die Keramikmembran zur oder von der Messzelle weg, wodurch ein Messeffekt infolge der Kapazitätsmessung entsteht.

Obwohl die Betriebsdrücke der Wärmepumpe auf bis zu 20 mbar absinken können, sind die werkseitig verbauten Drucksensoren eigentlich für von 100 mbar bis 40 bar ausgelegt. Im Intervall von 1-40 bar wird die Genauigkeit mit  $\pm 0,3\%$  der Messspanne angegeben (Endress+Hauser, o. J.). Selbst bei einem Turndown von 1:5, also bis 200 mbar abs. kann vom selben Prozentsatz ausgegangen werden, darunter steigt der Fehler an. Bei einem Druck von 100 mbar muss laut Anfrage (siehe Anhang 10.6) von einem Messfehler von max.  $\pm 0,8\%$  des Messwertes ausgegangen werden.



Abbildung 27: Druckmesssensor Cerabar PMC21

### 3.7.3 Volumenstrommessung

Zur Bestimmung des Durchflusses von Thermoöl und Wasser wurde auf die Messmethoden von Ultraschall-, sowie magnetisch-induktiver Durchflussmessung zurückgegriffen. Die beiden Prinzipien weisen jeweils Vor- und Nachteile auf, welche kurz erwähnt werden sollen.

**Magnetisch-induktive Durchflussmessung:** Dieses Messprinzip beruht auf dem Faraday'schen Induktionsgesetz sowie auf dem Hall-Effekt. Letzterer beschreibt das Phänomen, wonach es in einem leitfähigen Fluid, welches durch ein Magnetfeld strömt, zur Ladungstrennung innerhalb des Fluids kommt. Diese Ladungstrennung kann mittels Elektroden als Spannung abgegriffen werden und ist der Fließgeschwindigkeit und somit dem Durchfluss proportional.

$$U = v \cdot k \cdot B \cdot D \quad (48)$$

- U = elektrische Spannung
- v = Durchflussgeschwindigkeit
- k = geometrischer Korrekturfaktor
- B = magnetische Feldstärke
- D = Innendurchmesser des Durchflussmessgeräts

Um eine zufriedenstellende Messgenauigkeit zu erzielen, sollte die Mindestleitfähigkeit im Falle einer Flüssigkeit bei  $>200 \mu\text{S}/\text{cm}$  liegen. Vorteile dieses Messverfahrens sind zum einen seine hohe Messgenauigkeit und zum anderen, dass kein Druckverlust durch den Messvorgang auftritt. Wichtig ist allerdings, dass vor und nach dem Messvolumen eine Beruhigungsstrecke vorgesehen wird, um bspw. Drall zu vermeiden (Reindl & Tränkler, 2014).

Das für diese Versuche verwendete Durchflussmessgerät besteht aus dem Messwertaufnehmer Krohne Optiflux 1000 in Kombination mit dem Messumformer IFC 100. In dieser Anordnung wird für die maximale Messabweichung ein Fehler von 0,4 % des Messwertes  $\pm 1 \text{ mm/s}$  angegeben.

**Ultraschall-Durchflussmessung mittels Laufzeitdifferenzmessung:** Die Durchflussmessgeräte FLUXUS F601 der Marke FLEXIM basieren auf einer Laufzeitdifferenzmessung eines akustischen, also mechanischen Signals, welches das Strömungsrohr mitsamt strömendem Fluid durchwandert. Die

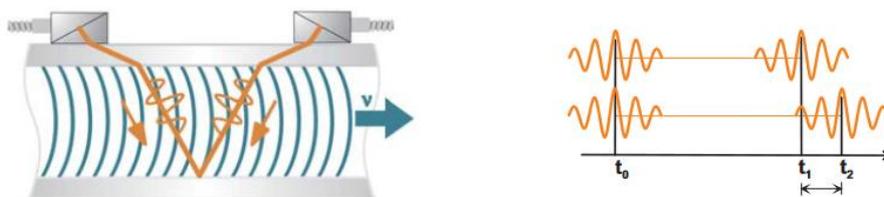


Abbildung 28: Prinzipskizze Laufzeitdifferenzmessung zur Ultraschalldurchflussmessung (FLEXIM GmbH, 2008)

Anordnung ist wie in Abbildung 28 realisiert: Einer der beiden Messköpfe sendet ein Ultraschallsignal aus, welches auf der Rohrwand reflektiert wird und vom zweiten Messkopf detektiert wird, wobei die Laufzeit gemessen wird. Diese Signale werden abwechselnd in beiden Richtungen ausgesendet und empfangen. Da das Medium, in dem sich die Signale ausbreiten, strömt, ist die Laufzeit der Ultraschallsignale in Strömungsrichtung kürzer als entgegen der Strömungsrichtung. Die Laufzeitdifferenz gibt Rückschluss auf die mittlere Strömungsgeschwindigkeit auf dem Ausbreitungsweg der Ultraschallsignale. Anschließend wird eine Strömungsprofilkorrektur durchgeführt, um den Flächenmittelwert der Strömungsgeschwindigkeit zu erhalten, der proportional zum Volumenstrom ist (FLEXIM GmbH, 2008).

$$v = k_{\alpha} \frac{\Delta t}{2 t_t} \quad (49)$$

$k_{\alpha}$  Geräte- und Messkonstante

$\Delta t$  Laufzeitdifferenz

$t_t$  Laufzeit im Medium

Das Fehlerintervall der vorliegenden Messapparatur beziffert sich auf +/- 1 % vom Messwert. Alle weiteren technischen Daten finden sich im Anhang.

#### 3.7.4 Füllstandsmessung

Für einen sicheren Betrieb des Absorptionswärmetauschers muss eine genaue Kenntnis bei Über- oder Unterschreiten der Flüssigkeits-Füllstände in den verschiedenen Kesseln vorliegen. Eine Unterschreitung könnte zur Überhitzung eines Kessels führen und sollte auch zum Schutz der Pumpen vermieden werden. Zu diesem Zweck kommen Liquiphant FTL31 Grenzstanddetektoren der Marke Endress+Hauser zum Einsatz. Dieser arbeitet nach dem Vibronik-Prinzip, indem eine Schwinggabel (siehe Abbildung 29) mittels piezoelektrischen Antriebs auf ihre Eigenfrequenz angeregt wird. Wird die Schwinggabel nun von einem Medium bedeckt, ändert sich ihre Resonanzfrequenz. Diese Änderung wird von der Elektronik detektiert und als Grenzstandüberschreitung weitergegeben (Endress+Hauser, 2021).



Abbildung 29: Vibronik-Grenzstanddetektor FTL31 (Endress+Hauser, 2021)

### 3.7.5 Wärmemengenzähler

Im Rahmen dieser Diplomarbeit sind ebenso Leistungsbilanzen der Anlage vorgesehen, welche unter Zuhilfenahme folgender Wärmemengenzähler bewerkstelligt werden. Dabei verbindet das Wärmezählgerät MULTICAL 302 der Firma „kamstrup“ einen Ultraschall-Durchflussmesser der auf dem Laufzeitdifferenzverfahren beruht, sowie zwei PT500-Temperatursensoren. Diese Anordnung ist für Wasser konzipiert und ermöglicht ein Ausgeben von Temperatur-, Durchfluss- und Leistungswerten, sowie das Ablesen der akkumulierten Wärmeenergie oder des Wasserverbrauchs.



Abbildung 30: Wärmemengenzähler MULTICAL 302

### 3.8 Messunsicherheiten und Fehlerfortpflanzung

Die Messung einer physikalischen Größe liefert immer einen Wert, welcher sich vom Erwartungswert (wahrer Wert) unterscheidet. Um dieses Problem zu lösen, arbeitet man anstatt mit einem Messpunkt mit einem Intervall, welches allerdings den wahren Wert zu einem gewissen Prozentsatz enthält. Hierfür ist es in wissenschaftlichen Arbeiten üblich, einen Messwert in Kombination mit einer Messunsicherheit anzugeben. Eine genauere Abhandlung der Definitionen findet sich in Bornath & Walter (2020).

Kommt eine Größe aus der Berechnung anderer Größen zustande, welche für sich selbst schon mit Unsicherheiten behaftet sind, so gilt es zu bestimmen, wie sich diese Unsicherheiten auf das Ergebnis auswirken. Eine solche Betrachtung wird in der Regel als Fehlerfortpflanzung bezeichnet und kann im Allgemeinen auf zweierlei Wege erfolgen: Die sogenannte Größtfehlerabschätzung findet Anwendung, falls statistische Unsicherheiten der Messwerte unbekannt sind, dazu mehr in Hempel (2019). Die in dieser Arbeit angewendete Gaußsche Fehlerfortpflanzung wird herangezogen, wenn die Messabweichungen bekannt und normalverteilt sind, zudem dürfen diese nicht voneinander abhängig sein. Die Unsicherheit  $\sigma_y$  dieser Größe  $f(x_1, \dots, x_n)$  kann wie folgt berechnet werden:

$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial f(x_1, \dots, x_n)}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2} \quad (50)$$

$\sigma_{x_i}$  sind dabei die experimentellen Standardunsicherheiten.

Letztendlich erfolgt die Darstellung einer Messgröße  $x$  dann in der Form (Hempel, 2019):

$$f(x) = \bar{f}(x) \pm \sigma_y \quad (51)$$

Graphisch werden die ermittelten positiven und negativen Intervallgrenzen eines Messpunktes mittels sogenannter Fehlerbalken am jeweiligen Messpunkt angegeben (siehe Abbildung 31). In diesem Fall sind sowohl Fehlerintervalle der horizontalen Messgröße (Gesamtstromverhältnis), als auch jene der vertikalen Größe (Unterkühlungstemperatur) aufgetragen (Brosius, 1999).

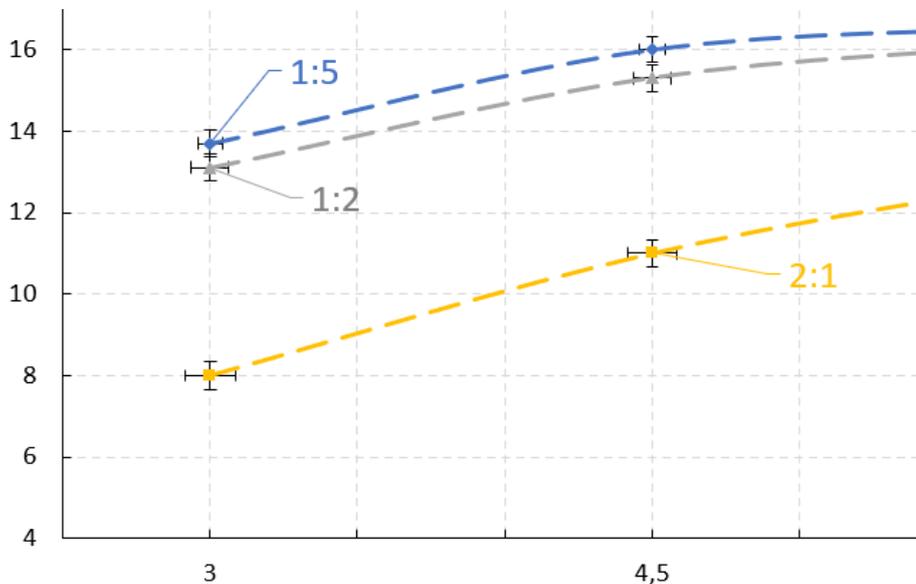


Abbildung 31: Ausschnitt aus einem Diagramm mit horizontalen und vertikalen Fehlerbalken

## 4 Umbau der Versuchsanlage

Am AEE Intec – Institut für erneuerbare Energien in Gleisdorf ist bereits eine Versuchsanlage einer Absorptionswärmepumpe vorhanden, welche für das Projekt „AbSolut“ auf einen Absorptionswärmetauscher umgerüstet werden muss. Die theoretischen Grundlagen dieses Umbaus finden sich in Kapitel 2.3. Konkrete Berechnungen und die effektive praktische Umsetzung werden in diesem Kapitel dargestellt.

### 4.1 Umbau der Absorptionswärmepumpe zum Absorptionswärmetauscher

Ein Absorptionswärmetauscher besteht, wie in Kapitel 2.3 beschrieben, im Wesentlichen aus einer AWP, welche geschickt mit einem externen Wärmetauscher verschaltet ist. Die Auslegung dieses Wärmetauschers, sowie die Überprüfung und etwaige Adaption der vorhandenen Ventile, Rohre und Messinstrumente musste im Rahmen dieser Diplomarbeit bewerkstelligt werden.

#### 4.1.1 Auslegung des Plattenwärmetauschers

Um die genauen Parameter für die Auslegung des WT zu berechnen, mussten die Temperaturverhältnisse und die Massenströme der Versuchsanlage berechnet werden: Die bestehende Versuchsanlage ist mit 21 kW Generatorleistung und 15 kW Verdampferleistung ausgelegt. Dies ergibt für die Mitteltemperatur eine Leistung von 36 kW. Die Vor- und Rücklauftemperaturen sowohl auf der primären als auch auf der sekundären Seite waren bekannt und sind in der Abbildung 32 (außen) eingetragen. Zudem standen die Eingangstemperaturen des Wärmetauschers aufgrund der Simulation der Großanlage fest:

	Temp. [°C]	Temp. [K]	Leistung-Generator [W]	21000
Generator_in	145	418,15	Leistung Verdampfer [W]	15000
Generator_out	100	373,15		
Verdampfer_in	50	323,15		
Verdampfer_out	14,7	287,85		

Damit kann der Primärmassenstrom des Wärmetauschers über den Generator und anschließend die benötigte Wärmeleistung des Wärmetauschers errechnet werden:

$$\frac{\dot{Q}}{\Delta T * c_p} = \dot{m} = \frac{21kW}{(373)K * 4,20 \frac{kJ}{kg K}} \cong 0,11 \text{ kg/s} \quad (52)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_p * \Delta T = 0,11 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4,20 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} * (373,15\text{K} - 323,15\text{K}) \cong \mathbf{23,1 \text{ kW}} \quad (53)$$

Somit wurde der Wärmetauscher mit einer Leistung von 23 kW veranschlagt. Diese Festlegung führte zusammen mit der vorgegebenen sekundären Eingangstemperatur von 46,2 °C und der Ausgangstemperatur von 71,4 °C zur Ausgangstemperatur des Wärmetauschers von 91,8 °C und einem Massenstrom von gerundet 0,12 kg/s. Mit diesen Daten konnte ein passender Wärmetauscher am Markt gesucht werden.

Sämtliche Parameter sind in der Abbildung 32 eingetragen:

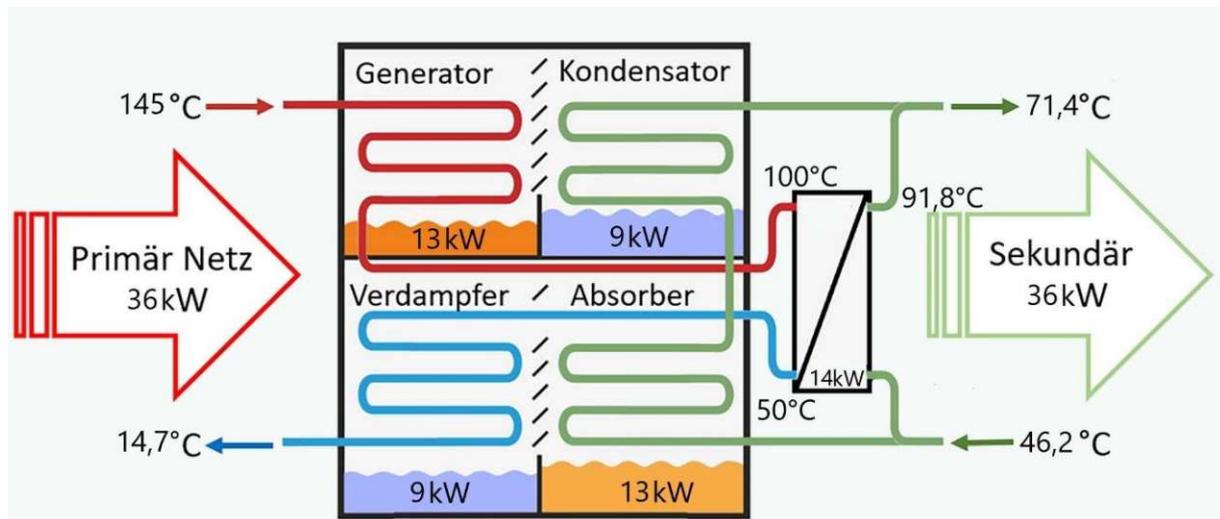


Abbildung 32: Auslegungs-Parameter der Versuchsanlage der AEE Intec (vgl. STEPSAHEAD, 2022)

Der untersuchte Prüfstand befindet sich allerdings in einem Labor, welches maximal 20kW elektrische Leistung für die Heizelemente zur Verfügung stellen kann, darum wurde die Leistung des Absorptionswärmetauschers und damit auch des externen Wärmetauschers aus Sicherheitsgründen reduziert.

Die Firma SWEP GmbH lieferte das beste Angebot eines passenden Wärmetauschers, welcher sowohl preislich, als auch vom Gewicht zu Flächen Verhältnis den Konkurrenten überlegen war (Details im Anhang 10.7).

## 5 Versuchsplanung und -durchführung

Die Versuchsplanung erfolgte in erster Linie durch die systematische Ermittlung der notwendigen Parameter und Messpunkte, um die gewünschten Daten zu erheben, welche zur weiteren Berechnung herangezogen werden. Zur besseren Übersicht und Handhabung wurde eine optisch ansprechende Versuchsmatrix entworfen. Diese findet sich im Abschnitt 5.1 in diesem Kapitel.

Für eine effiziente und übersichtliche Versuchsdurchführung wurde von der AEE Intec eine Visualisierung entworfen, welche im Grunde die gesamte Steuerung des Prüfstandes zulässt. Ebenso können über dieses Bedienfeld Trenddaten aller Messstellen bis zu einer Zeitspanne von 48 Minuten betrachtet werden.

Die minütliche Aufzeichnung der Messdaten geschieht SPS-gesteuert, wobei die gesammelten Daten in einem .csv-File hinterlegt und auf einem lokalen Server gespeichert werden. Jeder Messwert ist somit einem exakten Zeitpunkt und einer Messstelle (siehe Messstellenliste, 10.1) zugeordnet. Während der Versuchsdurchführung wurde parallel ein analoges Anlageprotokoll geführt, worin jede Änderung im Betrieb zeitlich festgehalten wurde.

## 5.1 Messmatrix

Die geplante Versuchsdurchführung sieht 108 Messpunkte vor. Diese Anzahl kann bei unübersichtlicher Darstellung schnell zu Fehlern oder Verwirrung führen. Aus diesem Grund wurde eine übersichtliche Messmatrix erstellt, welche in der folgenden Abbildung 33 sichtbar ist. Sie besteht aus der Unterteilung zwischen Parametern des primären (rötlich) und sekundären (gelblich) Strömungsnetzes. Zu ersterem gehört lediglich die Variation der Eingangstemperatur, da das Strömungsverhältnis zwischen primärem und sekundärem Strom über die Variation des sekundären geregelt wird.

Sekundär			Primär ( $v^\circ = 250 \text{ l/h}$ )			T <sub>prim, ein</sub>
GSV ( $V^\circ_{\text{sek}} : V^\circ_{\text{prim}}$ )	Temp. [°C]	SSV ( $V^\circ_{\text{WT}} : V^\circ_{\text{WP}}$ )	105°C	125°C	145°C	
3	38	1:5	1708C 1022	0408D 1012	1808M 1533	
4,5			1708D 1100	0408E 1151	1808Q 1820	
6			1708I 1405	0408J 1703	1808R 1851	
3		1:2	1708B 1003	0408C 0933	1808L 1512	
4,5			1708E 1143	0408F 1247	1808P 1800	
6			1708H 1334	0408I 1550	1808S 1910	
3		2:1	1708A 0930	0408B 0845	instationär	
4,5			1708F 1230	0408G 1347	1808O 1734	
6			1708G 1309	0408H 1448	1808T 1940	
3	44	1:5	1608A 1111	0308P 1943	1808J 1316	
4,5			1608F 1407	0308O 1916	1808D 0940	
6			1608G 1447	0308J 1520	1808I 1240	
3		1:2	1608B 1150	0308Q 2015	1808K 1352	
4,5			1608E 1340	0308N 1805	1808E 1013	
6			1608H 1521	0308K 1557	1808H 1159	
3		2:1	1608C 1228	0408A 0743	instationär	
4,5			1608D 1304	0308M 1725	2308F 1322	
6			1608I 1553	0308L 1647	1808G 1123	
3	50	1:5	instationär	0308C 0950	2308C 1053	
4,5			"	0308D 1027	2308B 1024	
6			"	0308I 1402	2208J 1840	
3		1:2	instationär	0308B 0842	2308D 1117	
4,5			"	0308E 1106	2308A 0957	
6			"	0308H 1320	2208K 1822	
3		2:1	instationär	0308A 0912	instationär	
4,5			"	0308F 1157	2208M 1934	
6			"	0308G 1249	2208L 1915	
3	56	1:5	instationär	0408Q 2107	2208C 1326	
4,5			"	0408P 2038	2208D 1458	
6			"	0408K 1745	2208I 1703	
3		1:2	instationär	0408R 2123	2408B 1416	
4,5			"	0408O 2012	2408C 1528	
6			"	0408L 1815	2208H 1634	
3		2:1	instationär	0208; 1900	instationär	
4,5			"	0408N 1946	2208F 1537	
6			"	0408M 1911	2208G 1605	

Abbildung 33: Verwendete Messmatrix zur Versuchsdurchführung

Den Sekundärstrom betreffend, wurden die Parameter Eingangstemperatur, Volumenstrom (als Gesamtstromverhältnis GSV ausgedrückt – Vielfaches des primären Volumenstromes), sowie das Sekundärstromverhältnis (Aufteilung des Sekundärstromes auf Wärmetauscher und Wärmepumpe) verändert. Die beiden Strömungsverhältnisse wurden bereits im Kapitel 3 erläutert.

Die eingetragenen Nummern-Codices in der Messmatrix bestehen aus dem Versuchsdatum, sowie der Uhrzeit des abgelesenen Messpunktes. Der zusätzliche Buchstabe dient lediglich der leichteren Orientierung. Die Felder, welche mit „instationär“ gekennzeichnet sind, stellen Betriebspunkte dar, welche auch nach überdurchschnittlicher Wartezeit keine stationäre Tendenz aufwiesen. Genauer werden diese im folgenden Kapitel beschrieben.

## 6 Auswertung und Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die ermittelten Messdaten beschrieben und graphisch veranschaulicht. Dabei sind die Auswertung in die Unterkapitel „Unterkühlungsleistung“, „Energieverluste“, „Transientes Verhalten“, sowie „Gegenüberstellung zu einem BPHE“ gegliedert.

### 6.1 Unterkühlungsleistung - $\Delta T_{UK}$

Zentral für einen ökonomisch sinnvollen Austausch eines Plattenwärmetauschers durch einen Absorptionswärmetauscher in einer Gebietsumformungsstation ist letztendlich seine Fähigkeit, eine solide und hohe Unterkühlung des primären Rücklaufs im Verhältnis zum sekundären Rücklauf zu erbringen. Anders ausgedrückt sollte  $\Delta T_{UK}$  so hoch wie möglich sein. Nur so kann ein Kostenvorteil gegenüber dem herkömmlichen System erwirtschaftet werden. Welche konkreten Parameter für diese Messreihe variiert werden, wird bereits im Abschnitt 5.1 (Messmatrix) erläutert. In diesem Kapitel wird nun das erforschte Unterkühlungs-Verhalten des aufgebauten AWT zusammengefasst und graphisch veranschaulicht. Die dabei variierten Parameter sollen zur Wiederholung nochmals erwähnt werden:

- **$T_{prim,ein}$ :** 145 °C; 125 °C; 105 °C;
- **$T_{sek,ein}$ :** 38 °C; 44 °C; 50 °C; 56 °C;
- **GSV:** 3; 4,5; 6;
- **SSV** 2:1; 1:2; 1:5;

In den einzelnen Diagrammen wurde anstelle einer Legende die Beschriftung der jeweiligen Graphen direkt in den Diagrammen verwirklicht. Die strichlierten Trend-Linien dienen vorrangig der besseren Anschaulichkeit. Über Werte zwischen den Messpunkten oder interpolierten Werten kann keine Aussage gemacht oder Gültigkeit bestimmt werden.

#### 6.1.1 Instationäre Betriebspunkte in der Messmatrix

Der Betrieb des Absorptionswärmetauschers ist nicht im gesamten Spektrum der möglichen Einstellungen (mögliche Betriebsparameter) sinnvoll, wie der obigen Messmatrix (Abbildung 33) zu entnehmen ist, ergeben folgende Messpunkte keinen stationären Betrieb:

- Betrieb bei  **$T_{prim,ein} = 105^{\circ}\text{C}$**  in Kombination mit  **$T_{sek,ein} = 50\text{-}56^{\circ}\text{C}$**
- Betrieb bei **GSV = 3** in Kombination mit **SSV = 2:1**

Die Diskussion dieses Verhaltens wird im Diskussionsteil dieser Arbeit weiter ausgeführt.

### 6.1.2 Einfluss der primären Eintrittstemperatur $T_{\text{prim,ein}}$ (Vorlauftemperatur, primär)

Der Verlauf der Unterkühlungstemperatur  $\Delta T_{\text{UK}}$  bei unterschiedlichen primären Eintrittstemperaturen  $T_{\text{prim,ein}}$  ist in Abbildung 34 aufgetragen. Die vier verschiedenfarbigen Graphen stellen jeweils unterschiedliche sekundäre Vorlauftemperaturen dar. Die Volumenstromverhältnisse SSV, als auch GSV sind dabei konstant gehalten. Es scheint eine eindeutige Korrelation von steigender Unterkühlungstemperatur mit steigender primärer Eintrittstemperatur zu geben, wobei die Verbesserung der Unterkühlung durch eine Erhöhung von  $T_{\text{prim,ein}}$  von 105 °C auf 125 °C stärker steigt, als von 125 °C auf 145 °C.

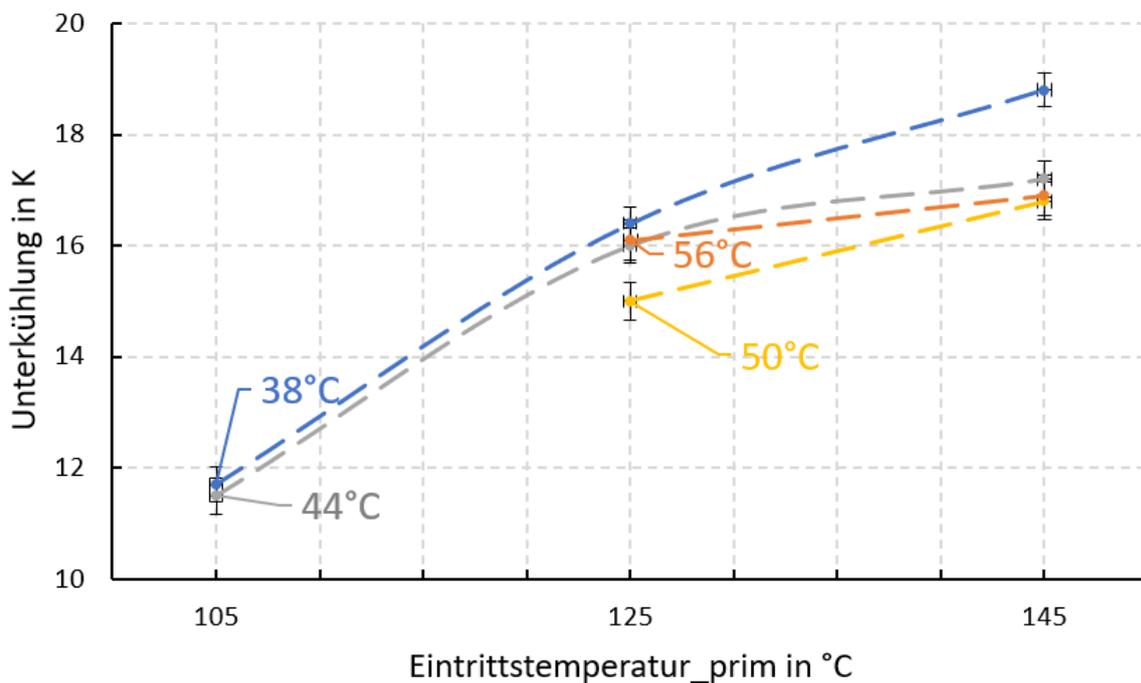


Abbildung 34: Unterkühlung vs. Prim. Eintrittstemperatur - Diagramm; SSV= (1:5); GSV= 4,5 (=1125 l/h)

Anhand dieser Messreihe kann allerdings nur bedingt eine Aussage über den Einfluss der sekundären Rücklauftemperatur getroffen werden. Zwar weist die Anlage bei  $T_{\text{sek,ein}} = 38$  °C die beste Performance auf, allerdings dürfen die eingezeichneten (vertikalen) Fehlerintervalle nicht außenvorgelassen werden. Bezieht man diese in die Betrachtung ein, liefert der Betrieb mit  $T_{\text{sek,ein}} = 38$  °C nur im Fall von  $T_{\text{prim,ein}} = 145$  °C eine signifikant bessere Leistung. Eine genauere Betrachtung von  $T_{\text{sek,ein}}$  wird in Kapitel 6.1.4 gemacht. Weiters ist ersichtlich, dass am 50°C- und 56°C-Graphen jeweils nur zwei Messpunkte aufgetragen sind. Dies liegt am instationären Verhalten der Anlage bei 105 °C/50 °C und 105 °C/56 °C (genauere Beschreibung in Abschnitt 7.1.1), wodurch keine stabilen Zustände erreicht werden konnten.

Die Ergebnisse in Abbildung 35 gestalten sich analog zu jenen von Abbildung 34, wobei hier allerdings der Betrieb bei SSV gleich 1:2 und GSV gleich 6 betrachtet wird. Auch in diesem Fall fördert eine Erhöhung von  $T_{\text{prim, ein}}$  die Unterkühlungstemperaturdifferenz  $\Delta T_{\text{UK}}$ . Eine eindeutige Aussage über den Einfluss der sekundären Eintrittstemperatur lässt sich nur bedingt ausmachen. Der Betrieb mit  $T_{\text{prim, ein}} = 38^\circ\text{C}$  liefert eine geringfügige Verbesserung der Leistung. Auffällig ist die hohe  $\Delta T_{\text{UK}}$  von 18,5 K im Betrieb mit  $T_{\text{sek, ein}} = 56^\circ\text{C}$ , welche sowohl bei  $125^\circ\text{C}$  als auch  $145^\circ\text{C}$  primärer Eingangstemperatur denselben Wert aufweist. Dieses Verhalten entspricht keiner logischen Gesetzmäßigkeit und könnte einer Instationarität des Prüfstandes verschuldet sein.

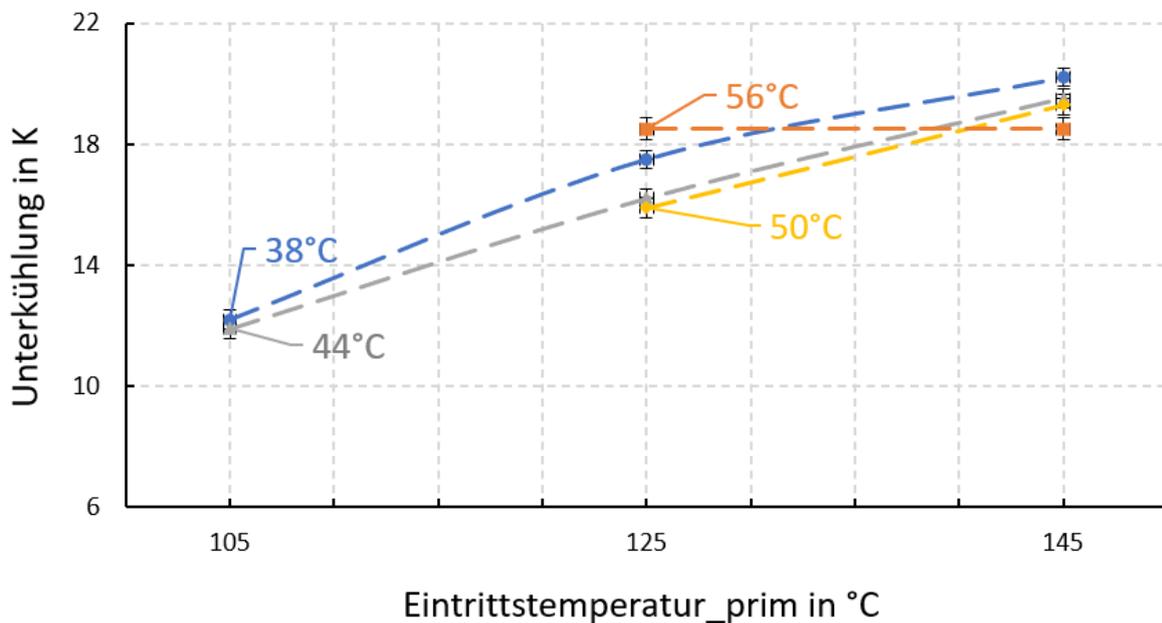


Abbildung 35: Unterkühlung vs. Prim. Eintrittstemperatur - Diagramm; SSV= (1:2); GSV= 6 (=1500 l/h)

### 6.1.3 Einfluss des Sekundärstromverhältnis (SSV) und Gesamtstromverhältnis (GSV)

Für die Untersuchung des Einflusses des SSV- und GSV-Verhältnisses wurden in Abbildung 36, im Vergleich zu den Abbildungen des vorigen Kapitels, die Temperaturen  $T_{\text{prim,ein}}$  und  $T_{\text{sek,ein}}$  konstant gehalten und die Parameter SSV und GSV variiert.

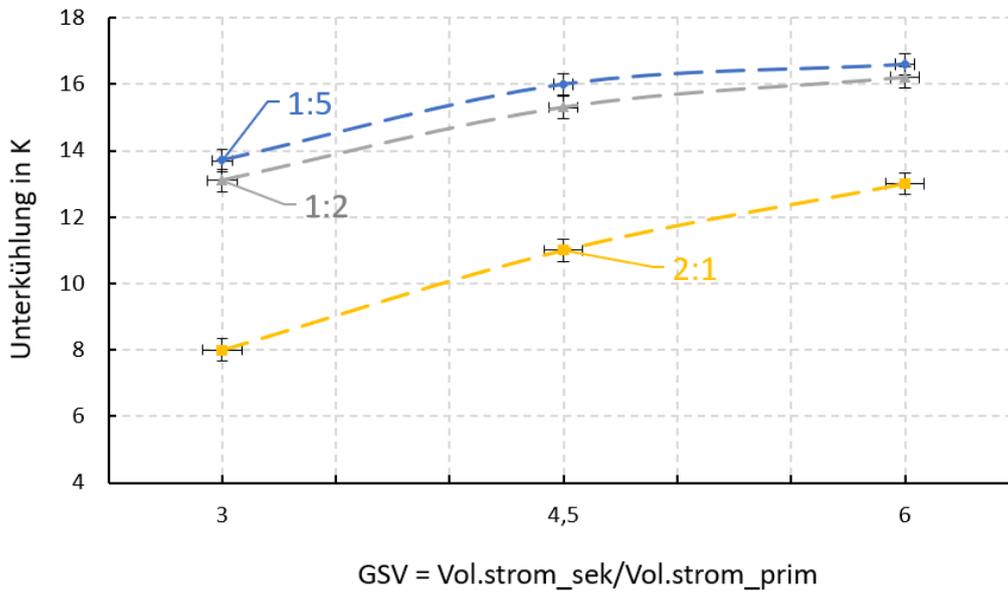


Abbildung 36: Unterkühlung vs. GSV – Diagramm;  $T_{\text{prim,ein}} = 125^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{\text{sek,ein}} = 44^{\circ}\text{C}$

Betrachtet man zuerst das SSV, so lässt sich eindeutig erkennen, dass bei einem Sekundärstromverhältnis von 1:2 ein wesentlich stärkerer Unterkühlungseffekt der Anlage auftritt, als bei einem SSV von 2:1. Die Unterkühlungstemperaturdifferenz steigt im Falle von  $\text{GSV}=3$  von  $\Delta T_{\text{UK}} = 8$  K auf etwa 13 K, wohlgermerkt lediglich durch eine Variation der Aufteilung des sekundären Volumenstromes. Eine weitere Erhöhung des SSV auf 1:5 bewirkt eine geringe Verbesserung auf  $\Delta T_{\text{UK}} = 13,7$  K, es scheint also auch hier eine sättigende Tendenz zu geben. Beobachtet man nun das GSV, also die Erhöhung des Sekundärstromes, so weisen alle drei Graphen darauf hin, dass eine Erhöhung von GSV zu einer Verbesserung von  $\Delta T_{\text{UK}}$  führt, wobei wiederum eine Abflachung mit steigendem GSV ersichtlich ist.  $\text{GSV}=3$  entspricht 750 l/h,  $\text{GSV}=4,5$  sind 1125 l/h und  $\text{GSV}=6$  entspricht 1500 l/h.

#### 6.1.4 Einfluss der sekundären Eintrittstemperatur $T_{\text{sek,ein}}$ (Rücklauf­temperatur, sekundär)

Wie bereits im Abschnitt 6.1.2 angedeutet, lässt sich eine Aussage über den Einfluss der sekundären Rücklauf­temperatur nur bedingt treffen. Die Beobachtungen der Abbildung 37 und Abbildung 38 zeigen die Unterkühlungstemperaturen bei unterschiedlichem GSV. Abbildung 37 wurde bei  $T_{\text{prim,ein}} = 145 \text{ °C}$  und einem  $\text{SSV} = (1:5)$  aufgenommen – zusammengefasst tendiert der AWT bei höheren sekundären Eintrittstemperaturen zu geringeren Unterkühlungsleistungen.

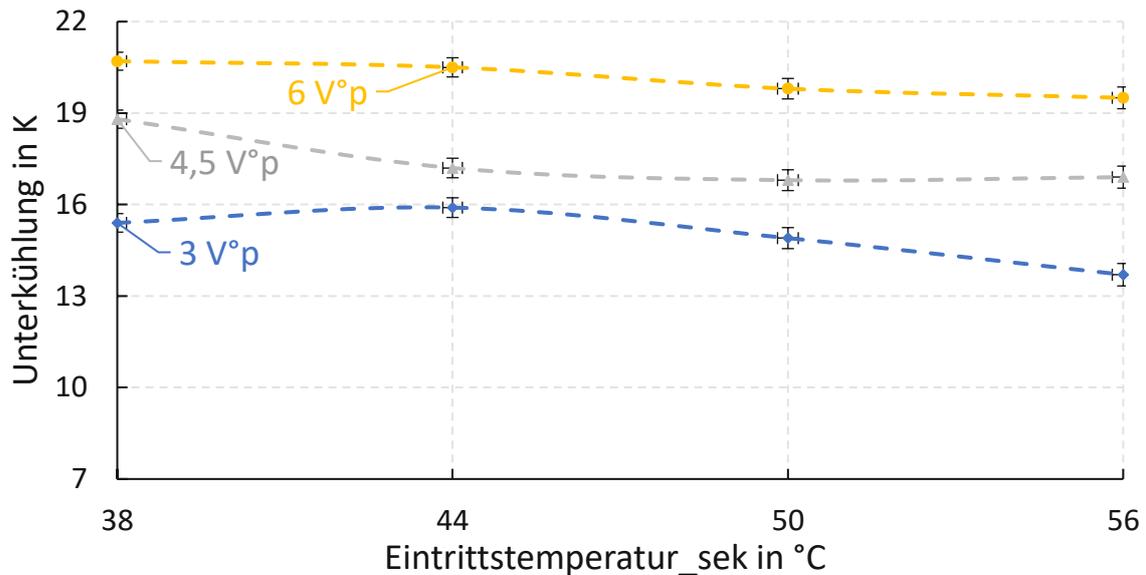


Abbildung 37: Unterkühlung vs. Sek. Eintrittstemperatur – Diagramm bei  $T_{\text{prim}} = 145 \text{ °C}$  und  $\text{SSV} = (1:5)$

Abbildung 38: Unterkühlung vs. Sek. Eintrittstemperatur – Diagramm bei  $T_{\text{prim}} = 125 \text{ °C}$  und  $\text{SSV} = (1:5)$  Abbildung 38 relativiert diesen Schluss zum Teil, da hierin anfänglich ebenso eine Verminderung der Unterkühlungsleistung auftritt, jedoch bei  $T_{\text{sek,ein}} = 56 \text{ °C}$  wieder ein Anstieg zu beobachten ist.

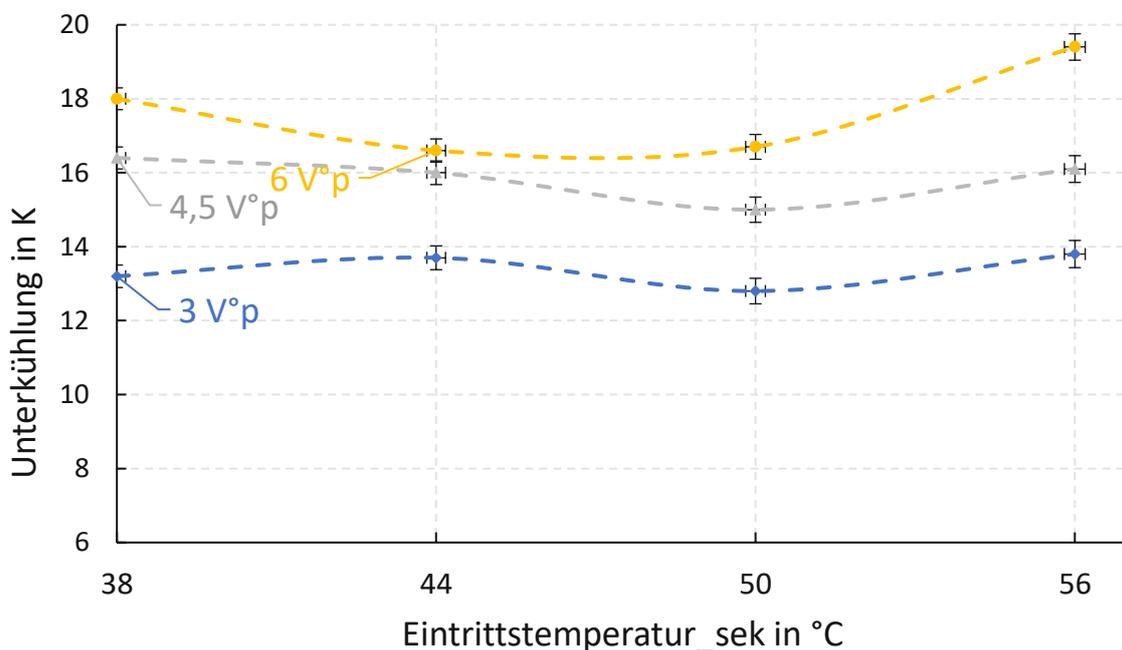


Abbildung 38: Unterkühlung vs. Sek. Eintrittstemperatur – Diagramm bei  $T_{\text{prim}} = 125 \text{ °C}$  und  $\text{SSV} = (1:5)$

## 6.2 Energiebilanzierung und thermische Energieverluste

In diesem Kapitel werden die in Kapitel 3.6 theoretisch beschriebenen Wärmeverlust-Berechnungen dargestellt und zusammengefasst. Dabei sollen konvektive und strahlungsgeschuldete Verlustwärme unterschieden werden.

### 6.2.1 Wärmeverluste zufolge von natürlicher Konvektion

Im vorliegenden Fall betrug die Umgebungstemperatur 25 °C, die Oberflächentemperatur konnte aus dem Infrarotbild (Abbildung 39) abgeschätzt werden. Der Generator-Kondensator-Behälter wurde in guter Näherung mit 61 °C Oberflächentemperatur angenommen, der Absorber-Verdampfer-Behälter mit 51 °C. Hierbei wird aber lediglich die untere Hälfte des Reaktors herangezogen, da der Bereich des Verdampfers mit 25-30 °C Oberflächentemperatur nahezu der Umgebungstemperatur entspricht. Alle Stoffdaten sind auf die jeweilige Bezugstemperatur  $T_{Bez}$  bezogen.

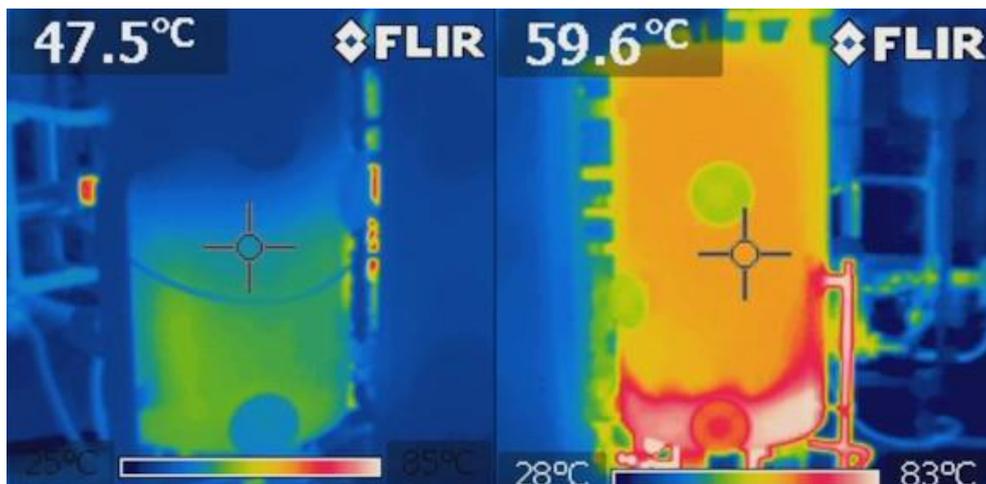


Abbildung 39: Infrarot-Fotographie des Verdampfer-Absorber-Reaktors (links) und des Kondensator-Generator-Reaktors (rechts); Aufgenommen mit praktisch identischem Farb-Temperatur-Maßstab

In der folgenden Tabelle 1 sind die Ergebnisse der Berechnungen mittels Formel (34) bis (41), zusammengefasst.

Tabelle 1: Ergebnisse der Berechnungen der Wärme zufolge von natürlicher Konvektion

	Generator-Kondensator-Reaktor	Absorber-Verdampfer-Reaktor
$T_{Bez} = \frac{(T_w + T_\infty)}{2}$	$\frac{61^\circ\text{C} + 25^\circ\text{C}}{2} = 43^\circ\text{C} \rightarrow 316\text{K}$	$\frac{51^\circ\text{C} + 25^\circ\text{C}}{2} = 38^\circ\text{C} \rightarrow 311\text{K}$
$Pr$	0,712	0,712
$Ra$	2.583.196.000	334.122.873
$Nu_{Platte}$	164,920	87,85
$Nu_{Zyl}$	165,71	88,23

$\alpha_{Mantel}$	$4,542 \frac{W}{m^2K}$	$4,334 \frac{W}{m^2K}$
$A_{Mantel}$	$1,7 m^2$	$1 m^2$
$\dot{Q}_{Mantel}$	$278 W$	$113 W$
$\dot{Q}_{Deckel}$	$47 W$	
$\dot{Q}_{Boden}$	$35 W$	$20 W$
$\dot{Q}_{gesamt}$	<b><u>360 W</u></b>	<b><u>133 W</u></b>

Summiert man die Werte der beiden Reaktoren, ergibt sich ein konvektiver Wärmestrom von ca. 500 W, wobei der reale Wert sicherlich etwas höher liegen wird, da sämtliche Verbindungsrohre ebenfalls ihren Anteil zur Verlustwärme der Anlage beitragen. Schätzungsweise kommt durch diesen Beitrag rund 20 % der berechneten Energiemenge hinzu, womit sich eine **Wärmemengenstrom von rund 600 Watt** ergibt.

### 6.2.2 Wärmeverluste zufolge von Strahlung

Werden dieselben Oberflächentemperaturen angenommen, wie in der obigen Berechnung zur konvektiven Abwärme, so ergibt sich laut Formel (42) eine Abwärme des Generator-Kondensators von 480 Watt und des Absorbers von 200 Watt. Zusammen ergibt dies rein für die beiden Kessel eine Verlustleistung von 680 Watt, wodurch die Strahlungsverluste des Prüfstandes höher sind als jene durch natürliche Konvektion.

$$\dot{Q}_{Str,Gen} = 0,95 * 5,67 + 10^{-8} * 1,97 m^2 * ((334,15 K)^4 - (298,15 K)^4) = 483 W$$

$$\dot{Q}_{Str,Abs} = 0,95 * 5,67 + 10^{-8} * 1,19 m^2 * ((324,15 K)^4 - (298,15 K)^4) = 200 W$$

Auch in diesen Berechnungen müssen die Anteile der Verbindungsrohre und des Lösungswärmetauschers berücksichtigt werden. Analog zum konvektiven Abwärmestrom werden diese Unsicherheiten mit 20% beziffert, wodurch sich eine **strahlungsbedingter Abwärmestrom von rund 800 Watt** ergibt.

Wie bereits in Kapitel 3.6.3 erörtert, müssen die Strahlungsanteile, welche von einem Reaktor auf den anderen übertragen werden und so streng genommen keine Verluste darstellen, untersucht werden. Mittels Formel (44) konnte die ausgetauschte Wärme auf lediglich 11 Watt beziffert und somit vernachlässigt werden.

$$\dot{Q}_{12} = \frac{\sigma \varepsilon_1 \varepsilon_2 \varphi_{12}}{1 - (1 - \varepsilon_1)(1 - \varepsilon_2)\varphi_{12}\varphi_{21}} (T_1^4 - T_2^4) = 11 W$$

### 6.2.3 Energiebilanzierung des Absorptionswärmetauschers

Nachdem die Leistungsdaten der vier Hauptkomponenten und des Lösungsmittelwärmetauschers sowie die Wärmeverluste berechnet wurden, können diese für eine Leistungsbilanz herangezogen werden, um eine weitere Überprüfung der Güte des AWTs in einem Betriebspunkt beschreiben zu können.

Hierbei wurde der Messpunkt vom 22. August 2022 um 18:22 exemplarisch herangezogen, dessen Temperaturen im stationären Zustand sind, ebenso wie die errechneten Leistungen, in Abbildung 40 dargestellt.

Es lässt sich feststellen, dass insgesamt 10,3 kW an thermischer Leistung durch den Primärstrom zugeführt werden und 8,7 kW an Leistung an den Sekundärstrom abgegeben werden. Damit ergibt sich ein Verlustwärmestrom von 1,6 kW, der einem großen Teil als Abwärme an die Umgebung abgegeben wird. Vergleicht man die Verlustwärmerechnungen des Kapitels 6.2, so findet sich, dass durch konvektive und strahlungsbedingte Verluste 1,4 kW Wärme an die Umgebung verloren gehen. Werden diese Verluste abgezogen, verbleiben noch 200 Watt an Wärmeverlusten. Somit lässt sich aus dieser Bilanzierung schließen, dass neben den berechneten 1,4 kW Wärmeverluste an die Umgebung zusätzliche 200 W an nicht näher bestimmbar Quellen verloren gehen (u.a. Pumpverluste oder Messungenauigkeiten).

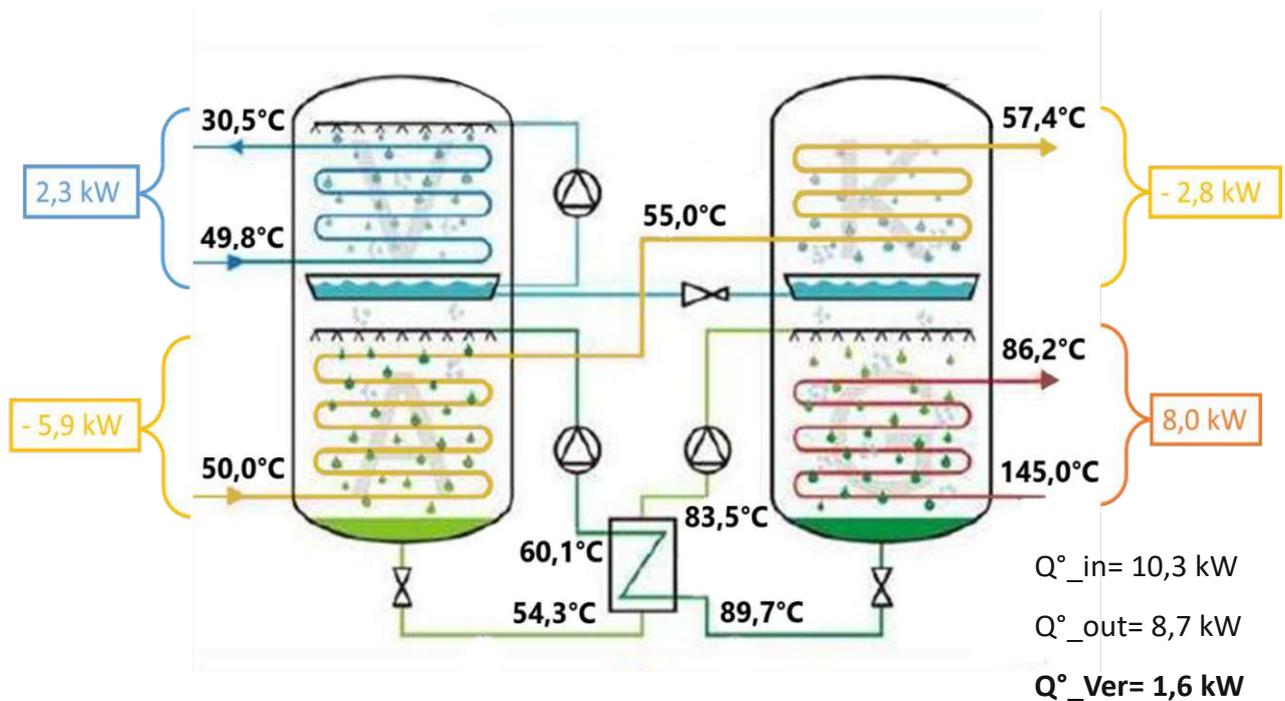


Abbildung 40: Leistungsbilanz des AWT im stationären Betriebspunkt „22.08 - 18:22“ SSV=(1:2); GSV=6;  $T_p = 145 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{sek} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$

### 6.3 Transientes Verhalten und Zeitspanne bis zur Stationarität

Die Umstellung eines Betriebspunktes des AWTs führt aufgrund des ausgeprägten Rohrleitungssystems, der großen Flüssigkeitsmenge und der damit verbundenen Wärmekapazitäten (Fluide, Rohre, Wärmetauscher etc.) zu einer thermischen Trägheit im System. Diese Trägheit führt nach einer Änderung eines oder mehrerer Parameter dazu, dass der stationäre Zustand der Anlage erst nach einer gewissen Zeit eintritt. Zuvor spricht man von sogenanntem instationären oder transienten Verhalten. Anders ausgedrückt, transientes Verhalten tritt zwischen zwei Gleichgewichtszuständen eines Systems auf (Lipták, 2003).

Das transiente Verhalten des vorliegenden AWT wurde graphisch anhand der vorliegenden Diagramme analysiert. Im Schnitt ergab sich eine Zeitdauer von etwa 30,8 Minuten.

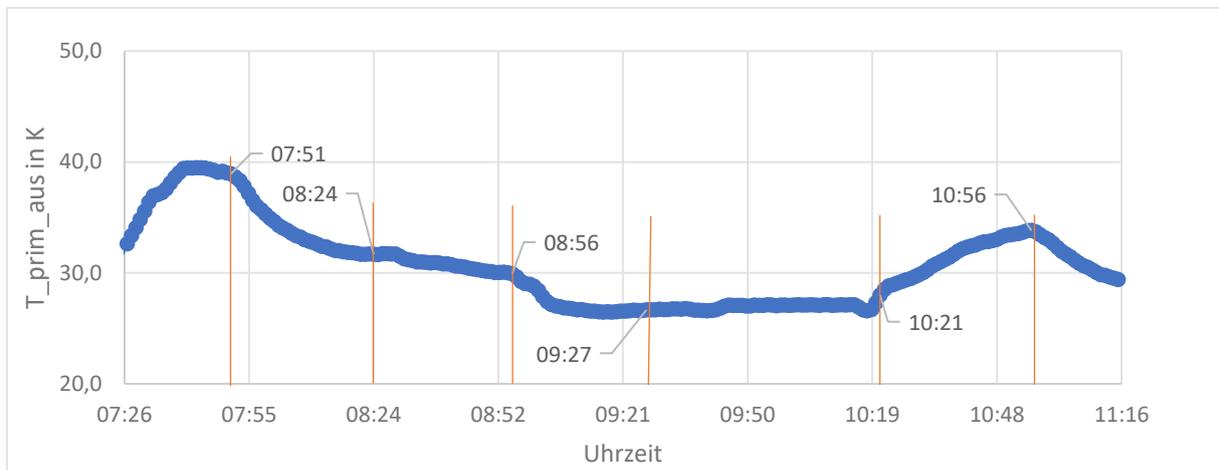


Abbildung 41: Zeitlicher Verlauf der primären Ausgangstemperatur

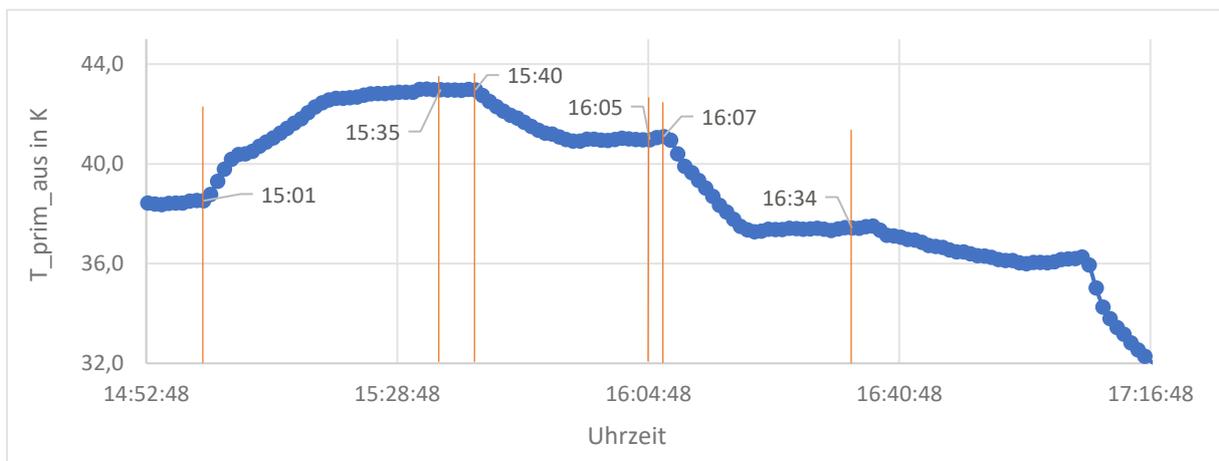


Abbildung 42: Zeitlicher Verlauf der primären Ausgangstemperatur

## 6.4 Gegenüberstellung eines AWT vs. BPHE

Zur Berechnung des globalen Exergieverlustes des Absorptionswärmetauschers wird die im Kapitel 2.2.6 besprochene Exergiebilanz herangezogen. Der Wärmetauscher wird als adiabat angenommen, wodurch die Gouy-Stodola-Gleichung in der Form der Formel (18) angewendet werden kann. Nachfolgend sind die Exergieverlustströme eines Arbeitspunktes des Absorptionswärmetauschers berechnet und einem herkömmlichen Plattenwärmetauscher gegenübergestellt für den eine Grädigkeit von 4 K und eine Umgebungstemperatur von 0 °C (Standardbedingung) angenommen wird. Die Berechnung wurde mittels Auslegungs-Software der Firma SWEP durchgeführt. Aus den untersuchten Messpunkten wurde ein Arbeitspunkt exemplarisch als Ausgangspunkt zur Exergiebilanzierung genutzt. Durch die gegebenen Bedingungen ist dieses Ergebnis rein qualitativ zu betrachten und soll als Vergleichsinstrument zum Zweck der Gegenüberstellung mit einem handelsüblichen Plattenwärmetauscher dienen.

Tabelle 2: Exergieverluststromberechnung eines adiabaten AWTs

$T_{\text{prim,ein}}$ [°C]	$T_{\text{prim,aus}}$ [°C]	$T_{\text{sek,ein}}$ [°C]	$T_{\text{sek,aus}}$ [°C]	$\dot{m}_{\text{prim}}$ [kg/h]	$\dot{m}_{\text{sek}}$ [kg/h]	$Q_{\text{ein}}$ [W]	$Ex_{\text{ver}}$ [W]
145	17,3	37,9	46,4	254	1660	16390	1400

Im vorliegenden Betriebspunkt des Absorptionswärmetauschers (Tabelle 2) ergibt sich ein Wärmetransferstrom von 16,39 kW bei einem Massenstrom im Sekundärnetz von 1660 kg/h. Hierbei wird der Exergieverlust auf 1400 W beziffert. Die Darstellung dieses Prozessverlaufs in einem T vs. Q Diagramm ist in Abschnitt 2.4 von (Zotter, 2022) beispielhaft dargestellt worden und kann so die Einhaltung des 1. und 2. Hauptsatz der Thermodynamik graphisch bestätigen und veranschaulichen.

Tabelle 3: Exergieverluststromberechnung eines adiabaten Plattenwärmetauschers

$T_{\text{prim,ein}}$ [°C]	$T_{\text{prim,aus}}$ [°C]	$T_{\text{sek,ein}}$ [°C]	$T_{\text{sek,aus}}$ [°C]	$\dot{m}_{\text{prim}}$ [kg/h]	$\dot{m}_{\text{sek}}$ [kg/h]	$Q_{\text{ein}}$ [W]	$Ex_{\text{ver}}$ [W]
145	41,9	37,9	46,4	254	1370	13520	1560

Die Berechnungen des adiabaten Plattenwärmetauschers (Tabelle 3), welche unter denselben Temperaturverhältnissen im Sekundärnetz durchgeführt wurden, ergeben einen übertragenen Wärmestrom von 13,52 kW bei einem Sekundärmassenstrom von 1370 kg/h. Dies kommt dadurch zustande, dass der Wärmetauscher mit einer Grädigkeit von 4 K begrenzt ist und im Gegensatz zum AWT keine Unterkühlung des Primärstromes ermöglicht. Der Exergieverlust berechnet sich auf 1560 Watt.

Bei der Betrachtung von Tabelle 2 und Tabelle 3 kann der Vorteil eines AWT deutlich festgestellt werden: Der Volumenstrom des Sekundärstroms kann (bei gleichbleibendem Durchfluss im Primärstrom) um 21,2 % gesteigert werden, wodurch sich ebenso der übertragene Wärmestrom um denselben Wert erhöht. Die Exergieverluste reduzieren sich zudem im Verhältnis um 34,3 %.

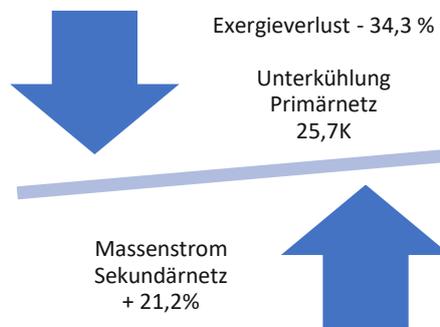


Abbildung 43: Vergleich eines AWT mit einem Plattenwärmetauscher im ausgewählten Arbeitspunkt

#### 6.4.1 Wärmeträgermedium

Die physikalischen Eigenschaften eines Fluids bestimmen dessen (praktisch sinnvolle) Einsatzgebiete in der Wärmeübertragung. Primär sollte ein Wärmeträger eine hohe spezifische Wärmekapazität, eine hohe Wärmeleitfähigkeit und in Folge eine hohe Wärmeübergangszahl aufweisen. Zudem sind ein hoher Siedepunkt, sowie Unbedenklichkeit im Sinne der Brennbarkeit und Giftigkeit von Vorteil.

Der direkte Vergleich von Thermoöl und Wasser ist in Tabelle 4 ersichtlich. Besonders deutlich und praktisch relevant ist der Unterschied bei der Wärmekapazität, gefolgt von der Wärmeleitfähigkeit. Dies hat zur Folge, dass die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  für Wasser um das 5- bis 10-fache höher liegen kann als jene für Thermoöl (Netz & Mayr, 1991), wodurch ein kompakterer und damit kostengünstigerer Wärmetauscher eingesetzt werden kann. Ebenso reicht bei gleichbleibenden Wärmestrom eine geringerer Volumenstrom aus bzw. kann mit demselben Volumenstrom kann eine größere Leistung übertragen werden.

Tabelle 4: Physikalische Eigenschaften von Wasser und Thermoöl „Marlotherm LH“

	Wasser (80°C)	Marlotherm LH (80°C)
Dichte in $\text{kg/m}^3$	970	950
Wärmekapazität in $\text{kJ}/(\text{kg m}^3)$	4,19	1,82
Wärmeleitfähigkeit in $\text{W}/(\text{m K})$	0,67	0,125

## 7 Diskussion

Die Forschungsergebnisse des AWT-Prüfstandes werden in diesem Kapitel diskutiert und interpretiert, wobei die Aussagekraft der Messungen, aber auch deren Limitationen erläutert werden sollen.

### 7.1 Unterkühlungsleistung - $\Delta T_{UK}$

Die Ergebnisse der Untersuchung am Absorptionswärmetauscher haben in erster Linie eine Bestätigung der früheren Forschungen (siehe 2.3.1) geliefert. Sie bestätigen den Einfluss der primären Eingangstemperatur, des SSV- und des GSV-Verhältnisses auf die Unterkühlungstemperaturdifferenz. Weiters geben sie Auskunft über den Einfluss der erwähnten Parameter. Der Absorptionswärmetauscher lieferte in 86 von 108 Messpunkten eine stabile Unterkühlung, die zwischen 4,3 K und 20,9 K variiert.

Gründe für die Instationarität von  $\Delta T_{UK}$  können ein „Leerlaufen“ des Verdampfers, durch mangelnde Wasserkondensation im Kondensator, ein „Leerlaufen“ von Generator oder Absorber oder ein Überhitzen des Generators sein. („Leerlaufen“ versteht in diesem Fall das Unterschreiten der notwendigen Mindestmenge an Flüssigkeit im Reaktor, welche für einen stabilen Betrieb der Pumpen und des Wärmeübergang notwendig ist)

#### 7.1.1 Einfluss der primären Eintrittstemperatur $T_{prim,ein}$ (Vorlauftemperatur, primär)

Das Temperaturniveau bzw. der Energieeintrag (bei konstantem Volumenstrom) des primären Vorlaufs hat einen maßgeblichen Einfluss auf die Leistung der Absorptionsanlage, wie die Versuche im Punkt 6.1.2 bewiesen haben. Eine geringere Temperatur im Generator senkt nämlich die Verdampfungsleistung und somit auch den Kältemittelstrom, indem die Entgasungsbreite verkleinert wird und dadurch  $\Delta T_{UK}$  gesenkt wird (siehe Herold et al., 1996 und Niebergall, 1959)).

In Hinblick auf die gestellte Forschungsfrage kann folglich der Schluss gezogen werden, dass bei einem Verringern der primären Vorlauftemperatur  $T_{prim,ein}$  bis 105 °C der Unterkühlungseffekt stabil aufrechterhalten werden kann, wobei eine Abnahme der Unterkühlungstemperatur mit sinkender  $T_{prim,ein}$  zu beobachten ist. Konkret verringert sich  $\Delta T_{UK}$  von 20,7 K auf 12,4 K, wenn die primäre Eingangstemperatur von 145 °C auf 105 °C verringert wird.

Die fehlenden Messpunkte bei  $T_{prim,ein}$  rühren daher, dass der Verdampfer nicht mehr mit genug Wasser vom Kondensator gespeist wird, wodurch dieser keine Leistung mehr erbringen kann und  $\Delta T_{UK}$  ansteigt, sowie der Absorber kein Kältemittel mehr erhält. Um diesem Problem entgegen zu wirken, könnte die Entgasungsbreite erhöht werden, indem  $T_{prim,ein}$  gesteigert wird. Eine weitere Möglichkeit, welche im selbigen Diagramm (Abbildung 36) an den Graphen 38 °C und 44 °C beobachtet werden

kann, ist die Verbesserung der Kondensationsleistung im Kondensator durch eine kühlere Temperatur  $T_{\text{sek,ein}}$ .

Die vertikale Abweichung des Graphen  $56\text{ °C}$  (Abbildung 36) wird im Abschnitt zur sekundären Eintrittstemperatur behandelt.

### 7.1.2 Einfluss des Sekundärstromverhältnis (SSV) und Gesamtstromverhältnis (GSV)

Die Untersuchungen, die Volumenstromverhältnisse SSV und GSV zu variieren, haben gezeigt, dass ein Zusammenhang zwischen  $\Delta T_{\text{UK}}$  und GSV als auch SSV besteht.

Dabei hat sich im Falle des **Sekundärstromverhältnisses** ergeben, dass die Unterkühlungs-Leistung verbessert wird, wenn das Verhältnis zwischen externem Wärmetauscher (W1) und Wärmepumpe in Richtung Wärmepumpe verschoben wird (also von 2:1 in Richtung 1:5). Aus physikalischen Überlegungen kann dies daher rühren, dass der externe Wärmetauscher W1 das Leistungsmaximum (kleinste Grädigkeit) bei festgehaltenem Primärstrom erreicht hat. Dadurch erbringt eine weitere Volumenstromsteigerung keine Verbesserung des Wärmestromes. Hingegen führt eine Volumenstromsteigerung in Absorber und Kondensator zu einer Leistungssteigerung der Wärmepumpe, da die Eintrittstemperatur in den Kondensator sinkt und in Folge die Kondensationsleistung und somit der Kältemittelstrom gesteigert werden. Somit lässt sich zusammenfassend sagen, dass eine genaue Kenntnis über die Betriebscharakteristik des externen Wärmetauscher vorhanden sein sollte, damit das optimale SSV eingestellt werden kann.

Der Einfluss eines steigenden GSV ergab den Messwerten zufolge eine Steigerung von  $\Delta T_{\text{UK}}$ . Eine Erhöhung von GSV einer Erhöhung des sekundären Volumenstroms gleichkommt, bedeutet auch eine GSV-Erhöhung eine Begünstigung des Wärmeüberganges in Absorber und Kondensator. Diesem Ergebnis liegt möglicherweise auch zugrunde, dass eine höhere Strömungsgeschwindigkeit einen verbesserten Wärmeübergang (u.a. durch turbulenteren Strömung) bedingen kann (Böckh & Wetzel, 2017).

### 7.1.3 Einfluss der sekundären Eintrittstemperatur $T_{\text{sek,ein}}$ (Rücklaufstemperatur, sekundär)

Laut Niebergall (1959) bestimmt die sekundäre Eintrittstemperatur neben der Generatortemperatur  $T_{\text{prim,ein}}$  die Entgasungsbreite des Arbeitsmediums. Demzufolge müsste eine Abkühlung von  $T_{\text{sek,ein}}$  die Unterkühlungsleistung des AWT steigern. Die Ergebnisse von Kapitel 6.1.4 (Abbildung 37 und Abbildung 38) zeigen allerdings zwei verschiedene Tendenzen: Die Messwerte im Betrieb von  $T_{\text{prim,ein}} = 145\text{ °C}$  liefern das laut Theorie erwartete Verhalten –  $\Delta T_{\text{UK}}$  sinkt mit zunehmender  $T_{\text{sek,ein}}$ . Die Messwerte, welche in den Versuchen mit  $T_{\text{prim,ein}} = 125\text{ °C}$  gemessen wurden, zeigen ein gegenteiliges

Verhalten bei  $T_{\text{sek, ein}} = 56 \text{ °C}$ . Dieser Effekt kann womöglich auf die Lösungsmittelumlaufventile (V1\_LM und V2\_LM) zurückzuführen sein, welche im Laufe des Versuchszeitraums aufgrund von Kavitationsproblemen nachjustiert werden mussten. Als Alternative wäre lediglich ein Pumpentausch in Frage gekommen, welcher allerdings aus Zeit- und Logistikgründen nicht durchführbar gewesen wäre. (mehr dazu in Abschnitt 7.3.3). Aus diesem Grund mussten die Ventile V1\_LM und V2\_LM leicht geschlossen werden, um den Gegendruck in der Leitung zu erhöhen. Dies war zielführend, kann aber wiederum die Leistung der AWP kurzzeitig erhöht haben. Aus diesem Grund sind die Maschinenverhalten dieser Messpunkte zum Teil leicht unterschiedlich, welche einen Einfluss auf die Kurven von Abbildung 38 haben könnte. Da diese Arbeit den Effekt der Temperatur- und Volumenströme auf den AWT untersucht, allerdings den Einfluss der Lösungsmittelumlauftrate aus zeitlichen Gründen nicht behandeln kann, ist keine genaue Aussagen über dessen Einfluss möglich und sollte in künftigen Projekten miteinbezogen werden. Näheres wird im Ausblick ausgeführt.

## 7.2 Energiebilanz und thermische Energieverluste

Die Abwäremberechnungen aus konvektivem und strahlungsbedingtem Verlustwärmestrom ergeben in Summe ca. 1400 Watt. Diese Abwärme kann natürlich zu einem großen Teil durch Wärmedämmung vermieden werden, womit die Effizienz der Anlage signifikant verbessert werden kann. In Anbetracht der berechneten übertragenen Leistung von 10,3 kW und der Abwärme von 1400 W verbleiben, wie bereits erwähnt, rund 200 W als unbekannte Wärmeströme, welche auf Messunsicherheiten, Strömungs- und Pumparbeitsverluste zurückzuführen sein können und in zukünftiger Forschungsarbeit genauer bestimmt werden sollten. Besonders bei größeren Anlagenmaßstäben kann davon ausgegangen werden, dass eine solide Dämmung der Anlage die Abwärmeverluste auf ein vernachlässigbares Niveau reduziert.

### 7.2.1 Wärmeträgermedium

Durch die sicherheitsbedingte Verwendung von Thermoöl als Wärmeträger im Primärkreis müssen die erhaltenen Messwerte und Ergebnisse in diesem Hintergrund betrachtet werden. Soll in Zukunft eine genauere Analyse zur Eignung oder Auslegung eines Absorptionswärmetauschers gemacht werden, ist es ratsam, den Primärkreis der Forschungsanlage mit demselben Medium zu betreiben, welches im späteren Einsatzgebiet des Fernwärmenetzes Verwendung findet.

Für den Betrieb eines AWT mit Wasser in beiden Kreisen, bedeutet dies in erster Linie, dass für dieselbe Übertragungsleistung der Volumenstrom im Primärkreis geringer gehalten werden kann und somit das Gesamtstromverhältnis gesteigert wird. Die übertragene Leistung sollte sich dadurch allerdings nicht verändern.

### 7.3 Interpretation des Prüfstandes mittels Trendanalysen

Im Laufe der Versuchsphase wurde eine Reihe von Beobachtungen und Interpretationen in Folge der Versuchsdurchführung am Absorptionswärmetauscher und der Analyse der Trendlinien erarbeitet. Diese können für zukünftige Forschungstätigkeiten von Vorteil sein und sollen der Vollständigkeit halber hier erwähnt werden.

#### 7.3.1 Öffnung der Kältemitteldrossel (zwischen Kondensator und Verdampfer)

Die Graphen in der Abbildung 44 zeigen verschiedene Prozessparameter während des Betriebes des Absorptionswärmetauschers. Dabei liegt der Fokus auf dem hellblau dargestellten, gezackten Graphen in der Mitte der Visualisierung. Jener stellt den zeitlichen Druckverlauf des Verdampfer-Absorber-Kessels dar. Betrachtet man diesen, lässt sich ausmachen, dass verschiedene periodisch auftretenden Spitzen zu erkennen sind. Eine Art von periodischen Spitzen sind etwas kleiner als die andere Art; wenn nun zusätzlich der Prüfstand genauestens beobachtet wird, kann man feststellen, dass die kleinen Spitzen (rot eingekreist) eine Folge des Öffnens der Kältemitteldrossel sind: Zusätzliches Wasser und Wasserdampf in den Verdampfer gelangen, haben zur Folge, dass der Druck leicht ansteigt. Die größeren Spitzen (blauer Pfeil) können nach reichlicher Erfahrung als Einschalten der Kältemittelpumpe KMP im Verdampfer ausgemacht werden; hierbei fließt Wasser über die Rohrbündel im Verdampfer, der Wärmeübergang wird optimiert und mehr Wasser verdampft, weshalb der Druck wieder ansteigt. Dies tritt allerdings nur im Betrieb mit füllstandsgeregelter KMP auf.

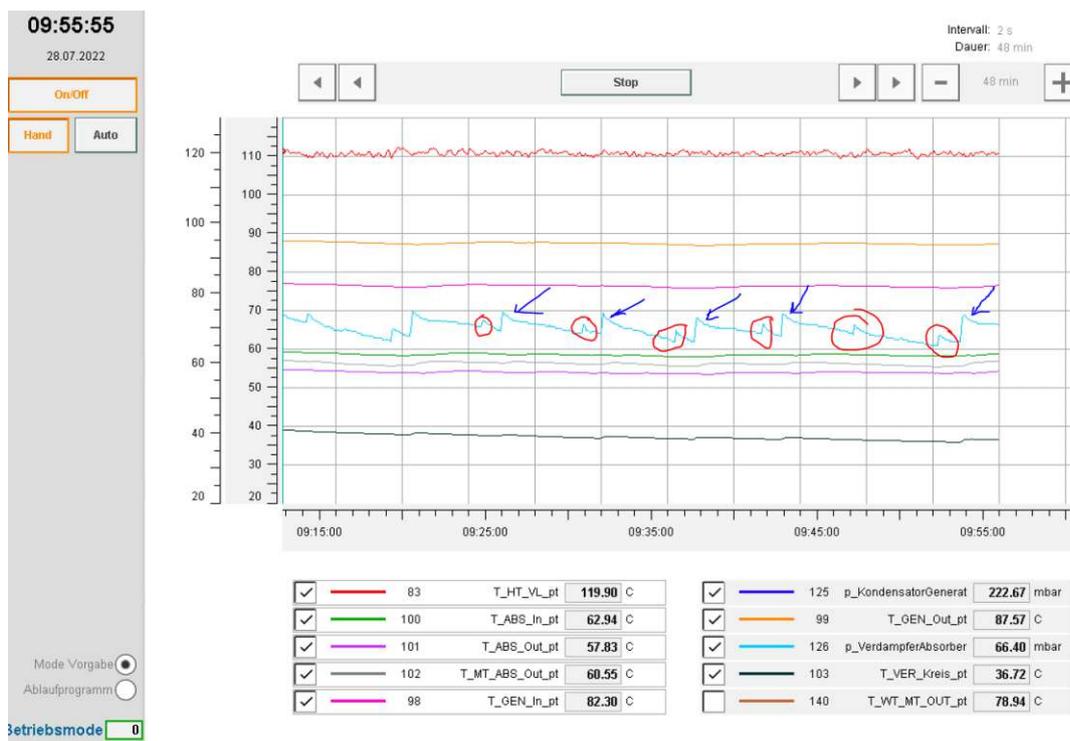


Abbildung 44: Trend-Modus der Visualisierung mit Markierungen am Druck-Verlaufsgraphen des Verdampfers

### 7.3.2 Verdampfer unterschreitet Mindestwassermenge

Sofern ausreichend Wasser in den Verdampfer gelangt ist, kann die Kältemittelpumpe KMP im Verdampfer in den dauerhaften Betrieb geschaltet werden, um ein periodisches Ein- und Ausschalten der KMP und dadurch ein schwingendes Verhalten des AWT zu unterbinden. Dieses Vorgehen ist vor allem in Betriebszuständen notwendig, in denen ein geringer Füllstand im Verdampfer vorliegt, welcher allerdings bereits ausreicht, um einen kontinuierlichen Betrieb zu gewährleisten (die Füllstandsregelung des Herstellers ist auf einen höheren Kältemittel-Pegel im Verdampfer ausgelegt, wodurch die Forschungstätigkeit allerdings erschwert wird).

In den Betriebspunkten mit  $T_{\text{prim,ein}} = 105 \text{ °C}$  und  $T_{\text{sek,ein}} = 50 \text{ °C}$  oder  $56 \text{ °C}$  tritt der Fall ein, dass nicht mehr ausreichend Kältemittel (Wasser) in den Verdampfer gelangt, weshalb dieser früher oder später seine Kühlleistung verliert, weil der intern zirkulierende Kältemittelstrom durch die KMP stark nachlässt und keine Kühlung der Rohrschlangen, welche vom primären Stoffstrom durchflossen werden, mehr möglich ist. Dies lässt sich in den Trendlinien der Abbildung 45 daran erkennen, dass die Primärtemperatur am Austritt des Verdampfers (Messstellennummer: 79, blaue Linie) ansteigt und nicht mehr parallel zur Sumpftemperatur des Verdampfers (103, schwarze Linie) verläuft (wohlgemerkt, die Eintrittstemperatur des Primärstromes blieb in diesem zeitlichen Verlauf relativ konstant).

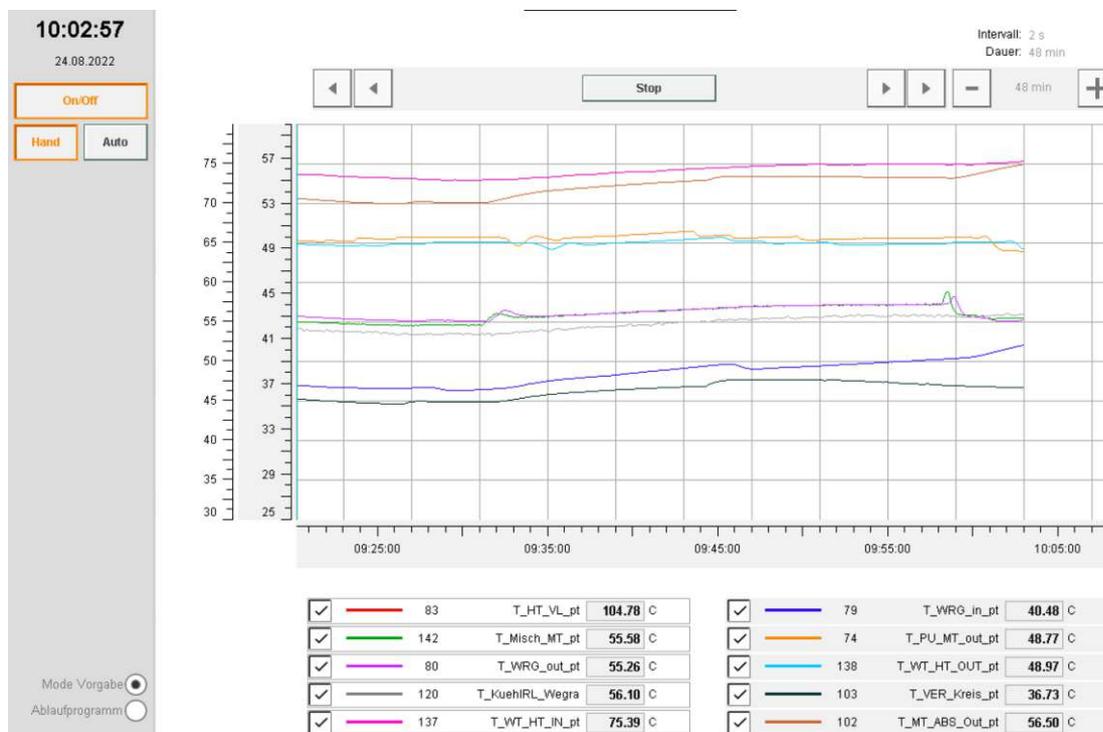


Abbildung 45: Trend-Modus der Visualisierung des Prüfstandes, während eines „Leerlaufen“ des Verdampfers

### 7.3.3 Generator oder Absorber unterschreitet Füllstand

Weitere Komponenten des AWT mit folgenschwerem Einfluss auf dessen Funktion sind die Lösungsmittelventile V1\_LM und V2\_LM und ihre Konsequenzen auf die Füllstände von Absorber und Generator. Es ist allgemein bekannt, dass die Lösungsmittelpumpen einer Absorptionswärmepumpe nahe der Kavitationsgrenze betrieben werden. Allerdings darf auch hier keine allzu lange und allzu starke Kavitation riskiert werden. Ohne nun einen Pumpentausch oder eine Reduktion der Generatorsumpftemperatur vorzunehmen, kann nur eine Erhöhung des Gegendrucks in der Leitung die notwendige Verringerung der Kavitation herbeiführen. Dies kann erfolgreich durch die beiden Ventile V1\_LM (für die LM-Pumpe LMP1 nach dem Absorber) und V2\_LM (für die Pumpe LMP2, welche nach dem Generator verbaut wurde) geschaffen werden. Eine weitere Folge des geringfügigen Schließens eines der erwähnten Ventile ist allerdings, dass der LM-Umlauf sich geringfügig ändert und dadurch sich der Füllstand im jeweiligen Reaktor ändern kann. Bei einem Überschreiten der kritischen Lösungsmittel-Balance zwischen den beiden Reaktoren, kann es vorkommen, dass mehr LM vom Absorber in den Generator fließt, als umgekehrt und der Absorber folglich „leerläuft“. Als Konsequenz schaltet sich die Pumpe LMP1 für einige Sekunden aus, die Austrittstemperaturen des LMWT (98 - pink und 100 - grün) steigen an, was im Temperatur-Trend von Abbildung 46 als Spitzen nach oben ablesbar ist. Analoges gilt für ein „Leerlaufen“ des Generators durch ein leicht übermäßiges Schließen von V2\_LM, sichtbar durch jene Spitzen der Graphen von (98, pink) und (100, grün), welche nach unten ausschlagen, da das Aussetzen des Stromes der heißen, armen Lösung keine neue Wärme befördert.

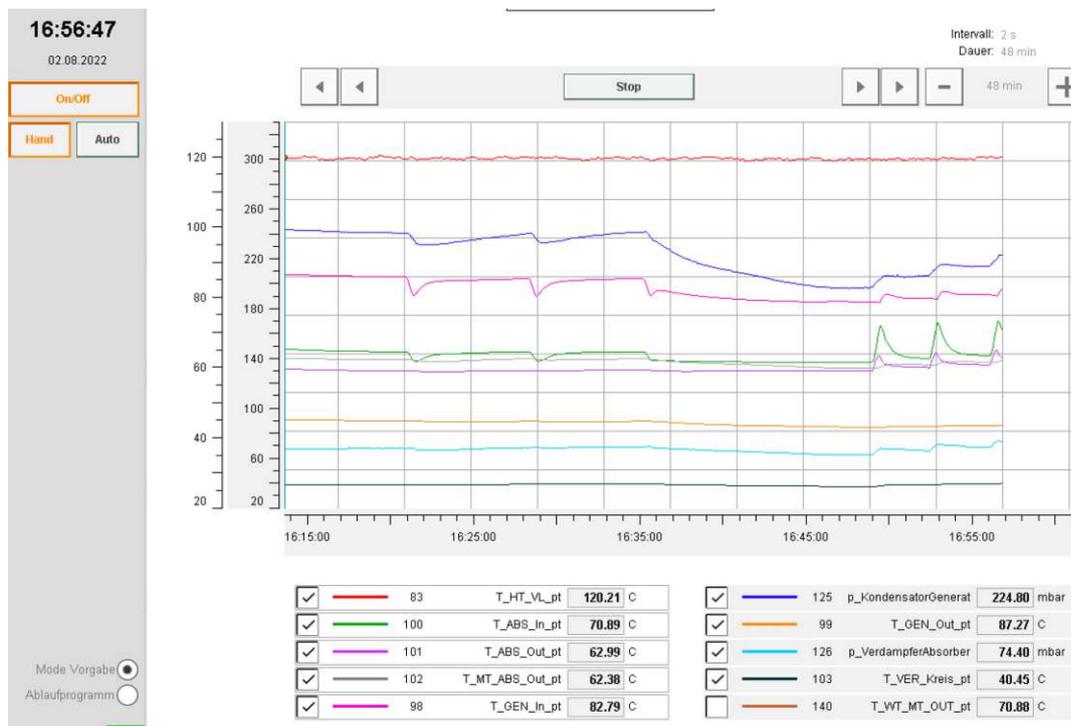


Abbildung 46: Trend-Modus der Visualisierung des Prüfstandes, während eines „Leerlaufens“ von Abs. oder Gen.

## 8 Fazit und Ausblick

Ziel der vorliegenden Masterarbeit war es, einen Absorptionswärmetauscher auszulegen, in Betrieb zu nehmen und dessen Performance als Wärmeübertrager zu analysieren. Hierbei lag das Hauptaugenmerk auf der Unterkühlungsleistung des Primärstromes, da ein zukünftiger Einsatz als Gebietsumformer (GUFO) in Fernwärmenetzen angedacht wird. Für diese Erforschung wurde der Prüfstand durch diverse Temperatur- und Strömungsparametervariationen an die Grenzen des stabilen und stationären Betriebes gefahren, um die optimalen Betriebspunkte zu analysieren. Ebenso wurde eine Energiebilanzierung durchgeführt.

Die Ergebnisse der Messreihen zeigen, dass sowohl die primäre Vorlauftemperatur  $T_{\text{prim, ein}}$ , das Verhältnis zwischen Primär- und Sekundärstrom (GSV), sowie das Sekundärstromverhältnis (SSV) einen wesentlichen Einfluss auf die Unterkühlungstemperaturdifferenz  $\Delta T_{\text{UK}}$  haben. Begünstigend für eine starke Unterkühlungsleistung ist laut Messwerten eine hohe primäre Vorlauftemperatur, sowie ein hohes Gesamtstromverhältnis zwischen Sekundär- und Primärstrom. Der Faktor Sekundärstromverhältnis, sprich die Aufteilung des Sekundärstromes auf Wärmepumpe und Wärmetauscher steigert die Unterkühlung am effektivsten, wenn sowohl der Wärmetransfer im Absorber und Kondensator hoch ist, als auch der Wärmewirkungsgrad (Betriebscharakteristik) des ext. Wärmetauschers auf hohem Niveau gefahren wird. Dies bedeutet, dass eine genaue Kenntnis des verbauten Wärmetauschers und dessen Betriebscharakteristik vorliegen soll. Die Einstellungen  $T_{\text{prim, ein}} = 145^\circ\text{C}$ ,  $\text{SSV} = (1:5)$  und  $\text{GSV} = 6$  konnte mit 20,7K die höchste Unterkühlung erzielen. Aber selbst bei suboptimalen Bedingungen lieferte die Anlage weitgehende stabile Werte: Immerhin 12,4K Unterkühlung konnten mit  $T_{\text{prim, ein}} = 105^\circ\text{C}$  erreicht werden.

Lediglich die Kombination aus niederem primärem Vorlauf und hohem sekundären Rücklauf oder jene aus hohem primärem Vorlauf und hohem SSV führte zu unerwünschtem instationärem Verhalten. Zweiteres kann einfach durch eine kleinere SSV-Einstellung vermieden werden. Ersteres kommt dadurch zustande, dass der Kältemittelumlauf zu gering ist und somit die Leistung des Verdampfers nicht mehr aufrechterhalten werden kann. Entgegenwirken könnte ein paralleler Betrieb von Absorber und Kondensator. Dies muss allerdings in zukünftigen Messreihen genauer untersucht werden.

Im Laufe der Versuchsreihe konnte somit bewiesen werden, dass eine solide Unterkühlung zwischen primärem und sekundärem Rücklauf selbst bei geringen Vorlauftemperaturen von  $105^\circ\text{C}$  im Primärnetz unter den richtigen Bedingungen gewährleistet werden kann. Aus diesen und weiteren untersuchten Gründen kann behauptet werden, dass ein Absorptionswärmetauscher sowohl aus energetischer als auch aus exergetischer Sicht einem klassischen Wärmetauscher vorzuziehen ist.

Um die Analyse und den stabilen Betrieb des Absorptionswärmetauschers verbessern zu können, bedarf es in Zukunft noch weiterer Forschung: Der Einfluss und die optimale Regelung der Lösungsmittelventile sollten, ebenso wie die parallele Durchströmung von Absorber und Kondensator in kommenden Versuchsreihen untersucht werden. Außerdem sind nachfolgende Messreihen zur Untersuchung der Auswirkungen der sekundären Rücklauf­temperatur auf  $\Delta T_{uk}$ , sowie den Einfluss der Substitution von Thermoöl durch Wasser sinnvoll und wichtig.

## 9 Notation und Verzeichnisse

### 9.1 Abkürzungen

<i>Abkürzung</i>	<i>Bedeutung</i>
<b>AKM</b>	Absorptionskältemaschine
<b>AWP</b>	Absorptionswärmepumpe
<b>AWT</b>	Absorptionswärmetauscher
<b>WT</b>	Wärmetauscher
<b>KWK</b>	Kraft-Wärme-Kopplung
<b>KM</b>	Kältemittel
<b>LM</b>	Lösungsmittel
<b>KMP</b>	Kältemittelpumpe
<b>MID</b>	Magnetisch-induktiver Durchflussmesser
<b>WMZ</b>	Wärmemengenzähler
<b>COP</b>	Coefficient of Performance, Leistungszahl
<b>H<sub>2</sub>O</b>	Summenformel für Wasser
<b>LiBr</b>	Verhältnisformel für Lithiumbromid
<b>SPS</b>	Speicherprogrammierbare Steuerung
<b>T</b>	Temperatur in Kelvin
<b>θ</b>	Temperatur in °C
<b>p</b>	Druck
<b>E, e</b>	Exergie, spezifische Exergie
<b>B</b>	Anergie
<b>H, h</b>	Enthalpie, spezifische Enthalpie
<b>S, s</b>	Entropie, spezifische Entropie
<b>Q, Q̇</b>	Wärme, Wärmestrom
<b>V, V̇</b>	Volumen, Volumenstrom
<b>c</b>	Wärmekapazität

**$\dot{i}$**   
 **$\eta, \zeta$**   
 **$m, \dot{m}$**   
 **$k$**   
 **$R$**   
 **$l$**   
 **$\rho$**   
 **$v$**   
 **$a$**   
 **$A$**

Irreversibilitätsrate
Wirkungsgrad
Masse, Massenstrom
Allg. Konstante, Wärmedurchgangskoeffizient
(Strömungs-)Widerstand
Länge
Dichte
Geschwindigkeit
Ventilautorität
Fläche

## 9.2 Indizes

<i>Abkürzung</i>	<i>Bedeutung</i>
<i>prim</i>	primär
<i>sek</i>	sekundär
<i>ein, zu</i>	einströmend, zugeführt
<i>aus, ab</i>	ausströmend, abgeführt
<i>0</i>	Ausgangs- oder Umgebungszustand
<i>U</i>	Umgebungszustand
<i>A</i>	Antrieb
<i>H</i>	Heizen
<i>Gen</i>	Generator
<i>Ver</i>	Verdampfer
<i>Kon</i>	Kondensator
<i>Abs</i>	Absorber
<i>UK</i>	Unterkühlung
<i>Heiz</i>	Heizbetrieb
<i>Therm</i>	Thermisch
<i>V</i>	Verlust

*lrr*  
*G*  
*Q*  
*P*  
*m*  
*1*  
*2*  
*vor*  
*rück*  
*ges*  
*100*

irreversibel
Güte
Auf Wärme bezogen
Auf Druck bezogen
mittlere
Medium 1
Medium 2
Vorlauf
Rücklauf
Gesamt
100%

### 9.3 Literaturverzeichnis

- Averfalk, H., & Werner, S. (2017). Essential improvements in future district heating systems. *Energy Procedia*, 116, 217–225. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.05.069>
- Böckh, P. von, & Wetzel, T. (2017). *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis* (7., aktualisierte und überarbeitete Auflage). Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-55480-7>
- Bornath, T., & Walter, G. (2020). *Messunsicherheiten - Anwendungen: Für das Physikalische Praktikum*. Springer Spektrum.
- Bosnjakovic, F., & Knoche, K. F. (1997). *Technische Thermodynamik Teil II*. <http://link.springer.com/openurl?genre=book&isbn=978-3-642-64855-7>
- Brosius, F. (1999). *SPSS 8.0: Professionelle Statistik unter Windows ; [fundierte Einführung, viele praxisnahe Beispiele, Volltextversion auf CD-ROM]* (1. Aufl., 1. Nachdr). MITP-Verl.
- Cube, H. L. von. (1997). *Lehrbuch der Kältetechnik* (4., völlig überarb. Aufl). C. F. Müller.
- Demski, H.-O. (Hrsg.). (2005). *Handbuch Kompakt-Wärmeübertrager: Bauarten - Materialien - Anwendungen*. Publico-Publications.
- EAW Energieanlagenbau GmbH Westenfeld (Hrsg.). (2009). *Planungstipps für WEGRACAL®*.
- Eder, W., Moser, F., & Kögl, B. (1979). *Die Wärmepumpe in der Verfahrenstechnik: Wolfgang Eder, Franz Moser ; Unter Mitarb. von Bernd Kögl*. Springer.
- Endress+Hauser. (o. J.). *Absolut- und Relativdruck Cerabar PMC21*. Abgerufen 18. August 2022, von <https://www.at.endress.com/de/messgeraete-fuer-die-prozesstechnik/druck/Absolut-Relativdruck-Cerabar-PMC21?t.tabId=product-overview>
- Endress+Hauser. (2021). *Technische Information—Liquiphant FTL31—Grenzschalter für Flüssigkeiten*. <https://www.at.endress.com/de/messgeraete-fuer-die-prozesstechnik/fuellstandssensor/Vibronik-Grenzstanddetektion-Liquiphant-FTL31?t.tabId=product-downloads>
- FLEXIM GmbH (Hrsg.). (2008). *Technical Specification FLUXUS® F601*.

- Fu, L., Li, Y., Zhang, S., & Jiang, Y. (2010). A district heating system based on absorption heat exchange with CHP systems. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, 4(1), 77–83.  
<https://doi.org/10.1007/s11708-010-0022-0>
- Gibietz, J. (o. J.). *Genauigkeit von Pt100 und Pt1000*. Temperatur-Profis. Abgerufen 18. August 2022, von <https://temperatur-profis.de/temperaturfuehler/genauigkeit-pt100-pt1000/>
- Global Warming of 1.5°C*. (2018). IPCC.
- Hempel. (2019). *Script zur Einführung in die Grundlagen der Fehlerrechnung—Mathematische Grundlagen, Fehlerrechnung*. Universität Köln.
- Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (1996). *Absorption chillers and heat pumps*. CRC Press.
- Karl, J. (2006). *Dezentrale Energiesysteme: Neue Technologien im liberalisierten Energiemarkt* (2., verb. Aufl.). Oldenbourg.
- Koenigsdorff, R., Becker, M., Floß, A., & Haibel, M. (2010). Energieeffizienz in der Gebäudetechnik. In M. Pehnt (Hrsg.), *Energieeffizienz* (S. 227–258). Springer Berlin Heidelberg.  
[https://doi.org/10.1007/978-3-642-14251-2\\_7](https://doi.org/10.1007/978-3-642-14251-2_7)
- Li, Y., Fu, L., Zhang, S., Jiang, Y., & Xiling, Z. (2011). A new type of district heating method with co-generation based on absorption heat exchange (co-ah cycle). *Energy Conversion and Management*, 52(2), 1200–1207. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.09.015>
- Lipták, B. G. (Hrsg.). (2003). *Instrument engineers' handbook* (4th ed). CRC Press.
- Lohneis, M. (2021). *Plattenwärmetauscher: Was ist das?* [Unternehmenswebseite].  
Klimatechniker.net. <https://www.klimatechniker.net/magazin/plattenwaermetauscher-20163421>
- Lund, H., Werner, S., Wiltshire, R., Svendsen, S., Thorsen, J. E., Hvelplund, F., & Mathiesen, B. V. (2014). 4th Generation District Heating (4GDH). *Energy*, 68, 1–11.  
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.089>
- Mazhar, A. R., Liu, S., & Shukla, A. (2018). A state of art review on the district heating systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 96, 420–439.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.08.005>

- Moser, H. (2008). *Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe kleiner Leistung zum Heizen und Kühlen*. TU Graz.
- Netz, H., & Mayr, F. (1991). *Handbuch Wärme: Erläuterungen, Beschreibungen, Definitionen, Richtlinien, Formeln, Tabellen, Diagramme und Abbildungen für alle Bereiche der Wärmetechnik* (3., erg.verb. Aufl). Resch.
- Niebergall, W. (1959). Sorptions-Kältemaschinen. In R. Plank (Hrsg.), *Handbuch der Kältetechnik*. Springer.
- Paschotta, R. (2010). *Wärmeübertrager* [Enzyklopädie]. RP-Energie-Lexikon. RP-Energie-Lexikon
- Reindl, L. M., & Tränkler, H.-R. (Hrsg.). (2014). *Sensortechnik: Handbuch für Praxis und Wissenschaft* (2nd ed. 2014). Springer Berlin Heidelberg : Imprint: Springer Vieweg.  
<https://doi.org/10.1007/978-3-642-29942-1>
- Rieberer, R., Moser, & Halozan. (2009). *Wärmepumpentechnik* [Skriptum zur Vorlesung].
- STEPSAHEAD. (2022). *Absorptionswärme-tauscher* [Unternehmenswebseite]. STEPSAHEAD.  
<https://stepsahead.at/absorbtiionswaermetauscher/>
- Stieglitz, R., & Heinzl, V. (2012). *Thermische Solarenergie: Grundlagen, Technologie, Anwendungen*. Springer Vieweg.
- Stocker, T. (Hrsg.). (2014). *Climate change 2013: The physical science basis: Working Group I contribution to the Fifth assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press.
- SWEP GmbH. (2022). *Technische Daten des Wärmetauschers B25THx2P*.
- Verein Deutscher Ingenieure. (2013). *VDI-Wärmeatlas: Mit 320 Tabellen* (11., bearb. und erw. Aufl). Springer Vieweg.
- Werner, S. (2017). International review of district heating and cooling. *Energy*, 137, 617–631.  
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.045>
- Zotter, G. (2022). *Potential of using absorption heat exchanger in DH-grid*. ISEC, Graz.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Endenergieverbrauch in Österreich mit Anteil an fossiler und erneuerbarer Energie (für Importe wurde der europäische Strommix angesetzt) (Günsberg, 2018) .....	13
Abbildung 2: Entwicklung der Fernwärmenetze (Lund et al., 2014) .....	15
Abbildung 3: Klassischer Aufbau eines Fernwärmenetzes .....	17
Abbildung 4: Vergleich Kompressionswärmepumpe (links) und Absorptionswärmepumpe (rechts) (Moser, 2008) .....	18
Abbildung 5: Energieflüsse von Kompressions- und Absorptionswärmepumpen (hier als KM - Kältemaschinen - bezeichnet) (Zotter, 2022) .....	19
Abbildung 6: $\ln(p)$ vs. $(-1/T)$ -Diagramm einer einstufigen Absorptionswärmepumpe (vgl. Herold et al., 1996) .....	20
Abbildung 7: Wärmepumpen Typ I (links) und Typ II (rechts) jeweils mit Darstellung der Wärmeströmungsrichtung in Form von Pfeilen .....	22
Abbildung 8: $\log(p)$ vs. $(-1/T)$ -Diagramm einer einstufigen AWP (bearbeitet, vgl. (Kruste, 1981)) .....	24
Abbildung 9: Energieflüsse und Temperaturniveaus einer thermisch angetriebenen WP (Zotter & Rieberer, 2014) .....	27
Abbildung 10: Exergie- und Energiefluss einer AWP (Rieberer et al., 2009) .....	31
Abbildung 11: Entropieströme an einem adiabaten Wärmetauscher .....	32
Abbildung 12: T vs. s - Diagramm eines Absorptionswärmepumpenprozess .....	33
Abbildung 13: Absorptionswärmepumpe (STEPSAHEAD, 2022) .....	34
Abbildung 14: Absorptionswärmetauscher (STEPSAHEAD, 2022) .....	34
Abbildung 15: Fernwärmeheizkraftwerk ohne AWP (Fu et al., 2010) .....	35
Abbildung 16: Fernwärmeheizkraftwerk mit AWT (Fu et al., 2010) .....	36
Abbildung 17: Temperatur-Messdaten eines AWT über mehrere Monate .....	37
Abbildung 18: T vs. Q Diagramm eines Absorptionswärmetauschers (Zotter, 2022) .....	38
Abbildung 19: Bestandteile eines Plattenwärmetauschers (Lohneis, 2021) .....	42
Abbildung 20: links: Absorptionswärmepumpe frontal mit Bedienungspanel; rechts: Rückseite des Generators/Kondensator-Behälters, sowie Blick auf die sechs hydraulischen Ein- und Ausgänge .....	45
Abbildung 21: Seitenansicht "periphere Baugruppe" .....	46
Abbildung 22: links: Frontalansicht „periphere Gruppe“; rechts: externer WT im eingebauten Zustand .....	47
Abbildung 23: Wärmerekuperation und Notkühlung .....	48
Abbildung 24: Bedienungsfläche zur Steuerung und Überwachung des Prüfstandes .....	49
Abbildung 25: Visualisierung des Prüfstandes im Trend-Modus .....	49
Abbildung 26: Verfahrensflißschema des untersuchten Absorptionswärmetauscher-Prüfstandes...	51

Abbildung 27: Druckmesssensor Cerabar PMC21.....	58
Abbildung 28: Prinzipskizze Laufzeitdifferenzmessung zur Ultraschalldurchflussmessung (FLEXIM GmbH, 2008) .....	59
Abbildung 29: Vibronik-Grenzstanddetektor FTL31 (Endress+Hauser, 2021) .....	60
Abbildung 30: Wärmemengenzähler MULTICAL 302.....	61
Abbildung 31: Ausschnitt aus einem Diagramm mit horizontalen und vertikalen Fehlerbalken .....	62
Abbildung 32: Auslegungs-Parameter der Versuchsanlage der AEE Intec (vgl. STEPSAHEAD, 2022)...	64
Abbildung 33: Verwendete Messmatrix zur Versuchsdurchführung .....	66
Abbildung 34: Unterkühlung vs. Prim. Eintrittstemperatur - Diagramm; SSV= (1:5); GSV= 4,5 (=1125 l/h) .....	69
Abbildung 35: Unterkühlung vs. Prim. Eintrittstemperatur - Diagramm; SSV= (1:2); GSV= 6 (=1500 l/h) .....	70
Abbildung 36: Unterkühlung vs. GSV – Diagramm; T_prim_ein= 125°C; T_sek_ein= 44°C .....	71
Abbildung 37: Unterkühlung vs. Sek. Eintrittstemperatur – Diagramm bei T_prim= 145 °C und SSV= (1:5) .....	72
Abbildung 38: Unterkühlung vs. Sek. Eintrittstemperatur – Diagramm bei T_prim= 125°C und SSV= (1:5) .....	72
Abbildung 39: Infrarot-Fotographie des Verdampfer-Absorber-Reaktors (links) und des Kondensator-Generator-Reaktors (rechts); Aufgenommen mit praktisch identischem Farb-Temperatur-Maßstab	73
Abbildung 40: Leistungsbilanz des AWT im stationären Betriebspunkt „22.08 - 18:22“ SSV=(1:2); GSV=6; T_p= 145 °C; T_sek= 50 °C.....	75
Abbildung 41: Zeitlicher Verlauf der primären Ausgangstemperatur.....	76
Abbildung 42: Zeitlicher Verlauf der primären Ausgangstemperatur.....	76
Abbildung 43: Vergleich eines AWT mit einem Plattenwärmetauscher im ausgewählten Arbeitspunkt .....	78
Abbildung 44: Trend-Modus der Visualisierung mit Markierungen am Druck-Verlaufsgraphen des Verdampfers.....	82
Abbildung 45: Trend-Modus der Visualisierung des Prüfstandes, während eines „Leerlaufen“ des Verdampfers.....	83
Abbildung 46: Trend-Modus der Visualisierung des Prüfstandes, während eines „Leerlaufens“ von Abs. oder Gen.....	84

## 10 Anhang

### 10.1 Messstellenliste der Versuchsanlage

p_KaelteSek_AI	bar	0
Vd_KaelteSek_AI	l/h	1
Vd_KaelteSek_Soll	l/h	2
T_KaelteSek_WT_in_pt	°C	3
T_KaelteSek_WT_out_pt	°C	4
T_KaelteSek_WT_out_Soll	°C	5
T_KaelteSek_HST_in_pt	°C	6
T_KaelteSek_HST_out_pt	°C	7
T_KaelteSek_HST_out_Soll	°C	8
Q_KaelteSek_calc	kWh	9
P_KaelteSek_calc	W	10
Q_KaelteSek_WT_calc	kWh	11
P_KaelteSek_WT_calc	W	12
Q_KaelteSek_HST_calc	kWh	13
P_KaelteSek_HST_calc	W	14
Q_KaelteSek_HST_MBUS	kWh	15
P_KaelteSek_HST_MBUS	W	16
PU_KaelteSek	%	17
HST_KaelteSek	%	18
PU_KaeltePri	%	19
VEN_KaeltePri_A	%	20
VEN_KaeltePri_B	%	21
Q_KaeltePri_wmz	kWh	22
V_KaeltePri_wmz	m <sup>3</sup>	23
T_KaeltePri_in_wmz	°C	24
T_KaeltePri_out_wmz	°C	25
P_KaeltePri_wmz	W	26
Vd_KaeltePri_wmz	l/h	27
p_WaermeSek_AI	bar	28
Vd_WaermeSek_AI	l/h	29
Vd_WaermeSek_Soll	l/h	30

T_Not_out_pt	°C	76
T_Not_MT_in_pt	°C	77
T_Not_MT_out_pt	°C	78
T_WRG_in_pt	°C	79
T_WRG_out_pt	°C	80
T_WRG_MT_in_pt	°C	81
T_WRG_MT_out_pt	°C	82
T_HT_VL_pt	°C	83
T_HT_RL_pt	°C	84
Vd_HT_clamp	l/h	85
HE_HT	%	86
PU_Erd	%	87
PU_MT	%	88
PU_HT	%	89
VEN_MT_Erd	%	90
VEN_MT_WRG	%	91
VEN_Not	%	92
SWP_On	%	93
PU_NT_Freigabe	%	94
PU_HT_Freigabe	%	95
PU_MT_Freigabe	%	96
DI_Reserve	%	97
T_GEN_In_pt	°C	98
T_GEN_Out_pt	°C	99
T_ABS_In_pt	°C	100
T_ABS_Out_pt	°C	101
T_MT_ABS_Out_pt	°C	102
T_VER_Kreis_pt	°C	103
STOP_Last_Ina	%	104
Betriebsart_Wegra	-	105
PU_MT_Wegra	%	106

T_WaermeSek_WT_in_pt	°C	31
T_WaermeSek_WT_out_pt	°C	32
T_WaermeSek_WT_out_So II	°C	33
T_WaermeSek_HST_in_pt	°C	34
T_WaermeSek_HST_out_pt	°C	35
T_WaermeSek_HST_out_S oll	°C	36
Q_WaermeSek_calc	kWh	37
P_WaermeSek_calc	W	38
Q_WaermeSek_WT_calc	kWh	39
P_WaermeSek_WT_calc	W	40
Q_WaermeSek_HST_calc	kWh	41
P_WaermeSek_HST_calc	W	42
Q_WaermeSek_HST_MBUS	kWh	43
P_WaermeSek_HST_MBUS	W	44
PU_WaermeSek	%	45
HST_WaermeSek	%	46
PU_WaermePri	%	47
VEN_WaermePri_A	%	48
VEN_WaermePri_B	%	49
Q_WaermePri_wmz	kWh	50
V_WaermePri_wmz	m3	51
T_WaermePri_in_wmz	°C	52
T_WaermePri_out_wmz	°C	53
P_WaermePri_wmz	W	54
Vd_WaermePri_wmz	l/h	55
Q_MT_wmz	kWh	56
V_MT_wmz	m3	57
T_MT_flow_wmz	°C	58
T_MT_return_wmz	°C	59

PU_HT_Wegra	%	107
PU_NT_Wegra	%	108
Backup_Wegra	%	109
Stoerung_Wegra	%	110
FAN_Kuehlturm_Wegra	%	111
MI_Kaeltetraeger_Wegra	%	112
MI_Heizwasserwasser_Wegra	%	113
MI_Kuehlwasser_Wegra	%	114
T_HeizVL_Wegra	C	115
T_KaltVL_Wegra	C	116
T_KuehlVL_Wegra	C	117
T_HeizRL_Wegra	C	118
T_KaltRL_Wegra	C	119
T_KuehlRL_Wegra	C	120
T_Loesungsmittel_Wegra	C	121
T_MT_Soll_Wegra	C	122
Vd_MT_mid	l/h	123
Vd_MT_clamp	l/h	124
p_KondensatorGenerator_Wegra	mba r	125
p_VerdampferAbsorber_Wegra	mba r	126
Start_Kuehlen_Wegra	%	127
Start_KuehlenOhneAbsorber_Weg ra	%	128
LockSum_PU_KSek		129
LockSum_HST_KSek		130
LockSum_PU_WSek		131
LockSum_HST_WSek		132
LockSum_PU_MT		133
LockSum_PU_Erd		134
LockSum_PU_HT		135

P_MT_wmz	W	60
Vd_MT_wmz	l/h	61
E_HT_ECnt	kWh	62
P_HT_ECnt	W	63
E_SWP_ECnt	kWh	64
P_SWP_ECnt	W	65
Reserve_66	-	66
VEN_WT	%	67
p_MT	bar	68
p_HT	bar	69
T_Erd_in_pt	°C	70
T_Erd_out_pt	°C	71
T_Erd_MT_in_pt	°C	72
T_Erd_MT_out_pt	°C	73
T_PU_MT_out_pt	°C	74
T_Not_in_pt	°C	75

LockSum_HE_HT		136
T_WT_HT_IN_pt	°C	137
T_WT_HT_OUT_pt	°C	138
T_WT_MT_IN_pt	°C	139
T_WT_MT_OUT_pt	°C	140
T_HE_HT_aussen	°C	141
T_Misch_MT_pt	°C	142
T_Reserve_143	°C	143
T_Reserve_144	°C	144
Q_Rekup_wmz	kWh	145
V_Rekup_wmz	m3	146
T_Rekup_flow_wmz	°C	147
T_Rekup_return_wmz	°C	148
P_Rekup_wmz	W	149
Vd_Rekup_wmz	l/h	150

## 10.2 Physikalische Eigenschaften des Thermoöls Marlotherm LH

### MARLOTHERM® LH Heat Transfer Fluid

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

The physical constants for the thermal parameters are summarized in the following table:

Temperature		Density		Specific heat		Thermal conductivity		Viscosity kinematic		Vapour pressure	
°C	°F	kg/m <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>	kJ/kg K	Btu/lb °F	W/m K	Btu/ft <sup>2</sup> hr °F	mm <sup>2</sup> /s	cSt	hPa	psi
-20	-4	1026	64.1	1.48	0.353	0.136	0.079	17	17	–	
0	32	1010	63.1	1.55	0.370	0.134	0.077	8.30	8.30	–	
20	68	996	62.2	1.62	0.387	0.132	0.076	4.00	4.00	–	
40	104	980	61.2	1.68	0.401	0.129	0.075	2.60	2.60	–	
60	140	966	60.3	1.75	0.418	0.127	0.073	1.90	1.90	–	
80	176	950	59.3	1.82	0.435	0.125	0.072	1.50	1.50	–	
100	212	936	58.4	1.88	0.449	0.122	0.070	1.10	1.10	2.2	0.03
120	248	920	57.4	1.95	0.466	0.120	0.069	0.86	0.86	6	0.09
140	284	906	56.6	2.02	0.482	0.118	0.068	0.71	0.71	15	0.22
160	320	890	55.6	2.08	0.497	0.115	0.066	0.61	0.61	33	0.48
180	356	873	54.5	2.15	0.514	0.113	0.065	0.54	0.54	68	0.99
200	392	856	53.4	2.22	0.530	0.111	0.064	0.47	0.47	131	1.90
220	428	839	52.4	2.29	0.547	0.109	0.063	0.43	0.43	237	3.44
240	464	822	51.3	2.35	0.561	0.106	0.061	0.39	0.39	408	5.92
260	500	804	50.2	2.42	0.578	0.104	0.060	0.36	0.36	672	9.75
280	536	786	49.1	2.49	0.595	0.102	0.059	0.32	0.32	1061	15.39
300	572	766	47.8	2.55	0.609	0.099	0.057	0.30	0.30	1619	23.49
320	608	747	46.6	2.62	0.626	0.097	0.056	0.28	0.28	2394	34.73
340	644	726	45.3	2.69	0.642	0.095	0.055	0.27	0.27	3442	49.93
360	680	703	43.9	2.75	0.657	0.092	0.053	0.26	0.26	4826	70.01

#### Sasol Olefins & Surfactants GmbH

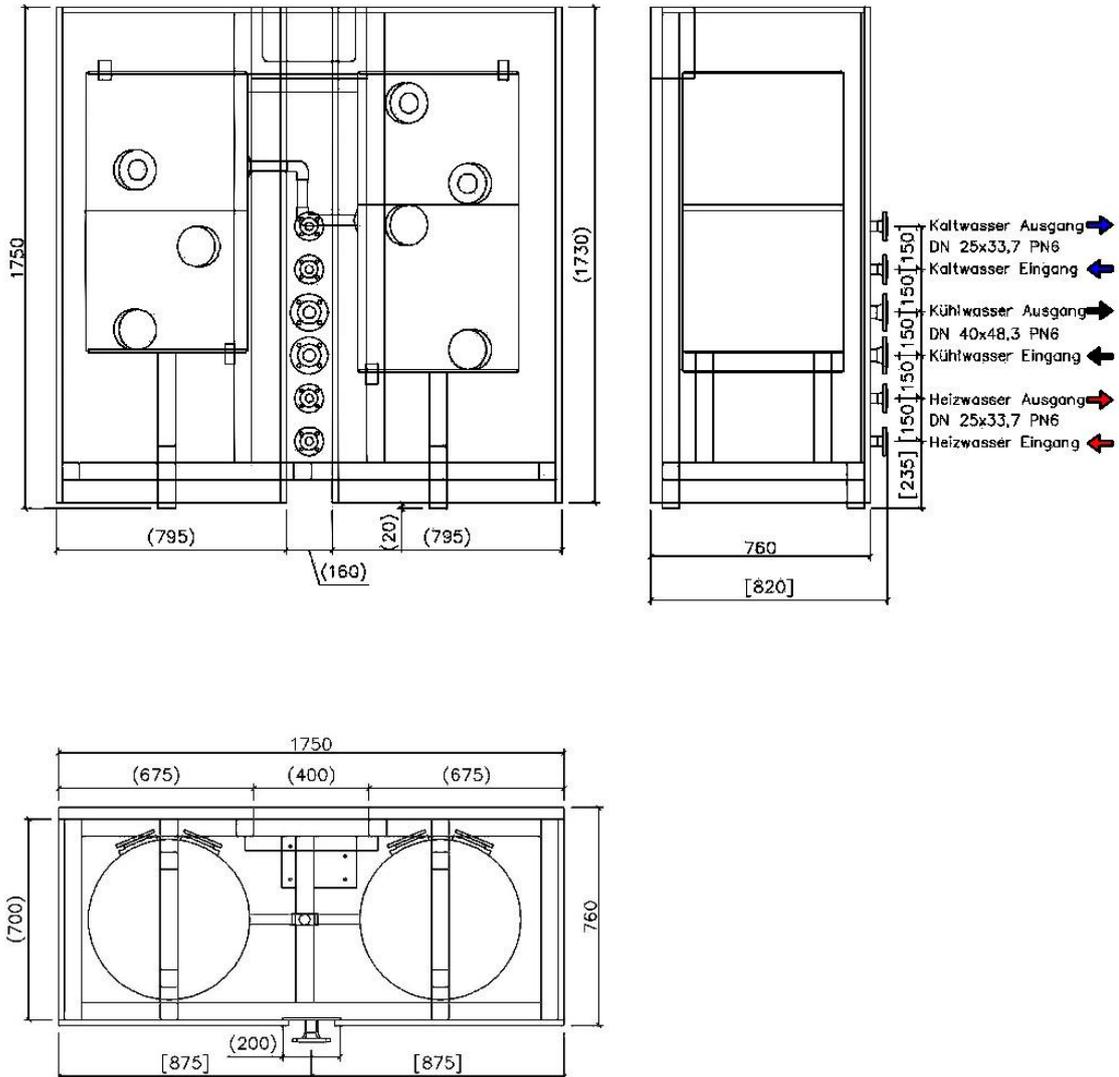
Business Unit Surfactants, Paul-Baumann-Straße 1, 45764 Marl, Germany

Telephone: +49 2365 49-5371 Facsimile: +49 2365 49-9180 info@de.sasol.com www.marlotherm.com

4/6

### 10.3 Technische Zeichnung AWP (EAW Energieanlagenbau GmbH Westenfeld, 2009)

Kondensator – Generator – Verdampfer – Absorber  
vereinfacht dargestellt



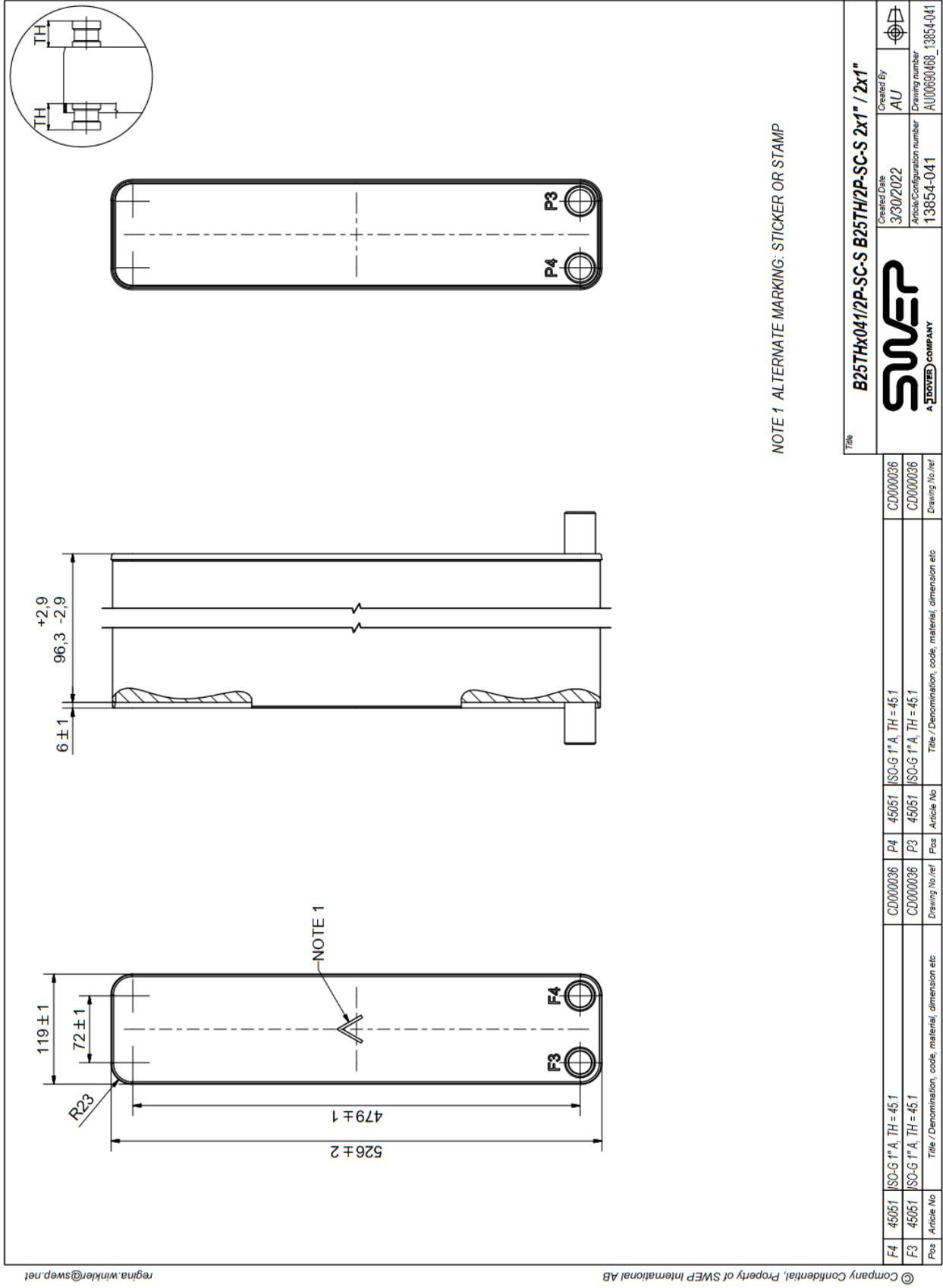
Angaben über Maße,  
Gewichte und ähnliche  
Sacheigenschaften sind  
unverbindlich

Änderung der Produkte durch  
technische, umweltschützende oder  
qualitätsfördernde Weiterentwicklung  
sind vorbehalten

Aktualisiert Nov 09

SE 15 kW

### 10.4 Technische Zeichnung Wärmetauscher (SWEP GmbH, 2022)



## 10.5 Technische Daten Ultraschallsensor FLUXUS F601

FLUXUS F601

Technische Spezifikation

### Messumformer

#### Technische Daten

FLUXUS F601	
	
Ausführung	portabel
<b>Messung</b>	
Messprinzip	Ultraschall-Laufzeitdifferenz-Korrelationsverfahren, automatische NoiseTrek-Umschaltung bei Messungen mit hohem Gas- oder Feststoffanteil
Strömungsgeschwindigkeit	m/s 0.01...25
Wiederholbarkeit	0.15 % v. MW $\pm 0.005$ m/s
Fluid	alle akustisch leitfähigen Flüssigkeiten mit Gas- und Feststoffanteil < 10 % des Volumens (Laufzeitdifferenzverfahren)
Temperaturkompensation	entsprechend den Empfehlungen in ANSI/ASME MFC-5.1-2011
<b>Messunsicherheit (Volumenstrom)</b>	
Messunsicherheit des Messsystems <sup>1</sup>	$\pm 0.3$ % v. MW $\pm 0.005$ m/s
Messunsicherheit an der Messstelle <sup>2</sup>	$\pm 1$ % v. MW $\pm 0.005$ m/s
<b>Messumformer</b>	
Spannungsversorgung	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 100...230 V/50...60 Hz (Netzteil: IP40, 0...40 °C)</li> <li>• 10.5...15 V DC (Buchse am Messumformer)</li> <li>• integrierter Akku</li> </ul>
integrierter Akku	Li-Ion, 7.2 V/6.2 Ah
• Betriebszeit	<ul style="list-style-type: none"> <li>• &gt; 14 (ohne Ein-/Ausgänge und Hintergrundbeleuchtung)<sup>3</sup></li> <li>• &gt; 25 (1 Messkanal, Umgebungstemperatur &gt; 10 °C, ohne Ein-/Ausgänge und Hintergrundbeleuchtung)<sup>3</sup></li> </ul>
Leistungsaufnahme	W < 6 (mit Ein-/Ausgängen und Hintergrundbeleuchtung), Laden: 18
Anzahl der Messkanäle	2
Dämpfung	s 0...100 (einstellbar)
Messzyklus	Hz 100...1000 (1 Kanal)
Ansprechzeit	s 1 (1 Kanal), Option: 0.07
Gehäusematerial	PA, TPE, AutoTex, Edelstahl
Schutzart	IP65
Abmessungen	mm siehe Maßzeichnung
Gewicht	kg 2.1
Befestigung	QuickFix-Rohrbefestigung
Umgebungstemperatur	°C -10...+60
Anzeige	2 x 16 Zeichen, Punktmatrix, Hintergrundbeleuchtung
Menüsprache	englisch, deutsch, französisch, niederländisch, spanisch
<b>Messfunktionen</b>	
Messgrößen	Volumenstrom, Massenstrom, Strömungsgeschwindigkeit, Wärmestrom (falls Temperatureingänge installiert)
Mengenzähler	Volumen, Masse, Option: Wärmemenge
Verrechnungsfunktionen	Mittelwert, Differenz, Summe
Diagnosefunktionen	Schallgeschwindigkeit, Signalamplitude, SNR, SCNR, Standardabweichung der Amplituden und Laufzeiten
<b>Kommunikationsschnittstellen</b>	
Serviceschnittstellen	<ul style="list-style-type: none"> <li>• RS232</li> <li>• USB (mit Adapter)</li> </ul>
Prozessschnittstellen	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Modbus RTU (Option)</li> </ul>
<b>Zubehör</b>	
Datenübertragungs-kit	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kabel</li> <li>• Adapter</li> </ul>
Software	<ul style="list-style-type: none"> <li>• FluxDiagReader: Auslesen von Messwerten und Parametern, grafische Darstellung</li> <li>• FluxDiag (Option): Auslesen der Messdaten, grafische Darstellung, Erstellung von Reports</li> </ul>
Adapter	AO5, AO6, AO7, AO8, AI1, AI2
Transportkoffer	Abmessungen: 500 x 400 x 190 mm
<b>Messwertspeicher</b>	
speicherbare Werte	alle Messgrößen, totalisierten Messgrößen und Diagnosewerte
Kapazität	> 100 000 Messwerte

<sup>1</sup> bei Aperturkalibrierung der Sensoren

<sup>2</sup> für Laufzeitdifferenzverfahren und Referenzbedingungen

<sup>3</sup> Verlängerung der Betriebszeit bei Anschluss des Akku-Koffers PP0026NN (Option, Bestell-Code: ACC-PO-#601-/B6)

## 10.6 Anfrage Referenzgenauigkeit Endress + Hauser GmbH

Antworten    Allen antworten    Weiterleiten

Anton J. Helmreich <anton.helmreich@endress.com>    Damian Eberhöfer    1    09:40

**AW: Infos zu Cerabar PMC21**

*i* Sie haben am 08.09.2022 16:54 auf diese Nachricht geantwortet.

 pmc21\_.pdf  
1 MB

Sehr geehrter Herr Eberhöfer,

ich habe im vorigen email die technische Information anzuhängen vergessen.

Ich hole das hiermit nach

Zur zweiten Frage:  
Ihr Sensor hat eine 1 bar abs. Messzelle.  
Bis zu einem Turndown von 1:5 kann von der Referenzgenauigkeit ausgegangen werden.  
Also zwischen 200 mbar und 1000 mbar abs. max. +/- 0,3% vom Messwert

Darunter steigt der Fehler an.  
Bei 100mbar wird sich der max. Messfehler im Bereich von +/- 0,8% bewegen. – vom Messwert

Um im unteren Bereich genauer zu werden, brauchen Sie entweder einen PMC 21 mit kleinerer Zelle, die kleinste ist die 100mbar abs Zelle, oder eine gerät mit noch höherer Grundgenauigkeit bzw. höherem Turndown (PMC51B oder PMC71B)  
Um den Fehler in diesem Bereich exakt zu wissen, brauchte man eine Kalibrierung des Gerätes für untere Messbereiche – kann man mitbestellen, oder nachträglich durch uns durchführen lassen.

Mit freundlichen Grüßen | Best Regards

Anton J. Helmreich

---

Teamleiter Region | Vertrieb Region

**Endress+Hauser Österreich**

Endress+Hauser GmbH | Lehnergasse 4 | 1230 Wien | Austria  
Phone: +43 1 88056 282  
[anton.helmreich@endress.com](mailto:anton.helmreich@endress.com) | [www.at.endress.com](http://www.at.endress.com)

---

Endress+Hauser GmbH  
Sitz der Gesellschaft: Wien  
FN 125984 x  
Geschäftsführer: Wolfgang Maurer

## 10.7 Details zum externer Wärmetauscher SWEP B25Tx41/2P

Heat exchanger:

**B25Tx41/2P**

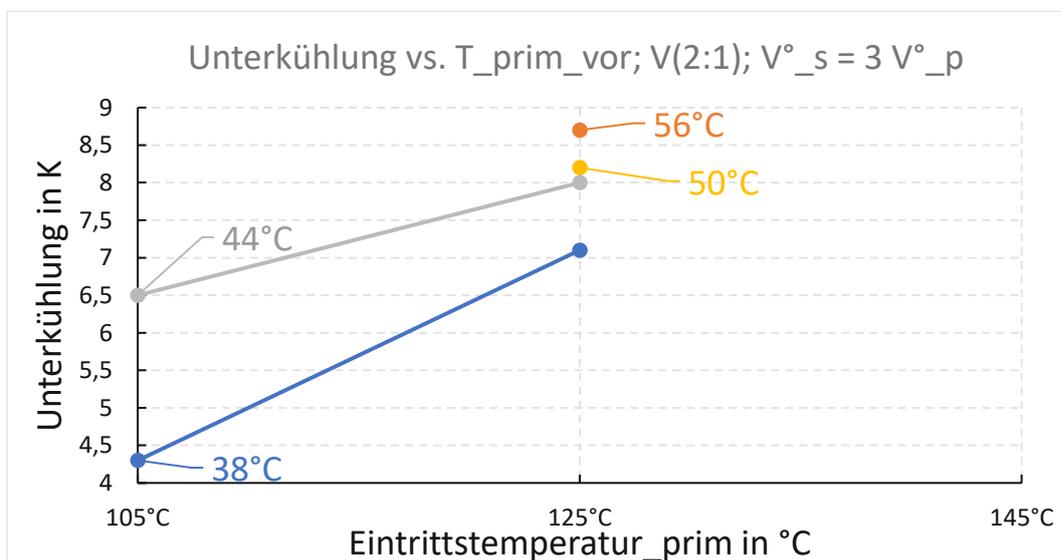
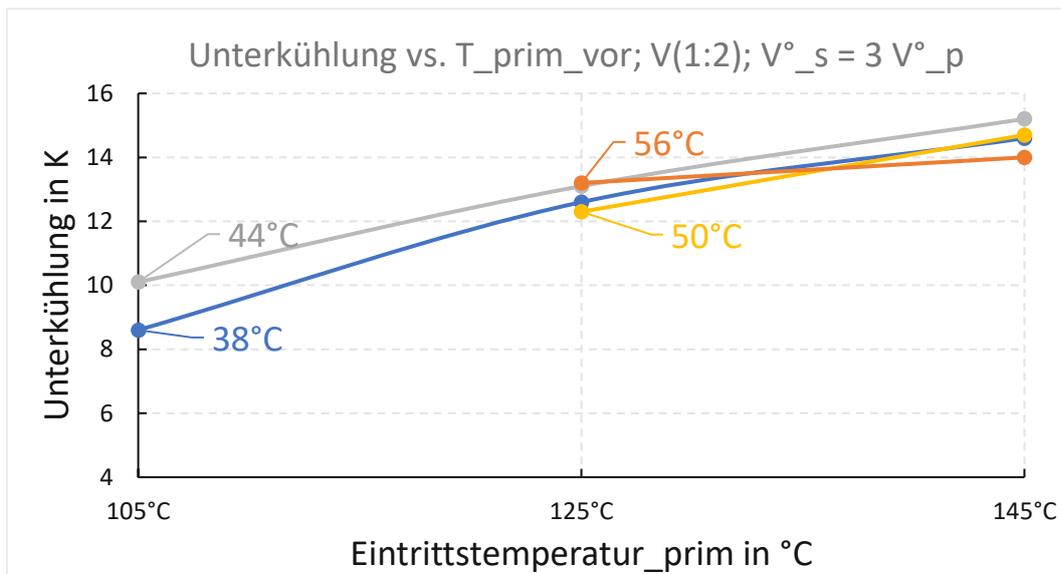
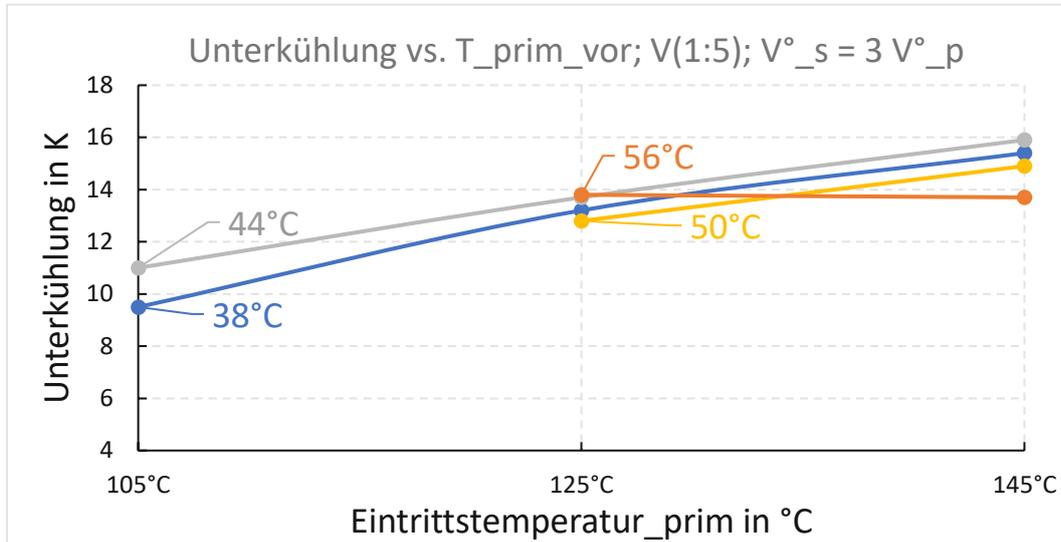
[Enter the product site](#)

[Download a product sheet](#)

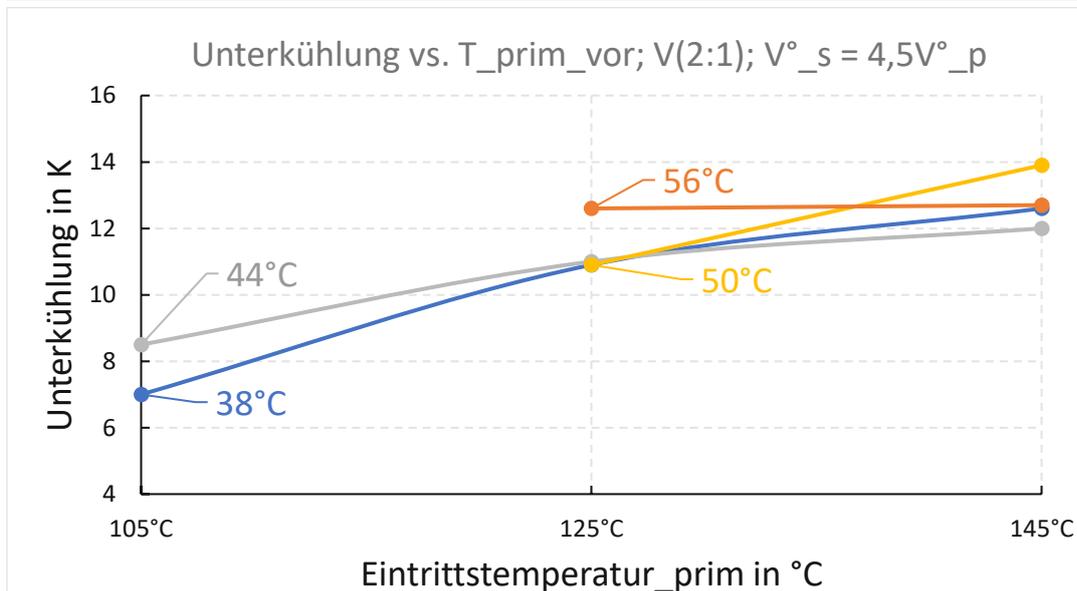
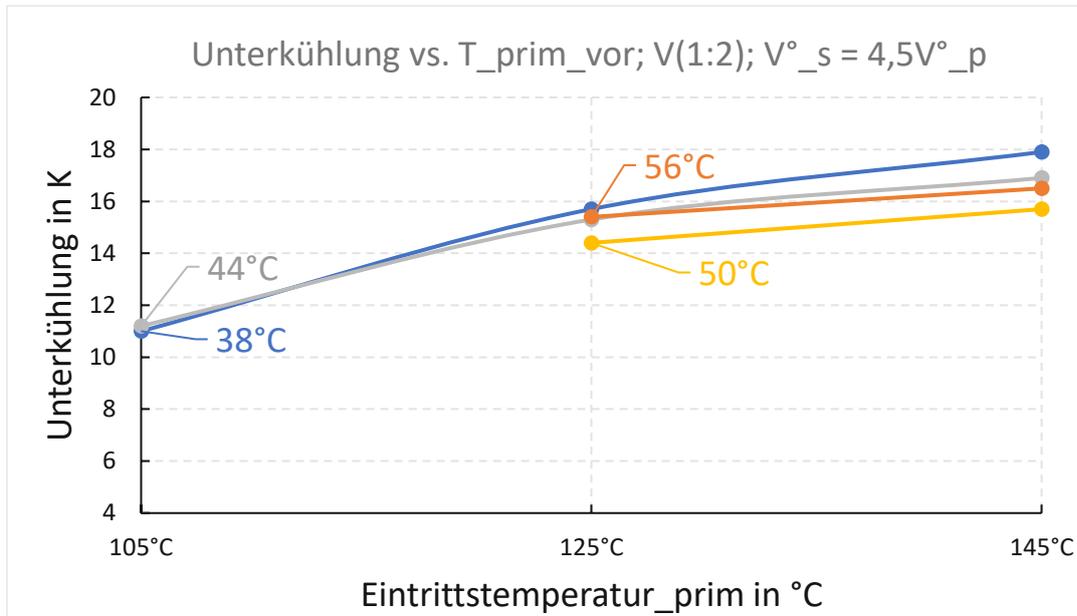
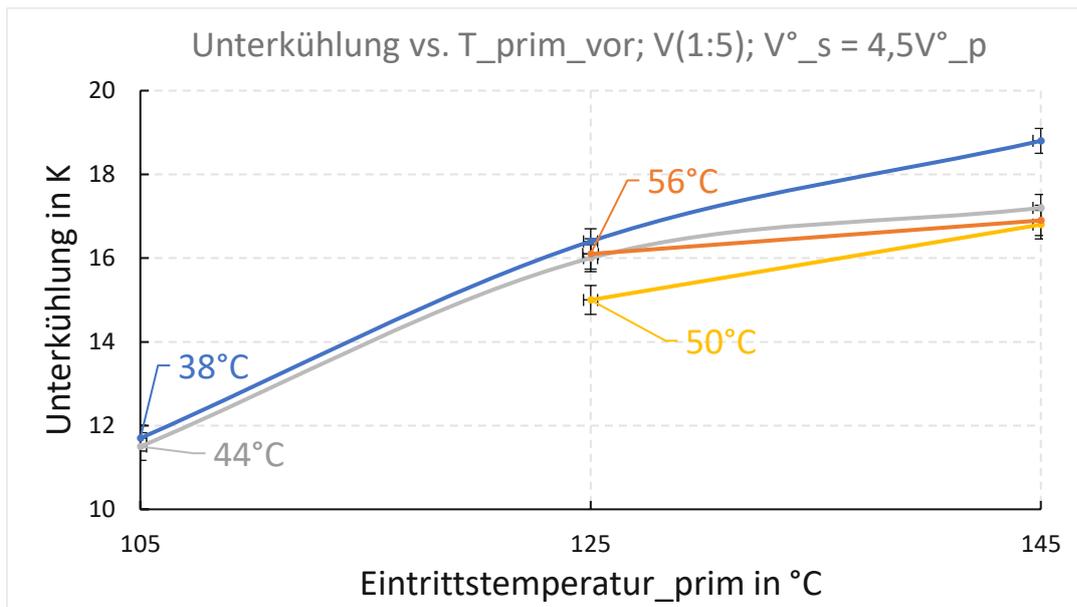
DUTY REQUIREMENTS	UNIT	SIDE 1	SIDE 2
Fluid		Marlotherm LH	Water
Flow type			Counter-Current
Circuit		primary	secondary
Heat load	kW		14,00
Inlet temperature	°C	100,00	46,00
Outlet temperature	°C	52,00	95,86
Flow rate	kg/s	0,1617	0,06698
Thermal length		9,58	9,95
PLATE HEAT EXCHANGER	UNIT	SIDE 1	SIDE 2
Total heat transfer area	m <sup>2</sup>		2,46
Heat flux	kW/m <sup>2</sup>		5,70
Mean temperature difference	K		5,01
O.H.T.C. (available/required)	W/m <sup>2</sup> ,°C		1140/1140
Pressure drop - total*	kPa	6,12	1,13
- in ports	kPa	0,0633	0,0106
Port diameter (up/down)	mm	24,0/24,0	24,0/24,0
Number of channels per pass		10	10
Number of plates			41
Oversurfacing	%		0
Fouling factor	m <sup>2</sup> ,°C/kW		0,001
Reynolds number		580,5	297,0
Port velocity (up/down)	m/s	0,375/0,375	0,152/0,152
Channel velocity	m/s	0,0750	0,0303
Shear stress	Pa	6,33	1,17
Average wall temperature	°C	72,57	72,48
Largest wall temperature difference	K		0,38
Min./Max. wall temperature	°C	48,12/97,33	47,75/97,07
<i>*Excluding pressure drop in connections.</i>			
PHYSICAL PROPERTIES	UNIT	SIDE 1	SIDE 2
Reference temperature	°C	76,00	70,93
Dynamic viscosity	cP	0,493	0,399
Dynamic viscosity - wall	cP	0,466	0,391
Density	kg/m <sup>3</sup>	954,4	977,2
Heat capacity	kJ/kg,°C	1,803	4,192
Thermal conductivity	W/m,°C	0,1251	0,6638
Film coefficient	W/m <sup>2</sup> ,°C	1760	3900

## 10.8 Weitere Diagramme der Ergebnisse

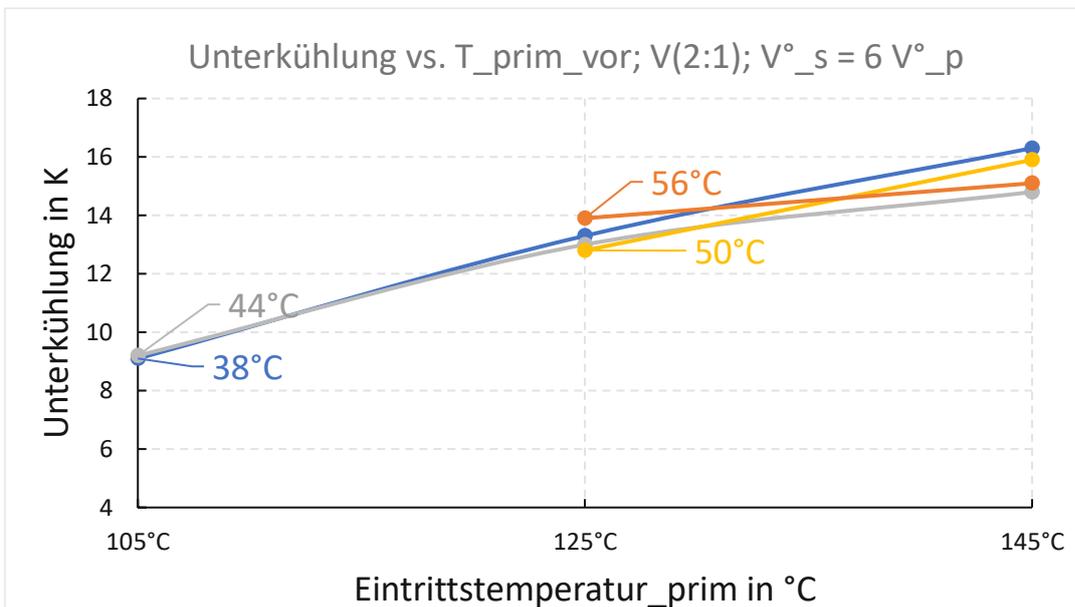
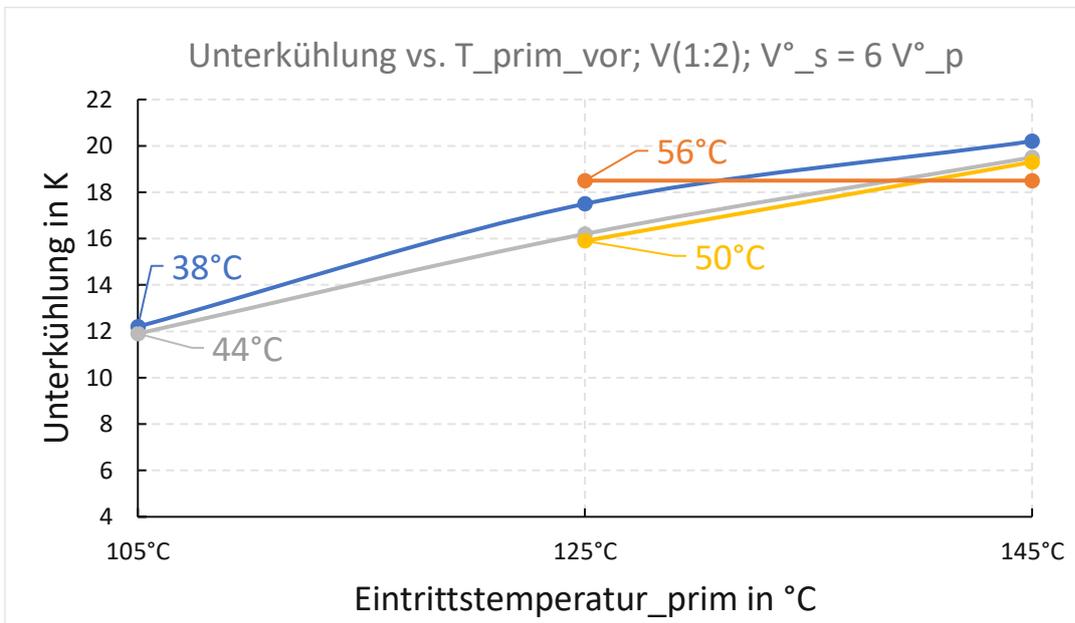
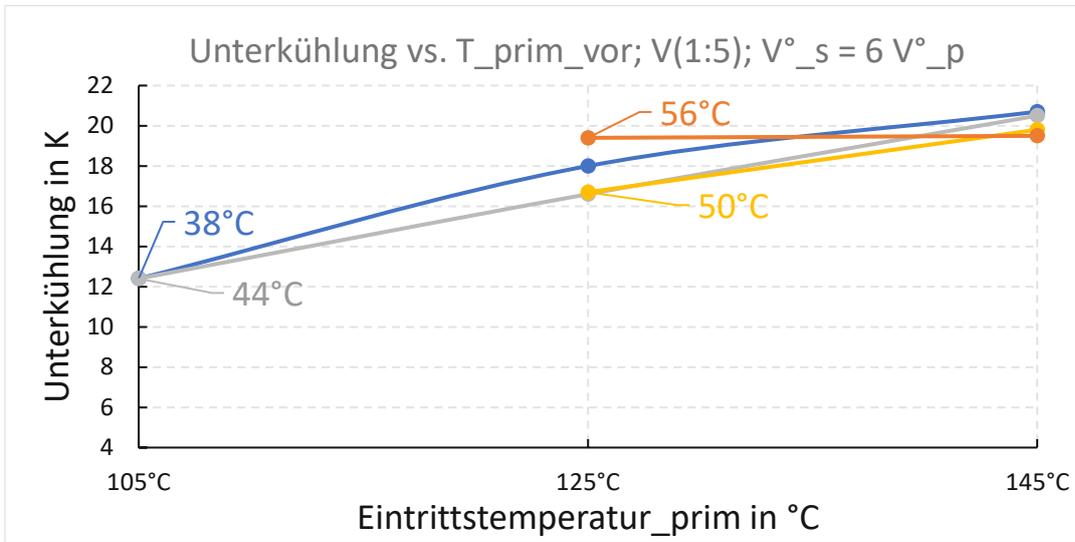
### 10.8.1 Unterkühlung vs. prim. Vorlauftemperatur; GSV= 3



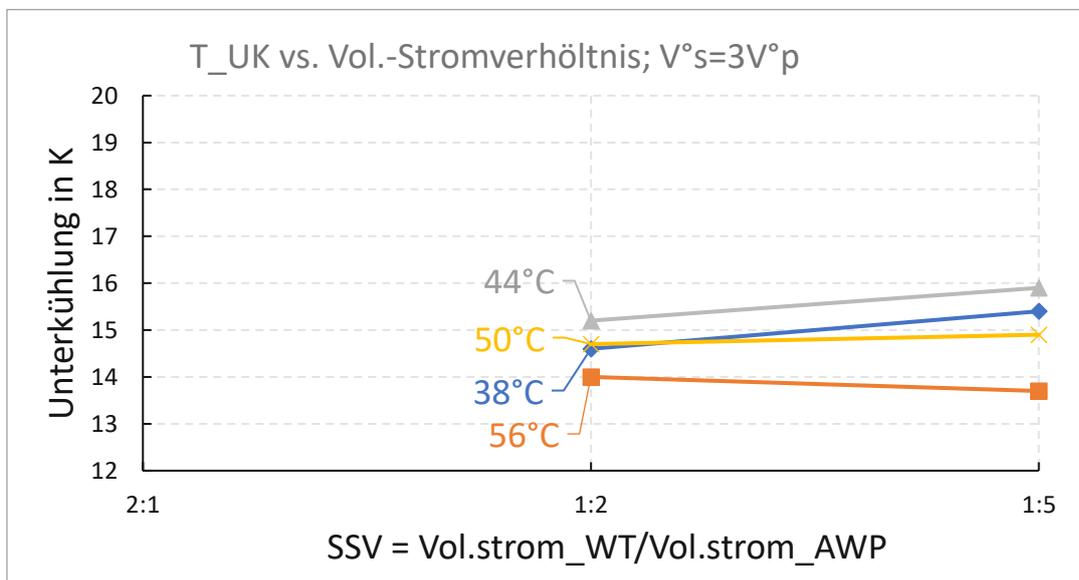
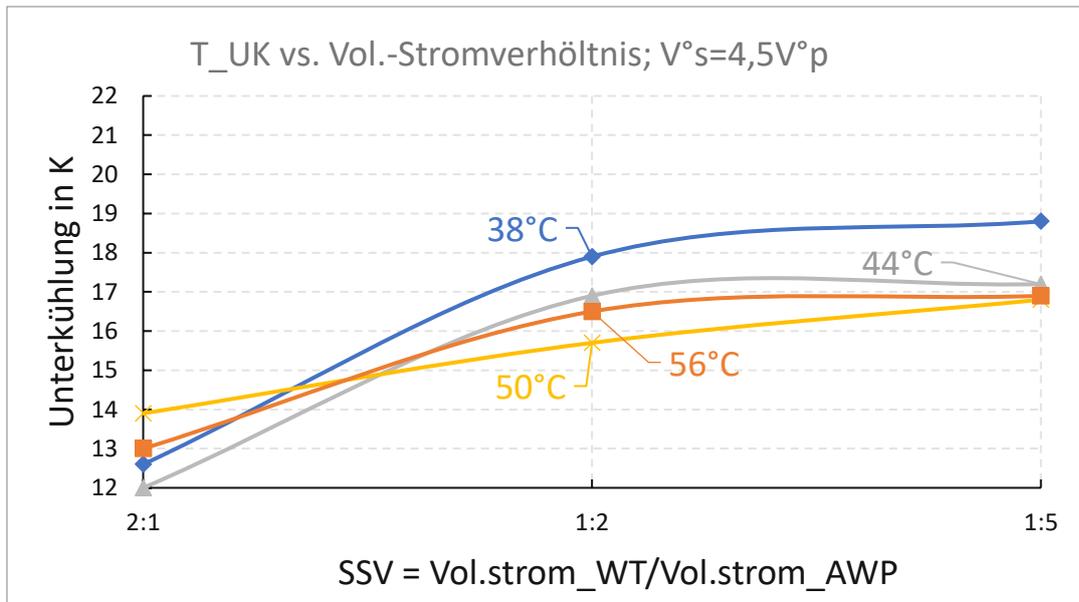
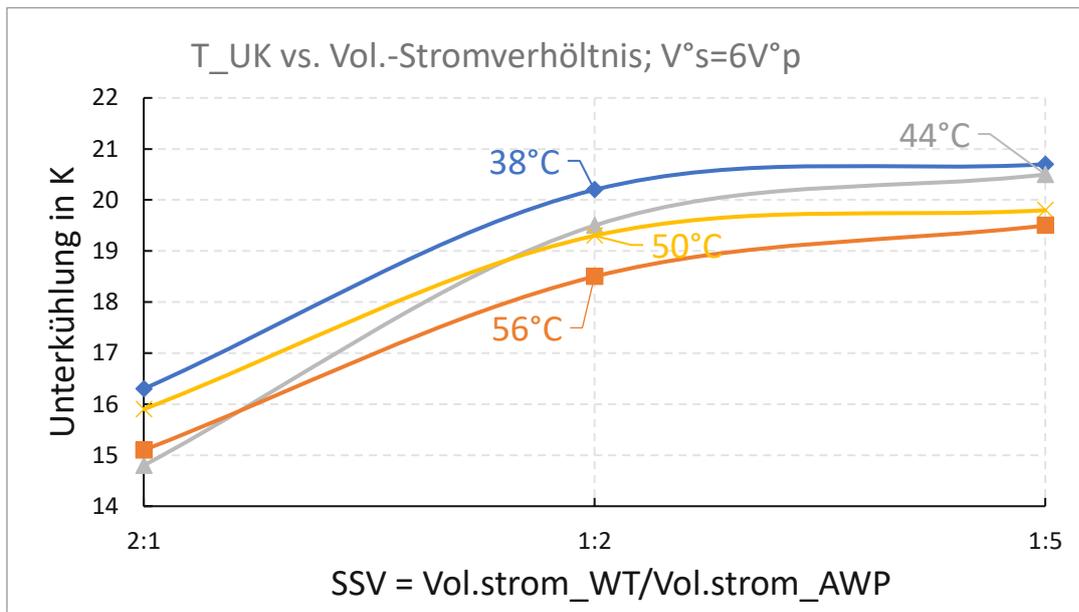
10.8.2 Unterkühlung vs. prim. Vorlauftemperatur; GSV= 4,5



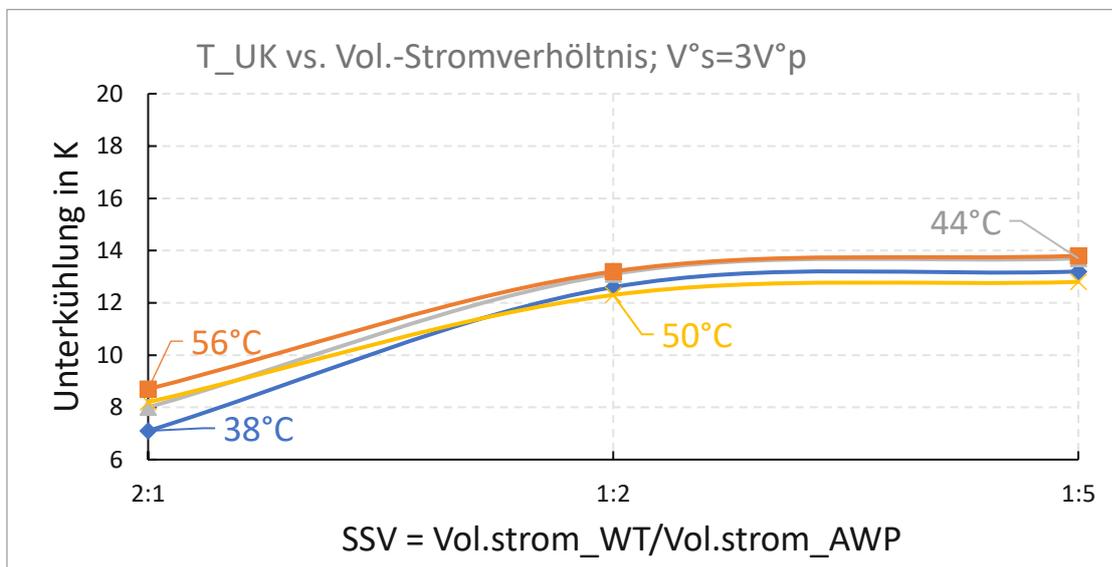
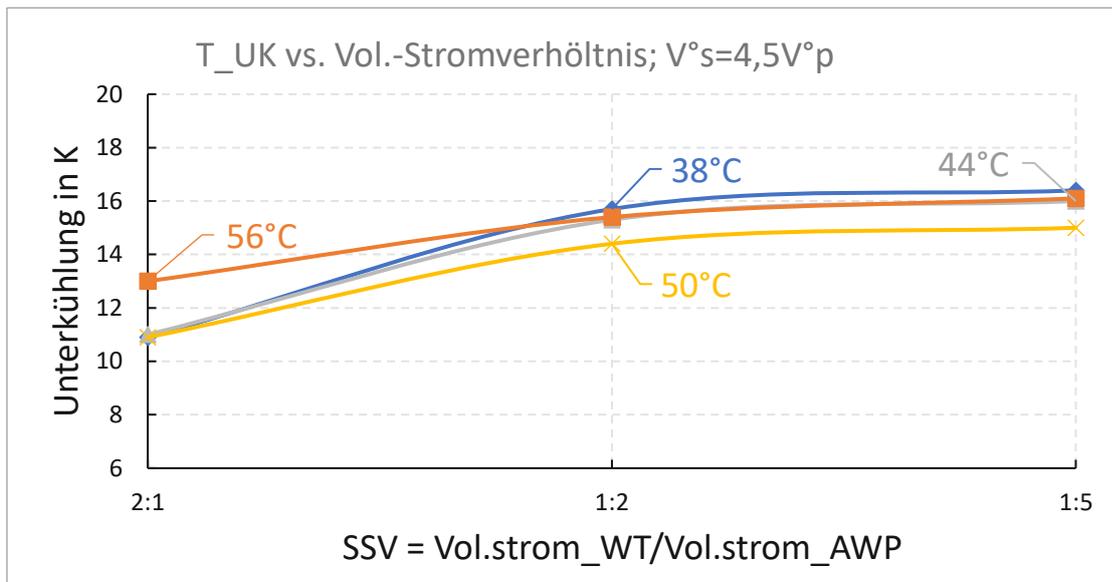
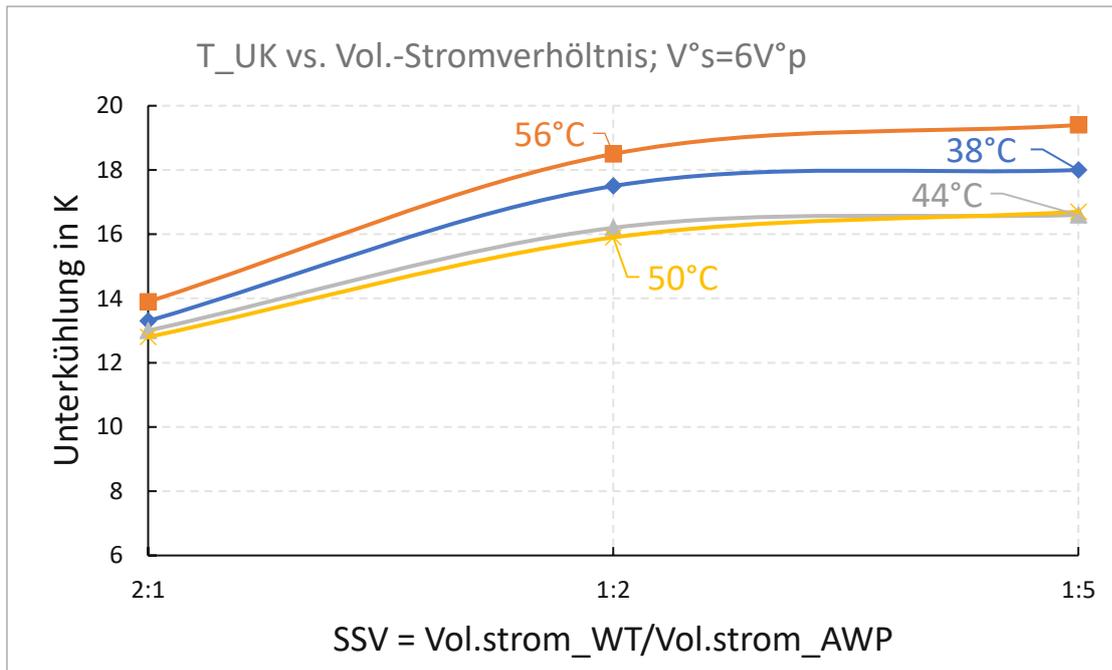
10.8.3 Unterkühlung vs. prim. Vorlauftemperatur; GSV= 6



10.8.4 Unterkühlung vs. Gesamtstromverhältnis;  $T_{\text{prim\_vor}} = 145^\circ\text{C}$



10.8.5 Unterkühlung vs. Gesamtstromverhältnis;  $T_{\text{prim\_vor}} = 125^\circ\text{C}$



10.8.6 Unterkühlung vs. Sekundärstromverhältnis;  $T_{\text{prim\_vor}} = 105^\circ\text{C}$

