

Andreas UNTERLUGGAUER, BSc.

# **Inbetriebnahme einer Ammoniak/Wasser- Absorptionskälteanlage mit Dephlegmation und Rektifikation**

**MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades  
Diplom-Ingenieur  
Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Beurteiler

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Dr.René Rieberer  
Institut für Wärmetechnik

Betreuer

Johannes Albert, MSc  
Institut für Wärmetechnik

Graz, am 25.08.2016

# EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

## *AFFIDAVIT*

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

*I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.*

---

Datum / Date

---

Unterschrift / Signature

# KURZFASSUNG

Titel: Inbetriebnahme einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskälteanlage mit Dephlegmation und Rektifikation

Autor: Andreas Unterluggauer

1. Stichwort: Versuchsstand
2. Stichwort: Plattenwärmetauscher
3. Stichwort: Kondensator

Sowohl aus ökologischer, wie auch aus ökonomischer Sicht wird es heutzutage immer wichtiger, die Ressourcen unseres Planeten möglichst sparsam einzusetzen. Im Falle von Heiz- und Kühlanwendungen bedeutet das Fortschritt durch den Einsatz von Technologien in neuen Anwendungsgebieten, wie etwa die der Absorptionswärmepumpe.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit einem Prüfstand für eine Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe. Nach dem Beseitigen anfänglicher Schwierigkeiten wurde die Anlage in Betrieb genommen und es wurden Messungen gemacht.

Parallel dazu wurde der Wärmeübergang im Kondensator simuliert und mit den Messergebnissen verglichen. Bei der Auswertung wurde besonders der Einfluss des Wassergehalts auf den Kältekreislauf untersucht.

Es zeigte sich, dass die Zuschaltung von Dephlegmator und Rektifikator die höchsten Reinheiten erbrachte. Bei den errechneten Werten für die Effizienz (EER) zeigte sich kein genereller Trend, sondern je nach Betriebsparameter verschiedene Tendenzen.

# ABSTRACT

Title: Commissioning of an ammonia/water absorption chiller with dephlegmation and rectification

Author: Andreas Unterluggauer

1<sup>st</sup> keyword: test rig

2<sup>nd</sup> keyword: plate heat exchanger

3<sup>rd</sup> keyword: condenser

Nowadays it gets more and more important to use the resources of our planet as economical as possible. This means for heating and cooling applications, that green technologies should be used, like absorption heat pumps.

This work is about an absorption chiller employing ammonia-water as the working fluid pair. After solving some problems at the beginning it was put into operation and measurements were carried out.

Furthermore a simulation of the heat transfer in the condenser was done and compared with the measured data. Moreover the influence of water in the refrigerant-cycle was examined.

The usage of Dephlegmation and Rectification yielded the highest purity of the refrigerant. The calculated efficiency (EER) didn't show a general trend.

## VORWORT

Diese Diplomarbeit ist Resultat meiner Forschungstätigkeit 2015/16 an der Technischen Universität Graz, in der ich mit meinem Betreuer Johannes Albert einen Prüfstand in Betrieb genommen und grundlegende Messungen dazu gemacht habe.

Die Arbeit entstand im Rahmen des Projekts "SOFCool", das aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen des Programms „ENERGY MISSION AUSTRIA“ durchgeführt wird.

Danksagen möchte ich an Prof. René Rieberer, dass er es mir ermöglicht hat, die Diplomarbeit am Institut zu schreiben. Ebenso möchte ich meinem Betreuer Johannes Albert für seine Unterstützung danken.

Ganz besonderer Dank aber möchte ich meinen Eltern aussprechen, die mir mein Studium ermöglicht haben, und mich jederzeit, in guten wie in schlechten Zeiten, unterstützt haben.

Graz, 25.08.2016

Andreas Unterluggauer

# INHALTSVERZEICHNIS

<b>1</b>	<b><u>EINLEITUNG</u></b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b><u>GRUNDLAGEN</u></b>	<b>3</b>
2.1	Der grundlegende Absorptionskreislauf	3
2.2	Rektifikation und Dephlegmation	5
2.2.1	Rektifikation	6
2.2.2	Dephlegmation	9
2.3	Stoffpaare für Absorptionswärmepumpen	10
2.3.1	Ammoniak-Wasser	10
2.3.2	Wasser-Lithiumbromid	10
2.3.3	Der Einfluss von Fremdgasen und Luft	11
2.4	Inhibitoren	11
2.5	Wasser im Kältemittelkreislauf	13
<b>3</b>	<b><u>SIMULATION</u></b>	<b>16</b>
3.1	Simulation des Kondensators im speziellen	17
3.1.1	Geometrie des Plattenwärmetauschers	17
3.1.2	Errechnung der Wärmedurchgangszahl	19
3.1.3	Modellierung des kühlwasserseitigen Wärmeübergangs nach dem VDI-Wärmeatlas	20
3.1.4	Modellierung des Wärmeübergangs von kondensierendem $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	22
<b>4</b>	<b><u>VERSUCHSAUFBAU UND INBETRIEBNAHME</u></b>	<b>30</b>
4.1	Versuchsaufbau	30
4.1.1	Wärmesenke	30
4.1.2	Hydraulikanbau	31
4.1.3	Schaltschema der Anlage	32
4.1.4	Die Regelung der Kältemitteldrossel	36
4.2	Messgeräte	38
4.2.1	Temperaturfühler und deren Kalibrierung	38

4.2.2	Massenstrommessgeräte	39
4.2.3	Druckmessung	40
4.2.4	Exemplarische Messunsicherheitsanalyse der luftseitigen Generatorleistung	40
<b>4.3</b>	<b>Inbetriebnahme</b>	<b>41</b>
4.3.1	Instationärer Betrieb durch Absorberleistungsschwankungen	41
4.3.2	Bypassregelung	43
4.3.3	Ein zweiter Generatorsammler	44
4.3.4	Instationärer Betrieb durch Kondensatorleistungsschwankungen	44
4.3.5	Unreinheit des Kältemittels	45
4.3.6	Anpassung der Regelung	46
4.3.7	Weitere Probleme im Betrieb	46

## **5 MESSERGEBNISSE** **48**

5.1	Einfluss der Aufteilung auf den Wassergehalt	51
5.2	Einfluss der Generatoraustrittstemperatur auf den Wassergehalt (Messreihe 24/18)	56
5.3	Einflüsse auf die Kondensatorleistung	57
5.4	Einflüsse auf die Abwärme	58
5.5	Einflüsse auf die Dephlegmatorleistung (Messreihe 24/18)	58
5.6	Einfluss des Wassergehalts auf die Verdampferleistung	60
5.7	Einflüsse auf die Pumpenleistung	65
5.8	Einflüsse auf den EER-Wert	66
5.9	Vergleich von Messung und Simulation des Kondensators	68

## **6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK** **76**

6.1	Simulation des Kondensators	76
6.2	Messergebnisse	77
6.3	Ausblick	78

## **LITERATURVERZEICHNIS** **79**

## **ANHANG A – VISKOSITÄTS- UND WÄRMELEITFÄHIGKEITSBERECHNUNG FÜR NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O- DAMPF NACH CONDE** **83**





## 1 EINLEITUNG

Niebergall (1954) berichtet, dass seit der Entdeckung des Prinzips der Absorption Ende des 18. Jahrhunderts und dem Bau der ersten kontinuierlich arbeitenden Absorptionskältemaschine von Ferdinand Carré um 1860 die Nutzung in Form einer Absorptionswärmepumpe und -kälteanlage bis zum heutigen Tage immer wieder weiter entwickelt und verbessert wurde.

Die Absorptionswärmepumpe hat nämlich einen großen Vorteil: Im Gegensatz zur Kompressionswärmepumpe wird die Absorptionswärmepumpe nicht mit einem elektrischen Verdichter, sondern thermisch angetrieben. Das heißt, man benötigt eine heiße Wärmequelle, im Idealfall Abwärme eines anderen Prozesses, und spart damit die elektrische Energie für den Kompressor. Einzig eine Lösungsmittelpumpe muss noch elektrisch betrieben werden, die jedoch nur einen geringen Strombedarf aufweist.

Aber auch unter ökologischen Gesichtspunkten betrachtet erscheint der vermehrte Einsatz von Absorptionswärmepumpen vorteilhaft. Nach Vdi (2016) wird es auf Grund des Klimawandels heutzutage immer wichtiger, das eingesetzte Brennmaterial möglichst effizient zu nutzen. Und da es inzwischen sehr schwer möglich ist, Brennwertkessel noch effizienter zu gestalten, bietet sich hier die Absorptionswärmepumpe, und im speziellen die Gas-Absorptionswärmepumpe an.

Weitere Einsatzgebiete im Bereich erneuerbarer Energien ergeben sich laut mea-solar (2016) aus der Nutzung der erzeugten Kälte: So können etwa im Sommer Gebäude gekühlt und im Winter geheizt werden. Auch die Anwendung des Solar-Cooling, also der Kühlung eines Gebäudes mittels Sonnenenergie ist machbar.

Eine Anwendung im Bereich geringer Leistungen sind Diffusionskältemaschinen, das sind Absorptionkältemaschinen, die mit einem Hilfgas betrieben werden (Niebergall 1981). Dazu zählen Kühlschränke in Campingwagen oder in Hotels. Diese Geräte werden meist mit Gas befeuert und reduzieren den Stromverbrauch in großen Maßen, was den Camper unabhängig von äußeren Energiequellen macht. Zudem arbeiten sie wegen dem Fehlen beweglicher Teile fast geräuschlos. (itw.uni-stuttgart, 2016)

Eine andere Verwendung ergibt sich in der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK). Hier wird die Abwärme eines Kraftprozesses, z. B. einer Brennstoffzelle, genutzt, was die Effizienz des Gesamtprozesses steigert.

Eine weitere Nutzung erschließt sich nach Bradley (2016) vor allem in der Industrie oder in der Landwirtschaft: Hier öffnet die innerbetriebliche Nutzung von Abwärme, die sonst abgeführt werden müsste, ein enormes Potential. Mit Hilfe einer Absorptionswärmepumpe können Prozesswärme und Kühlung bereitgestellt werden und somit die Verwendung von fossilen Brennstoffen vermindert werden.

Die folgende Arbeit behandelt eine Absorptionskälteanlage mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser. Nach erfolgreicher Inbetriebnahme eines Versuchsstandes und dem Überwinden anfänglicher Schwierigkeiten wurden bei verschiedenen Betriebspunkten Messwerte erhoben.

Parallel dazu wurde eine Simulation des Wärmeübergangs im Kondensator mit dem Programm EES durchgeführt. Die in der Messung erhobenen Daten wurden verglichen und besonders der Einfluss des Wassers auf den Kältemittelkreislauf wurde interpretiert. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf die Rektifikation und Dephlegmation gelegt, die für den Wassergehalt im Kältemittel ausschlaggebend sind.

## 2 GRUNDLAGEN

In diesem Kapitel werden einige Grundlagen zum besseren Verständnis der Wirkungsweise einer Absorptionswärmepumpe erklärt. Nach der Beschreibung eines einfachen Kreislaufs wird auf die Rektifikation und Dephlegmation eingegangen, zwei Vorgänge, die besonders für den Wassergehalt im Kältemittelkreislauf wesentlich sind. Anschließend wird auf sehr häufig verwendete Stoffpaarungen eingegangen (Ammoniak/Wasser und Wasser/Lithiumbromid). Zuletzt folgt noch das Ergebnis einer Recherche über mögliche Inhibitoren in Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpen.

### 2.1 Der grundlegende Absorptionskreislauf

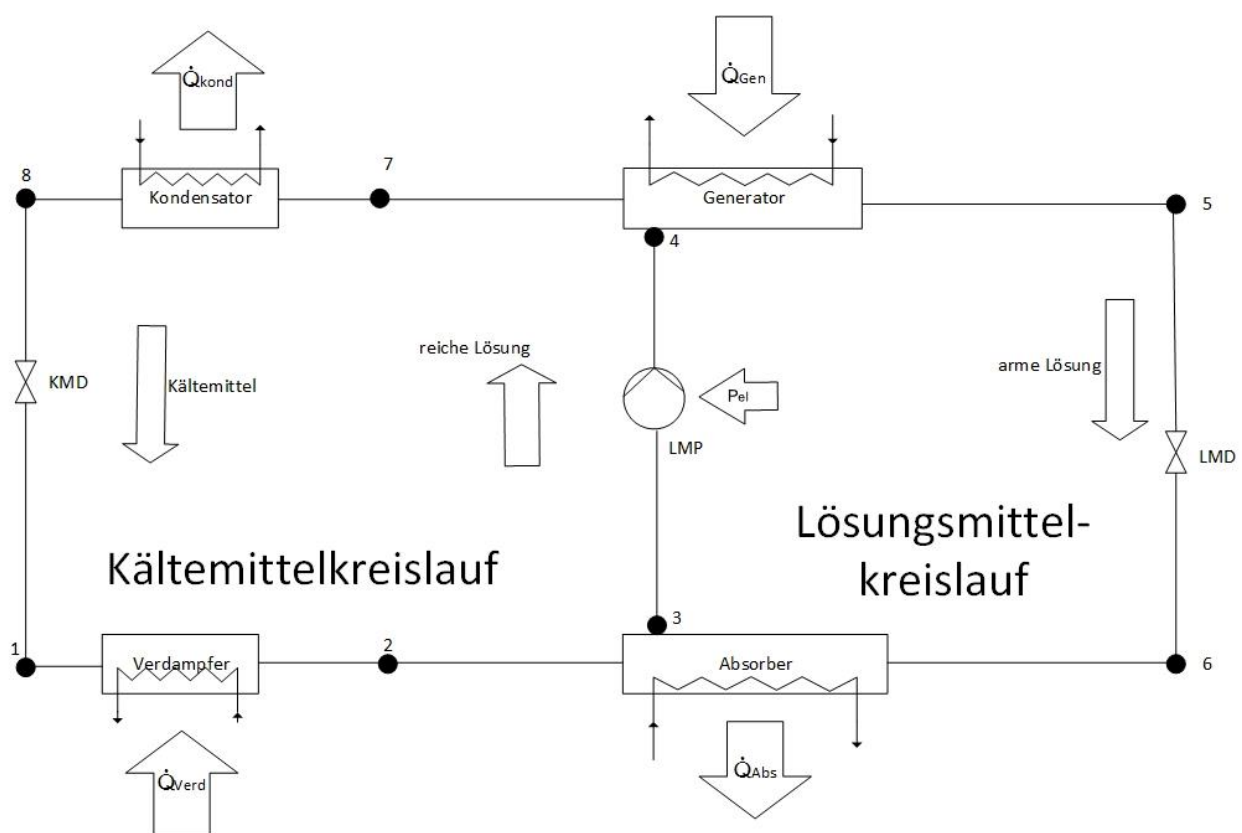


Abbildung 2-1: Einfacher Kreislauf einer Absorptionswärmepumpe

Die Abbildung 2-1 zeigt ein Schema des Prozesses, Abbildung 2-2 den Prozess in einem  $\log(p)$ - $T$  Diagramm. Dabei sind konstante Drücke horizontale, konstante Temperaturen vertikale und konstante Kältemittel-Konzentrationen schräge Geraden. Durchgezogene Schräge sind gesättigte Flüssigkeit, strichlierte Schräge sind gesättigter Dampf.

Der Weg des Kältemittels geht vom Generator zum Kondensator (4-7). Nach der Verflüssigung (dampförmiger Zustand 7 - flüssiger Zustand 8) folgt die Entspannung in der Kältemitteldrossel (KMD) (8-1). Im Verdampfer (1-2) wird das Kältemittel verdampft. Dort nimmt es Wärme aus

dem Kaltwasser auf. Schließlich wird das Kältemittel im Absorber absorbiert (2-3). Dies (4-7-8-1-2-3) wird Kältemittelkreislauf genannt.

Der Lösungsmittelkreislauf wird durch die Punkte 3-4-5-6 beschrieben. Die Absorption findet dabei zwischen (6) und (3) statt. Dabei reichert sich die Konzentration der armen Lösung mit Kältemittel an, bis mit Punkt (3) die reiche Lösung erreicht ist (es befindet sich jetzt mehr Ammoniak in der Lösung). Die bei der Absorption frei werdende Wärme wird mit dem Kühlwasser abgeführt. Anschließend wird die Lösung mittels Lösungsmittelpumpe (LMP) auf Punkt (4) gebracht.

Dort findet zwischen (4) und (5) im Generator die Austreibung statt, die reiche Lösung wird in arme Lösung (5) und Kältemittel (7) getrennt. Danach wird die arme Lösung über eine Lösungsmitteldrossel (LMD) auf den Niederdruck in Punkt (6) entspannt.

Die Absorption ist exotherm, d.h. es wird Lösungswärme frei. Die Desorption ist dagegen endotherm, es ist also eine Wärmezufuhr nötig.

Ein vereinfachter Prozess lässt sich mit folgender Annahme beschreiben (siehe dazu Abbildung 2-2): Die Reinheit des Kältemittels wird mit 1 festgelegt.

Dabei lautet die Definition der Reinheit  $x$

$$x = \frac{m_{NH_3}}{m_{NH_3} + m_{H_2O}} \quad \text{Gl. (2-1)}$$

Wobei  $m_{NH_3}$  die Masse an Ammoniak und  $m_{H_2O}$  die Masse an Wasser sind.

Bei bekannter Kühlwasser-Eintrittstemperatur wird mit einer Grädigkeit die Kondensationstemperatur (7,8) bestimmt (die bei einer Reinheit von 1 konstant ist), und damit liegt auch der Hochdruck fest. Mit bekannter Kaltwassertemperatur wiederum wird mit einer Grädigkeit die Verdampfungstemperatur (1,2) festgelegt (ebenfalls bei einer Reinheit von 1 konstant). Da die Reinheit in (7) gleich ist wie in (2), ist der Punkt (1,2) eindeutig definiert, und somit ist auch der Niederdruck bestimmt.

Im Falle dieser Anlage durchströmt das Kühlwasser den Absorber und den Kondensator parallel, somit ist die Kondensatoraustrittstemperatur des Kältemittels (=Kondensationstemperatur) (7,8) gleich der Endtemperatur des Kältemittels bei der Absorption (3). Außerdem herrscht in den Punkten (1), (2), (3) und (6) in etwa der gleiche Druck (eine Druckänderung auf Grund von Reibung wird vernachlässigt).

Im Punkt (5) wird die Temperatur der armen Lösung beim Austritt aus dem Generator abgebildet. Sie unterscheidet sich durch eine Grädigkeit von der Temperatur beim Eintritt der Luft in den Generator (sofern der Generator mit Luft beheizt wird). Außerdem ist der Druck hier wie bei (7), (8) und (4) in etwa gleich dem Hochdruck. In (4) befindet sich wie in (3) reiche Lösung, beide Punkte haben die gleiche Reinheit. Ebenso verhält es sich in den Punkten (5) und (6) mit der armen Lösung.

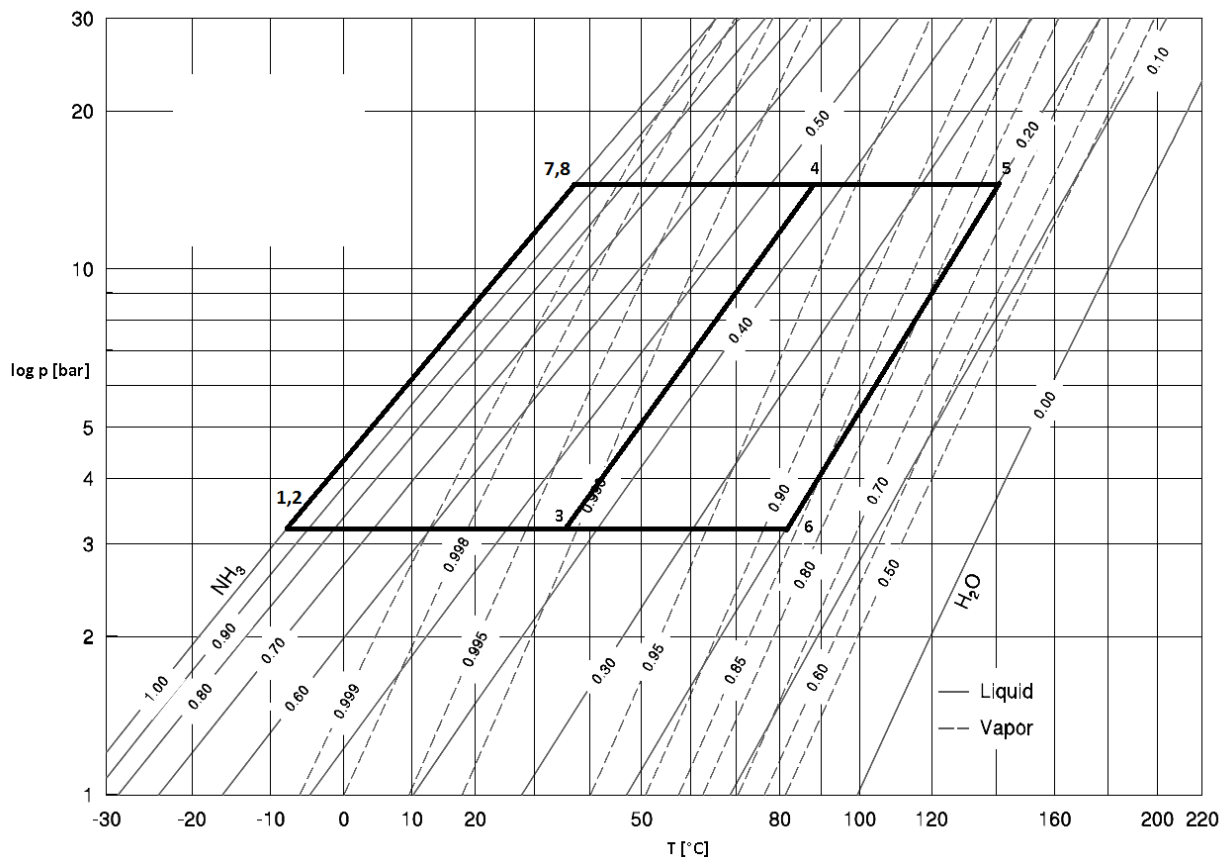


Abbildung 2-2: log p – T Diagramm eines einfachen Prozesses basierend auf Niebergall (1981).  
Diagramm aus Conde (2006)

## 2.2 Rektifikation und Dephlegmation

Der Arbeitsstoff Ammoniak ist leichter flüchtig als das Lösungsmittel Wasser, trotzdem verdampft wegen dem geringen Siedepunkt Abstand beim Austreiben im Generator auch Wasser mit. Außerdem können auch Flüssigkeitstropfen durch den Dampfstrom mitgerissen werden. Das Wasser muss anschließend möglichst entfernt werden, da es sonst in den Verdampfer gelangt und mit dem Ammoniak eine Lösung bildet. Unter den dort herrschenden Temperaturen und Drücken kann es nicht mehr verdampfen sondern passiert den Verdampfer als Flüssigkeit, was zu einem Verlust an Kälteleistung führt. Außerdem erhöht sich wegen dem Temperaturgleit die Sattdampf Temperatur an der Taulinie (siehe auch Abbildung 4-9). Im Kondensator hingegen kondensiert das Wasser aus und erhöht die Kondensatorleistung zusätzlich.

Nun gibt es zwei Methoden, die Reinheit des Kältemittels an Ammoniak zu erhöhen: Rektifikation und Dephlegmation.

### 2.2.1 Rektifikation

Die Rektifikation ist ein thermisches Trennen von Gemischen in ihre Bestandteile. Dies geschieht in sogenannten Rektifikationskolonnen.

Bei Rektifikationskolonnen gibt es zwei Bauarten: Füllkörperkolonnen und Bodenkolonnen. Erstere sind mit Füllkörpern gefüllt (siehe Abbildung 2-3), das können wie im Fall dieser Anlage z.B. kleine Raschig-Ringe sein (siehe Abbildung 2-3).



Abbildung 2-3: Füllkörper (Raschig, 2016)

Ebenso sind strukturierte Packungen, dünne gewellte und gelochte Metallplatten, in Verwendung.

Bodenkolonnen besitzen mehrere Böden, die waagrecht übereinander angeordnet sind. Die Flüssigkeit kommt von oben und fließt nach unten. Der Dampf hingegen kommt von unten und strömt durch Löcher nach oben. Dabei vermischen sich die beiden Phasen und es kommt zum Stoffaustausch. Es sind mehrere Bodenarten in Verwendung:

Beim Glockenboden (siehe Abbildung 2-4) kommt Rücklauf vom oberen Boden und wird über die gesamte Bodenfläche verteilt. Anschließend fließt er nach unten ab. Durch sogenannte Glockenhäse tritt der Dampf von einer unteren Ebene in die darüber liegenden Glocken.

Daraus wird der Dampf in die Flüssigkeit herausgeleitet, die beiden verwirbeln und es findet ein Stoffaustausch statt. Der nicht kondensierte Dampf steigt anschließend zum nächsten Boden nach oben.

(Verfahreningenieur, 2016)

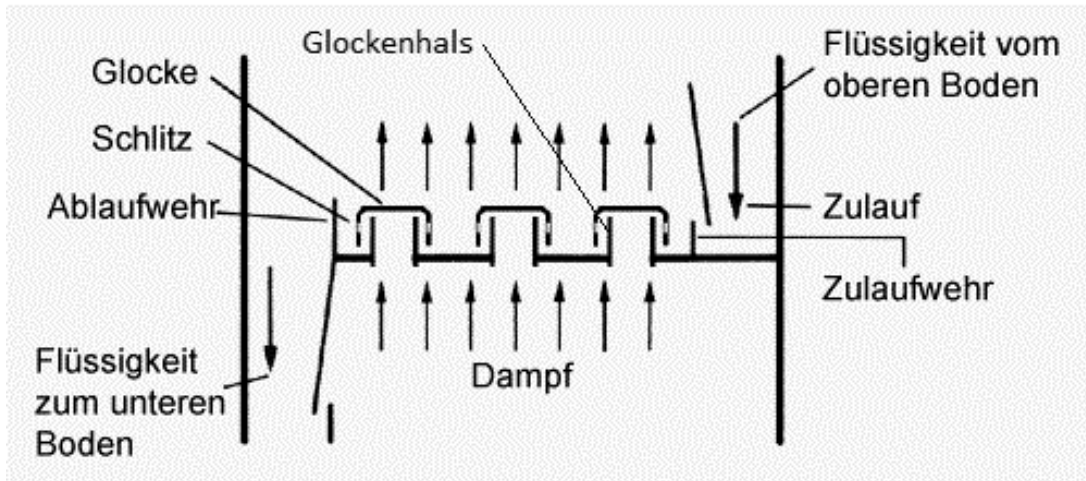


Abbildung 2-4: Glockenboden (nach Raumzeitwellen 2016)

Zusätzlich gibt es noch andere Böden, wie etwa Gitterböden, Siebböden und Streckmetallböden. An dieser Stelle wird jedoch nicht näher darauf eingegangen, es sei hier auf Verfahreningenieur (2016) verwiesen.

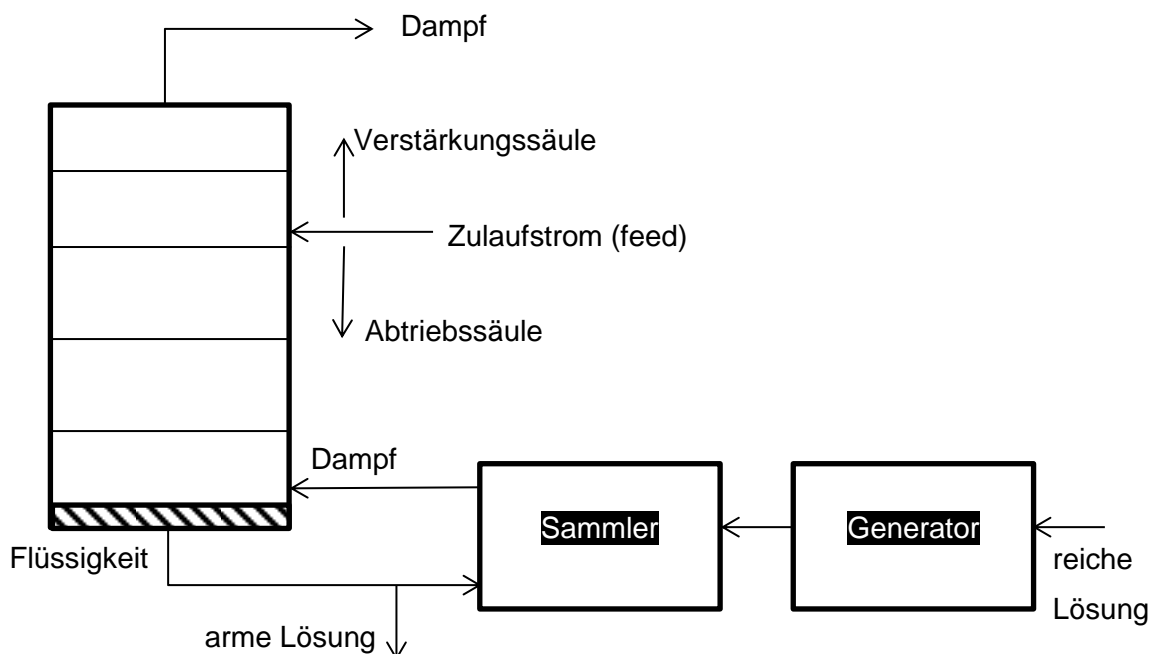


Abbildung 2-5: Schema einer Rektifikationskolonne

Es soll nun anschließend näher auf eine Bodenkolonne eingegangen werden:

Wie in

Abbildung 2-5 ersichtlich, wird die Flüssigkeit am unteren Ende laufend entnommen, und dem Generatorsammler wieder zugeführt, von wo sie als arme Lösung austritt. Der aus dem Generator austretende Dampf wird dabei wieder dem Generatorsammler zugeführt.

Von unten steigt nun Dampf durch die Böden nach oben auf und tritt ganz oben aus. In entgegengesetzter Richtung fließt Kondensat nach unten. Diese beiden Ströme befinden sich nun nicht im Gleichgewicht. Deshalb findet ein Stoffaustausch zwischen den Phasen statt. Es wird ein Gleichgewicht angestrebt, ebenso wie eine möglichst gute Durchmischung von Dampf und Flüssigkeit in jedem Boden.

Zwischen oberen und unteren Ende befindet sich außerdem der Zulaufstrom, durch den Flüssigkeit in die Kolonne eingebracht wird. Der Teil unterhalb des Zulaufstroms wird Abtriebssäule, der Teil oberhalb Verstärkungssäule genannt.

Die Funktionsweise einer Rektifikationskolonne ist in Abbildung 2-6 schematisch dargestellt:

Dabei wurde die Kolonne der Länge nach in mehrere Abschnitte, sogenannte theoretische Böden untergliedert. In jedem Boden werden dann Bilanzen aufgestellt und zwar über die Massenströme ( $\dot{m}$ ), Ammoniakströme ( $\dot{m} \cdot x$ ) und Wärmeströme ( $\dot{m} \cdot h$ ). Dabei ist  $x$  die Reinheit und  $h$  die Enthalpie.

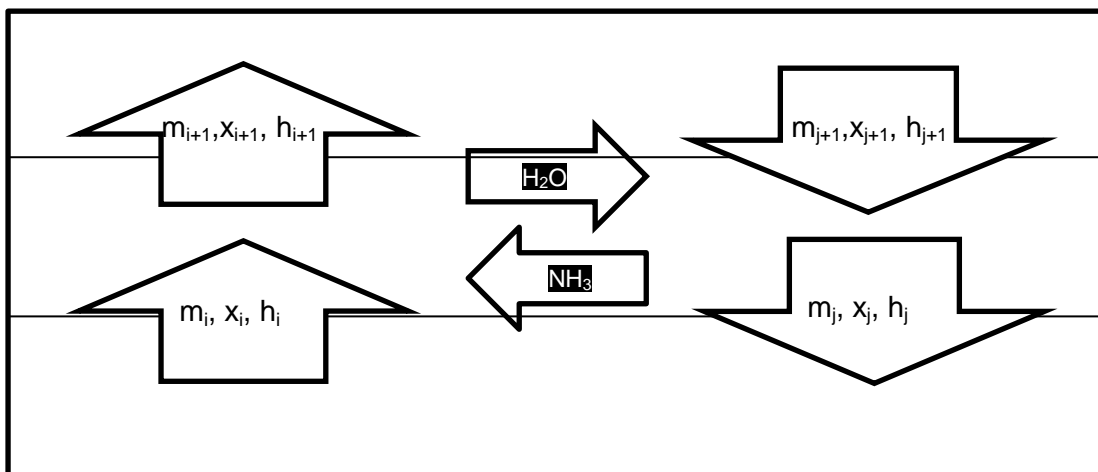


Abbildung 2-6: Modell der theoretischen Böden

Die Rektifikationskolonne der in dieser Arbeit behandelten Anlage ist ein senkrecht stehender Zylinder, gefüllt mit sogenannten Raschig-Ringen (ringförmig gebogene Blechstücke). Es werden also Füllkörper verwendet und keine Bodenkolonnen. Deshalb sollten bei einer Simulation der Rektifikation dieser Anlage theoretische Böden verwendet werden (Niebergall,



1954). Die ganze Kolonne ist dabei als adiabat anzunehmen, was auch auf Grund der Wärmedämmung zulässig ist. Für eine genauere Berechnung der Rektifikation sei auf Herold (1996) verwiesen.

### 2.2.2 Dephlegmation

In Dephlegmatoren (siehe Abbildung 2-7) findet eine Teilkondensation statt. Dabei wird ein Teil des Dampfes auskondensiert und strömt wieder zurück Richtung Generatorsammler, im Falle dieser Anlage fließt er in die Kolonne zurück. Der Restdampf wird in den Kondensator weitergeführt. Dadurch wird der Wasseranteil im Dampf noch weiter gesenkt.

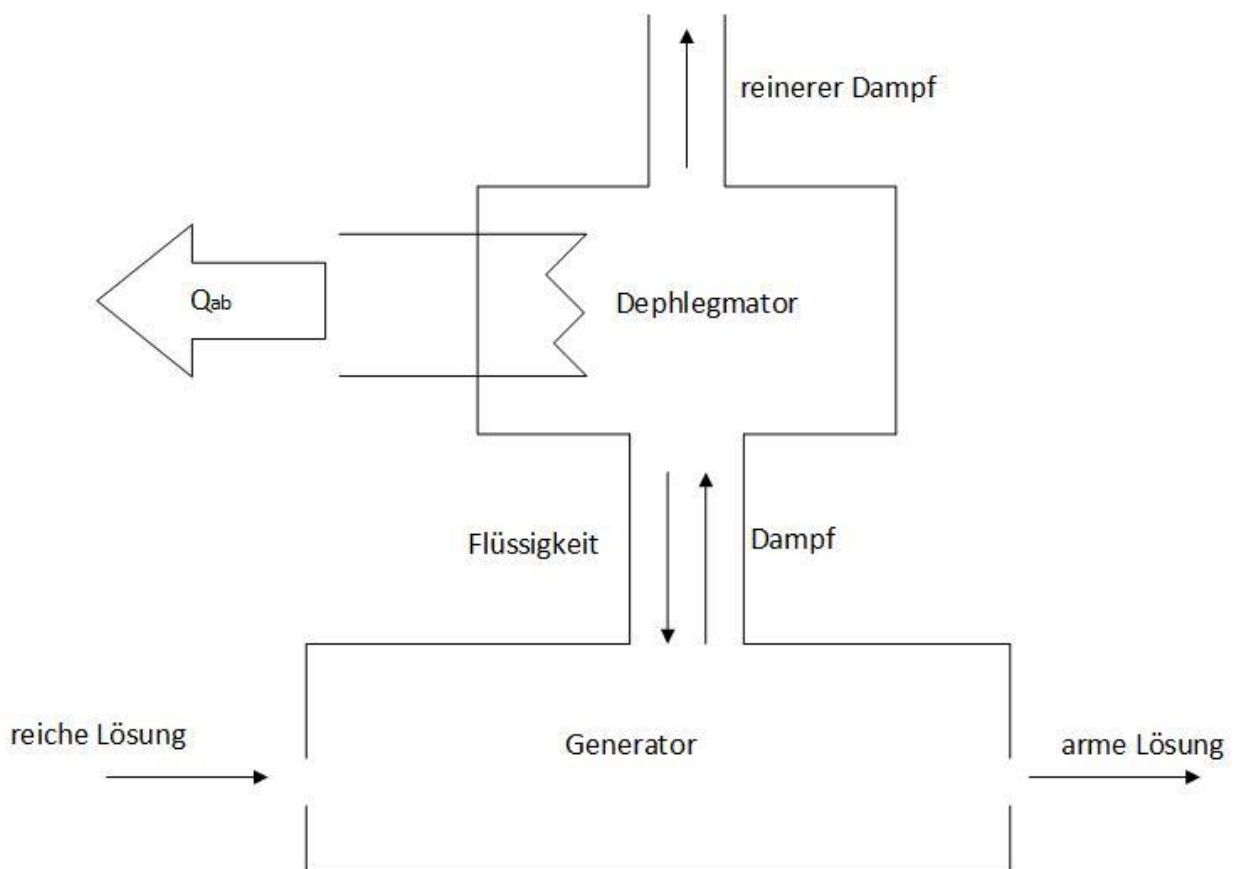


Abbildung 2-7: Schema eines Dephlegmatoren

Es wird zwischen interner und externer Dephlegmation unterschieden. Bei ersterer wird der Dampf mit einem Medium gekühlt, das vom Kreislauf selbst kommt. Dadurch gelingt eine interne Wärmerückgewinnung. Im Falle der hier behandelten Absorptionswärmepumpe ist dies die reiche Lösung, die vom Absorber kommt. Dabei erwärmt sie sich selbst. Dies hat den Vorteil, dass anschließend im Generator weniger Energie zur Erhitzung nötig ist. Im Gegensatz dazu kommt bei der externen Dephlegmation die Kühlflüssigkeit von außen, die Wärme wird abgeführt.

## 2.3 Stoffpaare für Absorptionswärmepumpen

Kältemittel und Absorptionsmittel bilden gemeinsam das Arbeitsstoffpaar. Außerdem werden manchmal noch weitere Stoffe zugesetzt, etwa zur Vermeidung von Korrosion.

Für die Absorptionswärmepumpe stehen eine Vielzahl an Stoffpaaren zur Verfügung. Die gebräuchlichsten dabei sind Ammoniak-Wasser und Wasser-Lithiumbromid. (Niebergall, 1949) Im Folgenden soll näher auf diese zwei eingegangen werden.

### 2.3.1 Ammoniak-Wasser

Im Falle der in dieser Arbeit beschriebenen Anlage bilden Ammoniak den Arbeitsstoff und Wasser die Absorptionsflüssigkeit.

Die kritische Temperatur von Ammoniak beträgt  $132,4^{\circ}\text{C}$ , der kritische Druck 113 bar, unterhalb von  $-77,7^{\circ}\text{C}$  erstarrt es. Seine physiologischen Eigenschaften sind hingegen ungünstig, es ist giftig und mit Luft vermischt in bestimmten Grenzen explosionsfähig. In chemischer Hinsicht ist es bei niedrigeren Temperaturen beständig, bei hohen Temperaturen und unter Anwesenheit von Luft und Wasser ist die Gefahr der Zersetzung vorhanden (siehe Kapitel 2.4). (Niebergall 1981)

Die Vorteile des Stoffpaares Wasser-Ammoniak sind vielseitig: So haben bereits geringprozentige Lösungen eine relativ tiefe Erstarrungstemperatur (z.B. liegt sie bei 10% Wasser bei  $-13^{\circ}\text{C}$ ). Zudem sammelt sich im Verdampfer meist hochkonzentriertes Kältemittel an, wodurch ein Einfrieren hier sehr unwahrscheinlich wird. Weiters sind die beiden Substanzen unbeschränkt miteinander mischbar und enthalten keine Mischungslücken. (Niebergall 1949)

Allerdings können bei bestimmten Bedingungen, etwa bei Temperaturen über  $160^{\circ}\text{C}$ , Zersetzungsprozesse einsetzen. Außerdem ist der Siedepunktstand zwischen Wasser und Ammoniak mit 133 K äußerst gering, was zur Folge hat, dass im Generator reichlich Wasser mitausgetrieben wird. (Niebergall 1949)

Ein weiteres Arbeitsstoffpaar wäre Wasser als Arbeitsmittel und Lithiumbromid als Lösungsmittel.

### 2.3.2 Wasser-Lithiumbromid

Sofern keine Temperaturen unter  $0^{\circ}\text{C}$  gefordert sind, hat Wasser als Kältemittel viele Vorteile: Es ist billig, ungiftig und lässt sich leicht beschaffen. Allerdings sind auch die Dampfdrücke bei

den in der Praxis vorkommenden Kühltemperaturen sehr gering, sodass Verdampfung und Verflüssigung bei sehr geringen Drücken erfolgen müssen.

(Niebergall 1949)

Dieser Typ wurde hier nicht eingesetzt, da durch die von der Brennstoffzelle kommende hohe Temperatur die Gefahr der Kristallisation gegeben war. Außerdem können mit der Ammoniak/Wasser Kälteanlage auch Temperaturen unter 0 °C erreicht werden, sofern für das Kaltwasser eine Sole verwendet wird.

### 2.3.3 Der Einfluss von Fremdgasen und Luft

Durch die Anwesenheit von Fremdgasen kommt es laut Niebergall (1981) zu drei wesentlichen Veränderungen.

- a) Es ist ein wesentlich kleinerer Druck maßgeblich als der gemessene. Der Grund liegt darin, dass mehr Gase vorhanden sind, und nur der Partialdruck des Kältemittels bestimmend ist.
- b) Die effektive Wärmetauscherfläche wird verkleinert, weil an Orten, an denen sich die Fremdgase ansammeln, ein wesentlich geringerer Wärmeaustausch stattfindet.
- c) Die kältemittelseitige Wärmeübergangszahl nimmt ab. Man kann sich das so vorstellen, dass sich Fremdgas zwischen dem Kältemitteldampf und dem flüssigen Kältemittel (im Kondensator) und dem Lösungsmittel und Kältemittel (im Absorber) befindet. Es behindert so den Wärmeübergang, weil der Kältemitteldampf erst hindurchdiffundieren muss.

Als Folge dieser Mechanismen senkt sich der EER-Wert (energy efficiency ratio). Dabei ist der EER-Wert eine Kennzahl für die Effizienz (siehe Kapitel 5).

Zur Entlüftung wurden früher Entlüftungsstutzen verwendet, die an höchsten Stellen angebracht waren. Da dabei aber meist auch Kältemittel austrat, führte das zu einer hohen Geruchsbelästigung. Inzwischen wird das Gemisch aus Kältemittel und Fremdgas mit verdampfendem Kältemittel gekühlt, und somit das Kältemittel durch Kondensation entfernt.

(Niebergall 1981)

## 2.4 Inhibitoren

Nicht kondensierbare Gase (hier H<sub>2</sub> und N<sub>2</sub>) beeinflussen den thermodynamischen Prozess negativ (siehe 2.3.3) und sollen deshalb möglichst verhindert werden. Sie entstehen durch zwei Mechanismen: Durch die Korrosion von Stahl gemäß Gl. (2-2) und die thermische Zersetzung von Ammoniak nach Gl. (2-3) (Moser et al. 2011).



Früher wurden Natriumchromat ( $\text{NaCrO}_4$ ) und Natriumdichromat ( $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$ ) verwendet. Da die beiden Stoffe jedoch giftig und krebserregend sind, werden sie in Zukunft nur mehr eingeschränkt verwendet werden können. So werden beide Stoffe in der EU ab 21.09.2017 nur mehr in Ausnahmefällen oder mit besonderer Erlaubnis verkauft und verwendet werden dürfen (Echa 2016).

Als Ersatz dieser Stoffe gibt es verschiedene Vorschläge:

Tabelle 2-1: Inhibitoren für Ammoniak-Wasser

Autor und Jahr	Inhibitoren	Anmerkung
Agrawal und Hindin 1994	Silizium-Verbindungen	Laut Moser et al. (2011) haben allerdings spätere Versuche der Autoren am Gas Research Institute (Illinois) gezeigt, dass dabei entweder große Mengen an nicht kondensierenden Gasen oder hohe Generatortemperaturen entstehen.
Downey 1996	Gemisch aus Molybdaten, Boraten und Silikaten	
Philips und Whitlow 1998	starke Base (wie Natrium-, Kalium-, Caesium- oder Lithiumhydroxid) oder eine Base mit einem Puffer (wie Alkaliborat, -silikat, -molybdat oder -acetat)	Tests zeigten geringe Wasserstoffbildung von weniger als 0,003 ml/Tag (Moser et al., 2011)
Sakai, Fukushima, Ito 1998	Nitrate und Nitrite	
Erickson 2001	Alkalimetall-Base	
Guerra 2003	Zinkborat mit einem Buffer aus Kaliumhydroxid und Nitraten	Tests lassen eine eine Produktion von nicht-kondensierbaren Gasen von 0,1-0,2 ml/h erwarten (Moser et al., 2011)
Mansfeld und Sun 2003	Behandeln der Oberfläche mit Ceroxid/-hydroxid und das Beimengen von Salzen seltener Erden	vergleichbare und bessere Ergebnisse als mit Chromat (Moser et al., 2011)

Verma und Sandor 2008	heteropolare komplexe Anionen von Übergangselementen als Zugabe zu einer Lösung aus Ammoniak-Wasser, Alkalimetallhydroxid und/oder Erdalkalimetallhydroxid	
Kahled 2012	Cer(IV)-Sulfat alleine und als Mischung mit der Aminosäure L-Arginin	Untersuchung mittels elektrochemischer Impedanzspektrographie

Moser et al. (2011) kamen zu folgenden Ergebnissen:

Bis zu 290°C wurde keine Zersetzung von Ammoniak beobachtet, unlegierter Stahl zeigte eine geringere Produktion von H<sub>2</sub> als Edelstahl und die anfänglich stärkere Produktion von H<sub>2</sub> reduzierte sich mit der Zeit. (Moser et al., 2011)

## 2.5 Wasser im Kältemittelkreislauf

Wie schon erwähnt haben Ammoniak und Wasser einen relativ geringen Siedepunktstand von 133 K. Deshalb wird im Generator auch Wasser mitverdampft, wodurch der Kältemitteldampf einen gewissen Wasserdampfanteil enthält. Die nachfolgenden Absätze sind Herold et al. (1996) entnommen.

Der Wasseranteil wirkt sich dabei immer schädlich auf die Leistung der Anlage aus. Es passiert den Kondensator und gelangt in den Verdampfer, wo es sich ansammelt, sofern dies möglich ist und das Wasser nicht von der Strömung weiter mitgerissen wird. Durch die geringere Reinheit erhöht sich der Temperaturgleit im Verdampfer (siehe Abbildung 4-9) und es verdampft nicht mehr das gesamte Kältemittel. Durch Erhöhung der Überhitzung durch die Kältemitteldrossel kann die Verdampfungsendtemperatur erhöht werden, wodurch dann mehr Kältemittel verdampft.

Ist nun die Verdampfungsendtemperatur durch die Anwendung festgesetzt (Überhitzung kann nicht geändert werden), so muss bei höherer Unreinheit der Niederdruck sinken. Siehe dazu Abbildung 2-8.

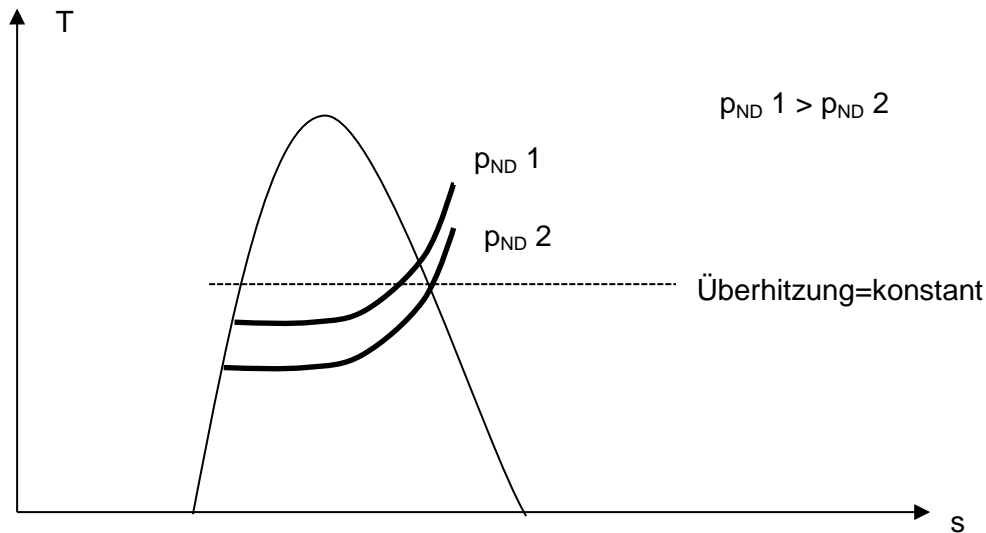


Abbildung 2-8: Änderung des Niederdrucks im T-s-Diagramm

Dies hat Auswirkungen auf den Absorber, denn sollen die Absorbentemperaturen konstant bleiben, müssen die Lösungskonzentrationen fallen (dargestellt in Abbildung 2-9).

Auf Grund der geringeren Lösungsmittelkonzentrationen müssten nun geringere Kühlwassertemperaturen im Kondensator (und damit ein geringerer Hochdruck) bereitgestellt werden, um den strichliert eingezeichneten Generator zu erreichen. Ist dies nicht der Fall, werden bei konstanter Entgasungsbreite höhere Generatorendtemperaturen erreicht.

Um eine Ansammlung von Wasser im Verdampfer zu verhindern, kann die Flüssigkeit dort periodisch in den Absorber entleert werden. Dies hat jedoch den Nachteil, dass das Kältemittel nicht verdampft und damit keine Kühlleistung erbringt, und dass im Wasser gelöstes Ammoniak mittransportiert wird.

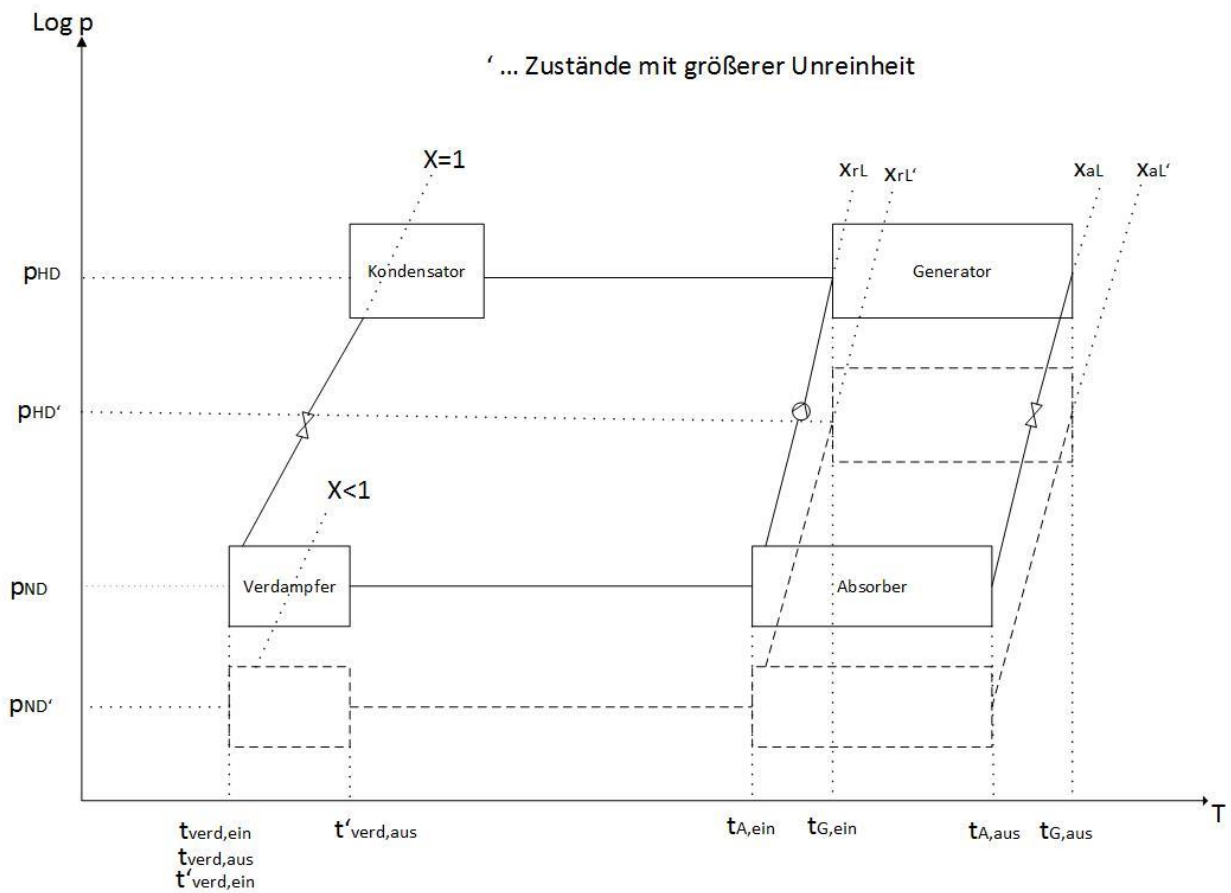


Abbildung 2-9: Einfluss des Wassergehalts nach Herold et al. (1996)

Im Gegensatz zu dieser Beschreibung ist der Verdampfer der in dieser Arbeit behandelten Anlage als Plattenwärmetauscher ausgeführt. Dies hat zu Folge, dass sich vermutlich weniger Wasser im Verdampfer ansammeln wird, sondern dass es vom Kältemittelmassenstrom mittransportiert wird.

### 3 SIMULATION

Zusätzlich zu Messungen wurden in dieser Diplomarbeit auch Simulationen durchgeführt.

Dafür wurde zuerst der gesamte Kreislauf der Absorptionskälteanlage simuliert, was hier aber nicht näher beschrieben werden soll. Dabei wurde der Kondensator berechnet, indem eine Grädigkeit zwischen Kühlwasser-Eintritt und Kältemittel-Austritt angenommen wurde. Über die Energiebilanz und die festgelegten Dampffziffern konnten dann die Zustände am Ein- und Austritt festgelegt werden.

Allerdings wurde bei diesem Modell nur der Ein- und Austritt betrachtet, wodurch sich dazwischen ein linearer Temperaturverlauf ergibt.

In der Realität wird der Temperaturverlauf jedoch keine Gerade, sondern eine Kurve bilden. Die beiden Verläufe sind in Abbildung 3-1 dargestellt, dabei ist der strichlierte der lineare und der durchgezogene der realitätsnahe Verlauf.

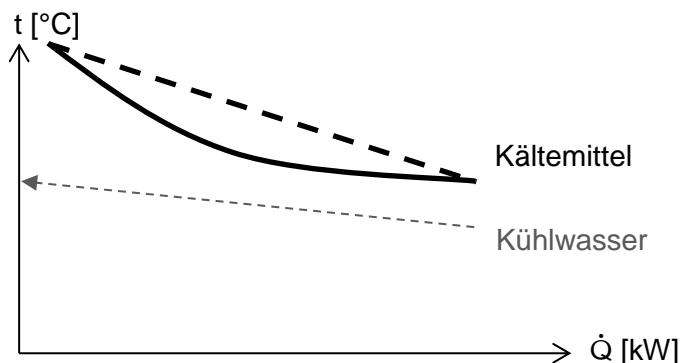


Abbildung 3-1: Q-T-Diagramm des Kondensators

Der Grund für das Abflachen der Kältemittel-Kurve liegt in der Kondensation des Wasser-Ammoniak-Gemisches begründet. Im Falle eines einzigen Stoffes geht die Kondensation isotherm vonstatten. Da es sich hier jedoch um ein Gemisch aus zwei Substanzen handelt, macht sich besonders anfangs ein Temperaturgleit bemerkbar.

Um dem in Abbildung 3-1 gezeigten Verlauf nun besser zu entsprechen, wurde ein genaueres Simulationsmodell des Kondensators entworfen (eine Komponentensimulation): Der Kondensator wurde zwischen Ein- und Austrittsöffnungen in mehrere horizontale Schnitte geteilt. An den so entstandenen Stützpunkten wurden die Temperaturen berechnet und dazwischen die Wärmeströme (Siehe Abbildung 3-3). Dabei war zu beachten, dass genügend



Stützpunkte verwendet wurden, damit sich die Verläufe der Temperaturen von Kältemittel und Kühlwasser nicht schneiden – am Punkt der geringsten Grädigkeit, auch pinch-point genannt, musste immer ein Abstand zwischen den Temperaturverläufen bestehen. (Es ist in der Realität nicht möglich, dass die Kühlwassertemperatur über der Kältemitteltemperatur liegt). Zudem musste immer die Forderung erfüllt sein, dass zwischen zwei benachbarten Stützpunkten die  $c_p$  und U-Werte konstant waren.

Dieses Modell soll nun im nächsten Kapitel genauer erklärt werden.

### **3.1 Simulation des Kondensators im speziellen**

Folgend wird die Simulation des Kondensators beschrieben. Es wird auf Geometrie-Berechnungen eingegangen, ebenso wie auf die Errechnung der Wärmeübergangszahlen und der Wärmedurchgangszahl. Dafür wurde ein Modell im Programm EES (Engineering Equation Solver) erstellt, dessen Simulationsergebnisse in diesem und später auch noch in Kapitel 5.9 präsentiert werden.

Die Reinheit des Kältemittels wurde am Kondensatoreintritt bestimmt, dabei wurde der Zustand als gesättigt angenommen. Der Hochdruck wurde am kältemittelseitigen Austritt des Kondensators mit einer Dampffziffer von 0 bestimmt.

#### **3.1.1 Geometrie des Plattenwärmetauschers**

Als Kondensator wurde ein Plattenwärmetauscher verwendet. Ein solcher besteht aus Metallplatten, die miteinander verschweißt sind.

Die Berechnungen zur Geometrie folgten aus der Vorschrift im VDI-Wärmeatlas (2014).

Die Metallplatten sind so geprägt, dass sich ein sinusförmiges Wellenmuster mit der Amplitude  $\hat{a}$  und der Wellenlänge  $\Lambda$  ergibt, wobei die Prägungen um den Winkel  $\varphi$  gegen die Hauptstromrichtung geneigt sind (siehe Abbildung 3-2). Dabei werden sie so zusammengestellt, dass sich die Wellenberge an möglichst vielen Punkten berühren – es entsteht so ein Kreuzmuster. (VDI-Wärmeatlas 2014)

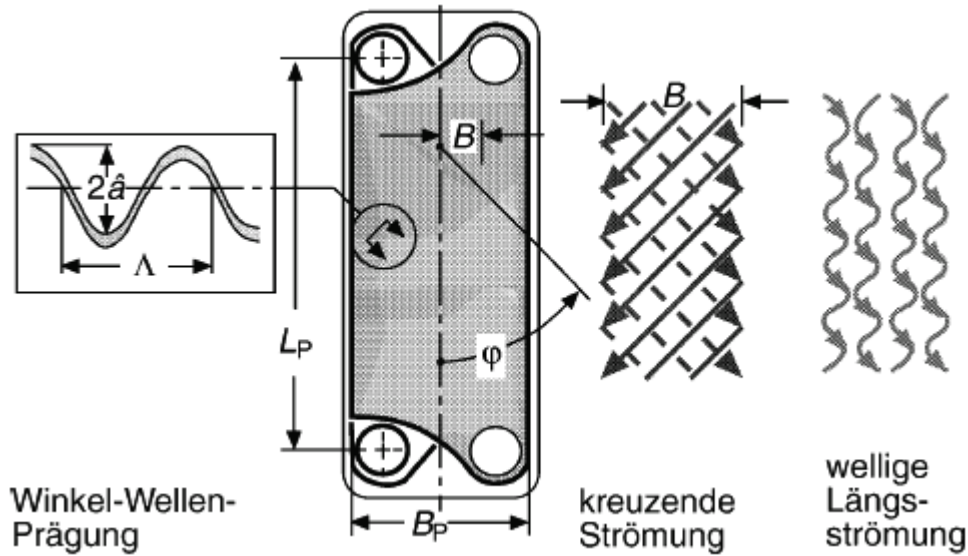


Abbildung 3-2: Geometrie eines Plattenwärmetauschers (aus VDI S.1646)

Mit der Wellenlänge wird dann die Wellenzahl  $X$  bestimmt:

$$X = 2 \pi \Lambda \hat{a} / \Lambda \quad \text{Gl. (3-1)}$$

Anschließend wird damit das Verhältnis der gewellten zur projizierten Fläche  $\Phi$ , auch Flächenvergrößerungsfaktor genannt, bestimmt:

$$\Phi(X) \approx \frac{1}{6} (1 + \sqrt{1 + X^2 + 4\sqrt{1 + X^2}/2}) \quad \text{Gl. (3-2)}$$

Der hydraulische Durchmesser  $d_h$  errechnet sich zu:

$$d_h = \frac{4\hat{a}}{\Phi} \quad \text{Gl. (3-3)}$$

Die Strömungsgeschwindigkeit  $w$  ergibt sich aus

$$w = \frac{\dot{V}_{Spalt}}{2 \hat{a} B_p} \quad \text{Gl. (3-4)}$$

$B_p$  ist dabei die Breite des Plattenwärmetauschers.

$\dot{V}_{Spalt}$  ist dabei der Volumenstrom im Zwischenraum zwischen zwei Platten:

$$\dot{V}_{Spalt} = \frac{\dot{m}}{z \cdot \rho} \quad \text{Gl. (3-5)}$$

Wobei für  $z$  die Anzahl der Plattenzwischenräume, die vom jeweiligen Fluid durchflossen werden, einzusetzen ist.

$\dot{m}$  steht für den Massenstrom des jeweiligen Fluids.

Die Bezugsplattenfläche  $A_p$  für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wird durch die Profilierung vergrößert:

$$A_p = \Phi A_e \quad \text{Gl. (3-6)}$$

Da aber  $A_e$  nicht bekannt war, wurde die Fläche  $A_p$  in grober Näherung bestimmt:

$$A_p \approx B_p L_p \quad \text{Gl. (3-7)}$$

Für  $A_p$  und  $L_p$  siehe Abbildung 3-2.

### 3.1.2 Errechnung der Wärmedurchgangszahl

Die Massenströme des Plattenwärmetauschers werden abwechselnd durch die Plattenzwischenräume geführt, wobei angenommen wurde, dass die Massenströme von Kühlwasser und Ammoniak-Wasser-Gemisch in jedem Kanal gleich verteilt sind.

Wie schon erwähnt wurden die Plattenzwischenräume der Länge nach in mehrere (etwa 8 bis 10) Abschnitte unterteilt (Ein Abschnitt siehe Abbildung 3-3). Der Grund dafür war, dass die  $c_p$ 's nicht über die ganze Länge konstant waren. Zur Berechnung wurden die Ein- und Austrittstemperaturen für jeden Abschnitt für Kältemittel und Kühlwasser als gleich angenommen.

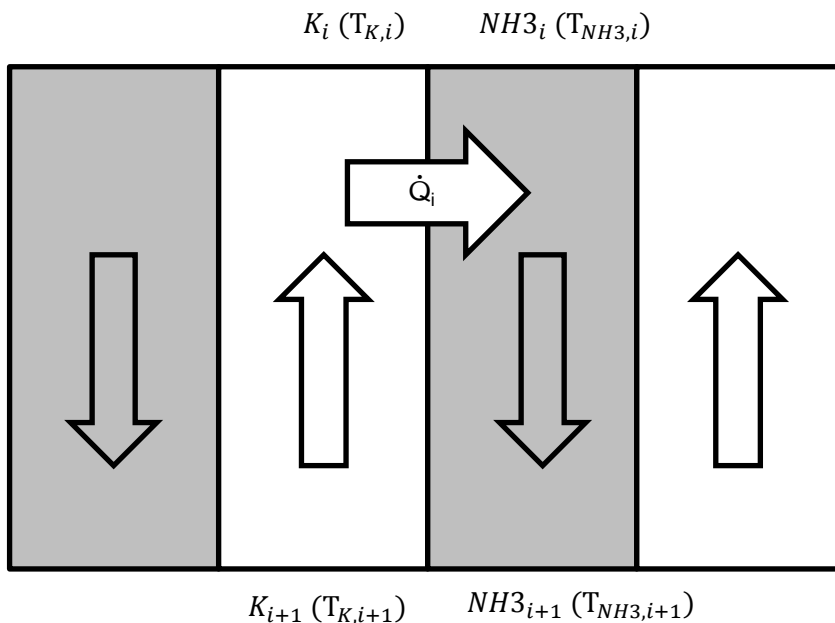


Abbildung 3-3: Ein Abschnitt des Plattenwärmetauschers mit vier Plattenzwischenräumen nach dem Gegenstrom-Prinzip

Abbildung 3-3 zeigt ein Element im Plattenwärmetauscher, mit den Eingangszuständen  $K_i$  und  $NH3_{i+1}$ , den Austrittszuständen  $K_{i+1}$  und  $NH3_i$ , sowie dem übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}_i$ . An den Ein- und Austrittszuständen wurden sowohl Temperaturen als auch Enthalpien berechnet.

Die Indizes NH3 und K beziehen sich dabei auf das Kältemittel (Gemisch aus NH<sub>3</sub> und Wasser) und das Kühlwasser.

Für jeden Abschnitt wurden nun folgende Gleichungen aufgestellt:

Der übertragene Wärmestrom  $Q_i$  errechnet sich aus der Wärmedurchgangszahl  $U_i$ , der Fläche  $A$  und der logarithmischen Temperaturdifferenz  $\Delta T_{log,i}$

$$Q_i = U_i A \Delta T_{log,i} \quad \text{Gl. (3-8)}$$

mit:

$$\Delta T_{log,i} = \frac{\Delta T_{1,i} - \Delta T_{2,i}}{\ln \frac{\Delta T_{1,i}}{\Delta T_{2,i}}} \quad \text{Gl. (3-9)}$$

$$\Delta T_{1,i} = t_{NH3,i} - t_{K,i} \quad \text{Gl. (3-10)}$$

$$\Delta T_{2,i} = t_{NH3,i+1} - t_{K,i+1} \quad \text{Gl. (3-11)}$$

$$Q_i = \dot{m}_{Kühlwasser} (h_{K,i+1} - h_{K,i}) \quad \text{Gl. (3-12)}$$

$$Q_i = \dot{m}_{Ammoniak} (h_{NH3,i+1} - h_{NH3,i}) \quad \text{Gl. (3-13)}$$

Die Enthalpien für Gl. (3-12) und Gl. (3-13) wurden mit den EES-eigenen Stoffwerten (Ibrahim et al. 1993) aus den zugehörigen Temperaturen berechnet.

Der  $U$ -Wert errechnete sich aus:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{K,i}} + \frac{\text{Plattendicke}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{NH3,i}}} \quad \text{Gl. (3-14)}$$

Dabei bedeuten die  $\alpha$  die Wärmeübergangszahlen und  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit.

Die Berechnung der nötigen Wärmeübergangszahlen wird nun in den folgenden Abschnitten beschrieben.

### 3.1.3 Modellierung des kühlwasserseitigen Wärmeübergangs nach dem VDI-Wärmeatlas

Die Wärmeübergangszahl des Kühlwassers wurde mit der Vorschrift aus dem VDI-Wärmeatlas (2014) für Plattenwärmetauscher berechnet.

Für die Reynoldszahl gilt folgende Beziehung mit der Dichte  $\rho$ :

$$Re = \frac{\rho w d_h}{\eta} \quad \text{Gl. (3-15)}$$

Zur Berechnung des Druckverlustbeiwerts  $\xi$  werden zwei Grenzfälle benötigt, einmal die glatte Längsströmung mit  $\varphi=0^\circ$  ( $\xi_0$ ) und einmal die wellige Längsströmung mit  $\varphi =90^\circ$  ( $\xi_{1,0}$ ). Bei letzterem hat die relative Lage der Wellenmuster zueinander einen großen Einfluss auf den Druckverlust. (VDI-Wärmeatlas 2014)

Fall 1:  $\varphi =0^\circ$  und  $Re < 2000$ :

$$\xi_0 = \frac{B_0}{Re} \quad \text{Gl. (3-16)}$$

wobei die Konstante  $B_0$  von der Querschnittsform des Kanals abhängt, laut VDI kann hierfür näherungsweise 64 eingesetzt werden.

Fall2:  $\varphi =90^\circ$  und  $Re <2000$ :

$$\xi_{1,0} = \frac{597}{Re} + 3,85 \quad \text{Gl. (3-17)}$$

Anschließend wird der Druckverlustbeiwert  $\xi$  errechnet:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos\varphi}{\sqrt{b \tan\varphi + c \sin\varphi + \xi_0(Re)/\cos\varphi}} + \frac{1 - \cos\varphi}{\sqrt{\xi_{1,0}(Re)}} \quad \text{Gl. (3-18)}$$

Mit  $\xi_0$  aus Gl. (3-16) und  $\xi_{1,0}$  aus Gl. (3-17).

Auf Grund der periodischen Struktur der Strömungskanäle wird der Wärmeübergang näherungsweise nach L ev eque berechnet:

$$Nu = 1,615 \left( \frac{\xi Re}{64} Re Pr \frac{d_h}{L} \right)^{1/3} \quad \text{Gl. (3-19)}$$

Diese sogenannte L ev eque-Gleichung (siehe VDI-Wärmeatlas (2014) S.1689) formuliert dabei den Zusammenhang zwischen Druckabfall und Wärmeübergang (hier durch die Nusseltzahl  $Nu$  repr esentiert), der auch in Plattenwärmetauschern Anwendung findet.

Dabei ist die Länge  $L$  der Abstand zwischen zwei Kreuzungspunkten:

$$\frac{d_h}{L} = \frac{d_h}{\Lambda} \sin(2\varphi) \quad \text{Gl. (3-20)}$$

Die Prandtl-Zahl  $Pr$  errechnet sich folgendermaßen:

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda} \quad \text{Gl. (3-21)}$$

Dabei sind  $\eta$  die dynamische Viskosität,  $c_p$  die spezifische isobare Wärmekapazität und  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit.

Die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  ergibt sich aus

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_h} \quad \text{Gl. (3-22)}$$

#### **3.1.4 Modellierung des Wärmeübergangs von kondensierendem NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O**

In Eldeeb et al. (2014) wurden sechs Methoden zur Berechnung des Wärmeübergangs von kondensierendem Ammoniak-Wasser verglichen. Darunter befand sich auch die von Shah (1979) veröffentlichte Korrelation. Verglichen mit den anderen erwähnten Methoden wurden in dieser Publikation mit dieser immer die geringsten Nusselt-Zahlen errechnet.

Da in dieser Studie jedoch kein Vergleich mit experimentellen Daten angestellt wurde, kann über die Qualität der Rechenergebnisse keine Aussage getroffen werden.

In einer Studie von García-Cascales et al. (2007) wurden fünf Korrelationen verglichen. Es wurde dabei aber nicht Ammoniak/Wasser sondern R-22 bzw. R-290 verwendet. Besonderes Augenmerk wurde auf die Gleichung von Thonon und Bontemps (2002) gelegt, da sie sowohl gute Ergebnisse lieferte, als auch die benötigten Gleichungen in der Abhandlung angeführt wurden. Zudem wurde auch eine modifizierte Shah-Korrelation (1979) verwendet, bei der aber die Konstanten für diesen Zweck angepasst wurden.

Auf Grund dieser Publikationen wurden das Modell von Shah (1979) und das von Thonon und Bontemps (2002) für die Simulation gewählt. Der prinzipielle Vorgang für diese beiden Korrelationen geht dabei so vonstatten, dass die Wärmeübergangszahl für die rein flüssige Phase errechnet und anschließend mit einer empirischen Formel korrigiert wird.

Als dritte Methode wurde noch einem Hinweis im VDI-Wärmeatlas (2014, S.1692) gefolgt, nämlich zwischen den beiden reinen Phasen, flüssig und gasförmig, zu interpolieren

Im Folgenden sollen die einzelnen Modelle genauer beschrieben werden.

**a) Shah (1979)**

Die Gleichung nach Shah (1979) wurde aus einer großen Menge an experimentellen Daten gewonnen, eingeschlossen Wasser, diversen Kältemitteln und organischen Stoffen, jedoch nicht speziell mit Ammoniak/Wasser. Sie gilt für horizontale, vertikale und geneigte Rohre. Zwar wurde die Gleichung nicht speziell für Plattenwärmetauscher entwickelt, liefert aber gemäß Eldeeb et al. (2014) trotzdem Ergebnisse, die gut mit den experimentell gewonnenen Werten korrelieren.

Die Wärmeübergangszahl für die flüssige Phase  $\alpha_{fl}$  wird unter der Annahme berechnet, dass der ganze Massenstrom im Rohr flüssig ist.

Dabei bildet die folgende Dittus-Boelter-Gleichung den Ausgangspunkt:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad \text{Gl. (3-23)}$$

Dabei ist  $n=0,4$  bei Erwärmung und  $n=0,3$  bei Kühlung des Fluids.

Die Nusseltzahl der rein flüssigen Phase  $Nu_{fl}$  ergibt:

$$Nu_{fl} = 0,023 Re_{fl}^{0,8} Pr_{fl}^{0,4} \quad \text{Gl. (3-24)}$$

Dabei ist  $Pr_{fl}$  die Prandtl-Zahl der Flüssigphase.

Daraus errechnet sich die Wärmeübergangszahl für die rein flüssige Phase  $\alpha_{fl}$ :

$$\alpha_{fl} = Nu_{fl} \frac{\lambda}{d_h} \quad \text{Gl. (3-25)}$$

Wobei die Reynoldszahl nach Gl. (3-15) berechnet wird. Für die Dichte und Viskosität sind dabei die Werte der Flüssigphase einzusetzen, für den Massenstrom jedoch den gesamten.

Mit der Dampffizier  $q$  kann dann die zweiphasige Wärmeübergangszahl  $\alpha_z$  berechnet werden:

$$\alpha_z = \alpha_{fl} \left[ (1 - q)^{0,8} + \frac{3,8 q^{0,76} (1 - q)^{0,04}}{p_{red}^{0,38}} \right] \quad \text{Gl. (3-26)}$$

$$q = \frac{m_{Dampf}}{m_{Dampf} + m_{Flüssigkeit}} \quad \text{Gl. (3-27)}$$

Der reduzierte Druck  $p_{red}$  errechnet sich aus den Drücken:

$$p_{red} = \frac{p_{sat}}{p_{krit}} \quad \text{Gl. (3-28)}$$

Dabei ist für  $p_{sat}$  der Druck im Kondensator, und für  $p_{krit}$  der kritische Druck von Ammoniak von 113 bar einzusetzen.

Da die Korrelation jedoch bei geringen Massenströmen schlechte Ergebnisse liefert, schlug Shah (2009) Grenzen für den Einsatz dieses Zusammenhangs vor, und zwar:

Für die Reynoldszahl unter der Annahme gänzlich flüssigen Massenstromes:  $Re_{fl} > 350$

Für die Strömungsgeschwindigkeit unter der Annahme gänzlich gasförmigen Massenstromes:  
 $v_g > 3 \text{ m/s}$

**b) Thonon und Bontemps (2002)**

Thonon und Bontemps (2002) schlugen eine Gleichung zur Berechnung des Wärmeübergangs für reine Kohlenwasserstoffe (Pentan, Propan und Butan) sowie für Mischungen davon vor. Die Studie wurde bei Drücken von 1,5 bis 1,8 bar durchgeführt. (García-Cascales et al., 2007)

Die Wärmeübergangszahl  $\alpha_{fl}$  für die rein flüssige Phase ergibt sich aus:

$$\alpha_{fl} = 0,347 \left( \frac{\lambda_{fl}}{d_h} \right) Re^{0,653} Pr^{0,33} \quad \text{Gl. (3-29)}$$

Dabei sind  $\lambda_{fl}$  die Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Phase und  $Pr$  die Prandtl-Zahl.

Daraus wird die Wärmeübergangszahl  $\alpha_z$  für das zweiphasige Fluid bestimmt:

$$\alpha_z = \alpha_{fl} 1564 Re_{eq}^{-0,76} \quad \text{Gl. (3-30)}$$

Die äquivalente Reynoldszahl  $Re_{eq}$  berechnet sich nach Gl. (3-31). Sie berücksichtigt dabei die Einflüsse von Massenfluss  $G$ , Dampffizier  $q$ , hydraulischen Durchmesser  $d_h$  und Dichte  $\rho$ .

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} d_h}{\eta_f} \quad \text{Gl. (3-31)}$$

$\eta_f$  ist dabei die Viskosität am Siedepunkt.

Dabei berechnet sich die äquivalente Massengeschwindigkeit  $G_{eq}$  zu:

$$G_{eq} = G \left( 1 - q + q \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0,5} \right) \quad \text{Gl. (3-32)}$$

Die Indizes für die Dichte  $\rho$  bezeichnet hier  $f$  – gesättigte Flüssigkeit und  $g$  – Sattedampf.

$G$  im speziellen berechnet sich aus dem Massenstrom dividiert durch den Strömungsquerschnitt:

$$G = \frac{\dot{m}}{2 z \hat{a} B_p} \quad \text{Gl. (3-33)}$$

Wobei  $2 \hat{a} B_p$  den Strömungsquerschnitt bilden.



**c) VDI-Wärmeatlas**

Auf Grund von Versuchen von Kreissig und Müller-Steinhagen (1992) wird im VDI-Wärmeatlas (2014) empfohlen, zwischen den Grenzfällen für rein flüssiges und rein gasförmiges Ammoniak-Wasser zu interpolieren.

Die einzelnen Wärmeübergangszahlen für flüssige und gasförmige Phase ( $\alpha_{fl}$  und  $\alpha_g$ ) werden gemäß Gleichung Gl. (3-22) berechnet. Aus diesen ergibt sich dann die zweiphasige Wärmeübergangszahl  $\alpha_z$ :

$$\alpha_z = \alpha_{fl} (1 - q) + \alpha_g \cdot q \tag{Gl. (3-34)}$$

**d) Vergleich**

In diesem Kapitel sollen nun die Simulationsergebnisse der einzelnen Modelle gegenübergestellt werden.

Diese beiden Simulationen wurden erstellt, noch bevor Messergebnisse verfügbar waren. Deshalb wurden bei den Parametern Werte angenommen, die als realistisch erachtet wurden. Am kältemittelseitigen Eintritt in den Kondensator wurde eine Dampffizier von 1, am Austritt dafür 0 angenommen.

Es wurden zwei Betriebspunkte simuliert:

Punkt 1:

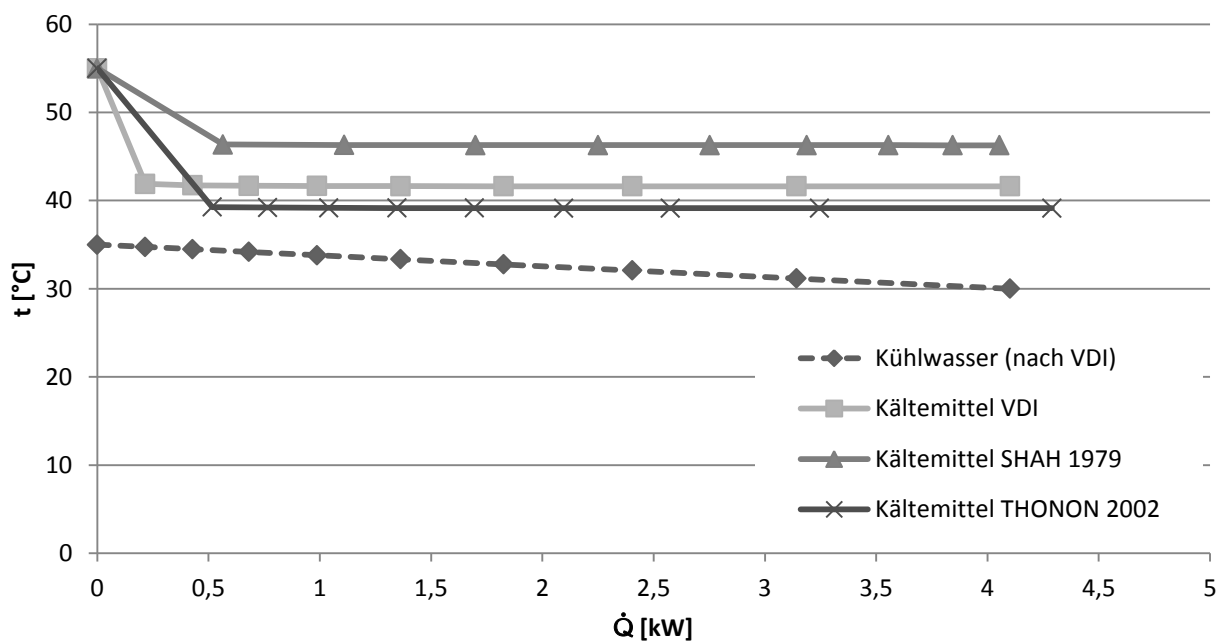


Abbildung 3-4: Vergleich der Simulationsmodelle mit Punkt 1

Die in Abbildung 3-4 gezeigten Temperaturverläufe wurden bei folgenden Bedingungen simuliert: Dabei ist  $x_{NH_3}$  die Reinheit des Kältemitteldampfes.

Tabelle 3-1: Randbedingungen der Simulation für Punkt 1

$T_{\text{Kühlwasser,ein}}$	30	°C
$T_{\text{Kühlwasser,aus}}$	35	°C
$m_{\text{NH}_3}$	0,0037	kg/s
$x_{\text{NH}_3}$	0,9997	
$p_{\text{Wasser}}$	1,2	bar
$T_{\text{Kältemittel,ein}}$	55	°C
Abschnitte	9	
Platten	20	

Aus Abbildung 3-4 ist ersichtlich, dass die simulierten Kältemitteltemperaturen bei allen drei Modellen bereits zum ersten Stützpunkt hin stark abfallen. Anschließend bleiben die Temperaturen konstant.

Dabei führen die geringe Zahl an Stützpunkten und die lineare Interpolation zwischen den Stützpunkten anfänglich zu einer eher ungenauen Darstellung des Temperaturverlaufs.

Außerdem sind bei diesem Betriebspunkt die Temperaturen ab dem zweiten Abschnitt nach Thonon und Bontemps (2002) am geringsten, und nach Shah (1979) am höchsten. Die übertragene Wärmeleistung ist bei allen drei in etwa gleich, wobei das Ergebnis von Thonon und Bontemps (2002) noch den größten Wärmeübergang errechnet.

Der Grund dafür ist in Abbildung 3-6 ersichtlich. Die Wärmeübergangszahlen sind bei Shah (1979) am schlechtesten, deshalb ist auch die übertragene Wärmeleistung am geringsten. Es ist auch ersichtlich, dass bei Shah (1979) die Wärmeübergangszahl mit zunehmender Weglänge ab-, bei den anderen beiden zunimmt.

Das Kühlwasser erreicht die größten Wärmeübergangszahlen. Der Grund dafür liegt darin, dass höhere Reynoldszahlen erreicht werden, und zwar wegen wesentlich höheren Massenströmen (etwa Faktor 100).

Dabei sind für die hier verwendeten Korrelationen für die Kondensation Zweifel angebracht. Im Vergleich mit den Messwerten in Kapitel 5.9 zeigt sich nämlich, dass die kältemittelseitig berechneten UA-Werte im Vergleich mit den gemessenen zu gering sind.

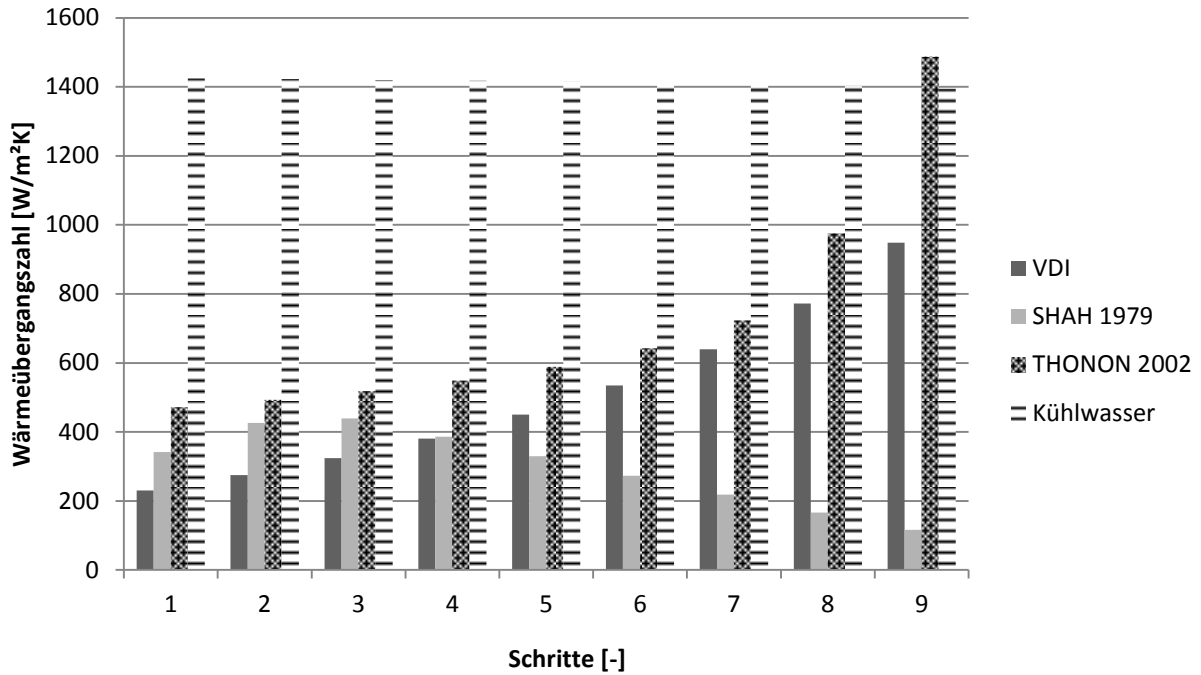


Abbildung 3-5: Wärmeübergangszahlen für Kältemittel und Kühlwasser mit Randbedingungen aus Tabelle 1.

#### Punkt 2:

Einen anderen Betriebspunkt mit höherer Kondensator-Eintrittstemperatur stellt Abbildung 3-7 dar. Die Randbedingungen dazu befinden sich in Tabelle 2. Im Gegensatz zu Abbildung 3-5 fallen die Temperaturen anfangs weniger stark ab, was auch die geringere Reinheit des Kältemittels zurückzuführen ist. Außerdem sind hier die Temperaturen des Kältemittels nach Shah (1979) größer als die nach VDI.

Auch hier sind die Wärmeübergangszahlen für Wasser (siehe Abbildung 3-7) wesentlich größer als die für das Kältemittel, und zwar aus dem gleichen Grund wie bei Punkt 1.

### 3 Simulation

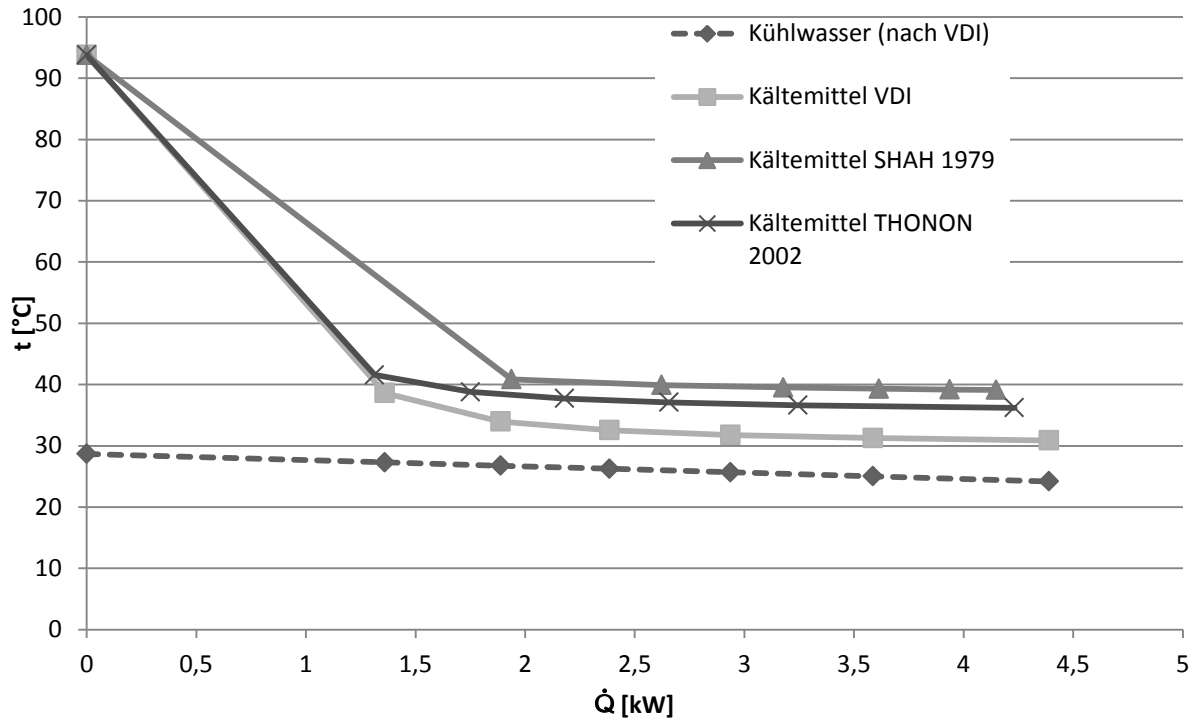


Abbildung 3-6: Vergleich der Simulationsmodelle mit Punkt 2

Tabelle 3-2: Randbedingungen der Simulation für Punkt 2

$T_{\text{Kühlwasser,ein}}$	24,2	°C
$T_{\text{Kühlwasser,aus}}$	28,7	°C
$m_{\text{NH}_3}$	0,0031	kg/s
$x_{\text{NH}_3}$	0,97	
$p_{\text{Wasser}}$	1,2	bar
$T_{\text{Kältemittel,ein}}$	93,8	°C
Abschnitte	6	
Platten	20	

Die beiden gerade besprochenen Simulationen ergeben, dass Shah (1979) eher niedrigere Wärmeübergänge als VDI und Thonon (2002) errechnet.

### 3 Simulation

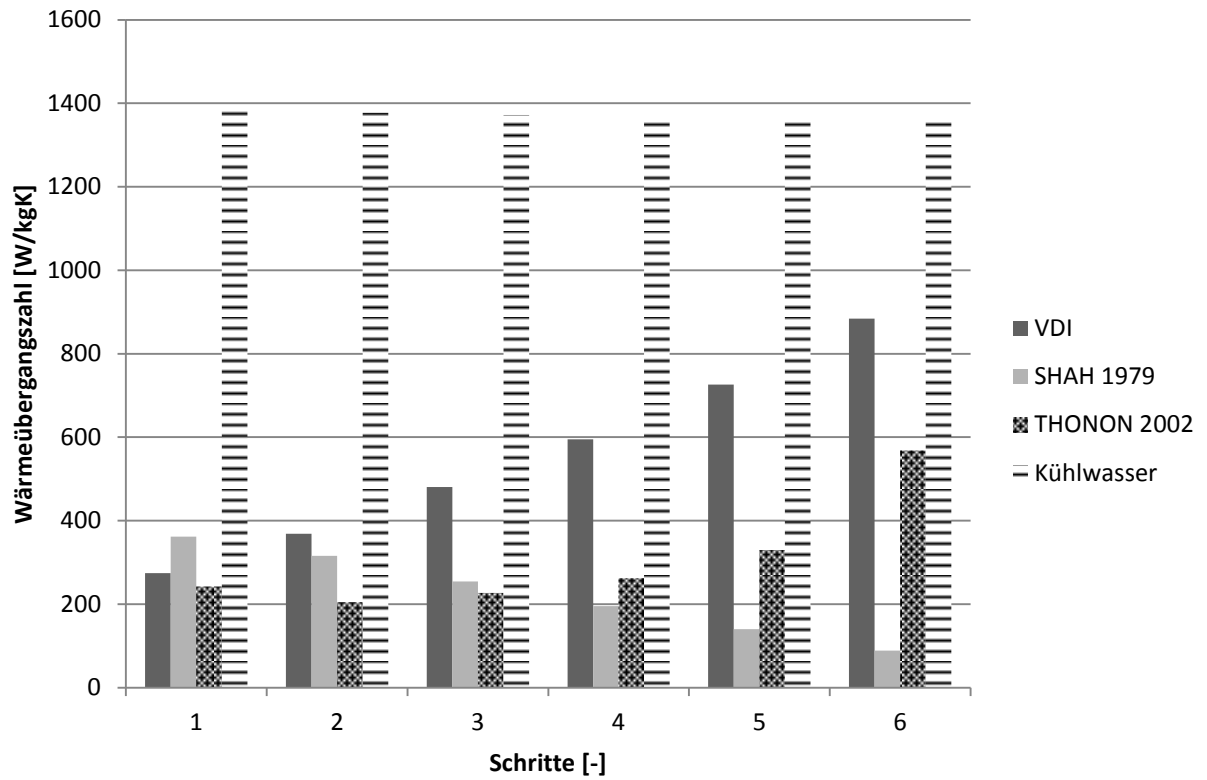


Abbildung 3-7: Wärmeübergangszahlen für Kältemittel und Kühlwasser mit Randbedingungen aus Tabelle 3-2.

## 4 VERSUCHSAUFBAU UND INBETRIEBNAHME

Im folgenden Kapitel wird nun auf den Aufbau der Anlage und der dazugehörigen Messtechnik eingegangen. Außerdem werden bei der Inbetriebnahme aufgetretene Probleme beschrieben.

### 4.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau an sich dient dem Zweck, die Absorptionswärmepumpe zu betreiben und deren Verhalten zu analysieren. Dafür wurde die Anlage mit einer Hydraulikanbindung erweitert und mit Messtechnik ausgestattet.

An die Wärmepumpe angeschlossen befindet sich ein entsprechender hydraulischer Anbau, um die zu- bzw. abgeführten Wärmeleistungen zu messen (siehe dazu Abbildung 4-1). Zur Rückkühlung ist daran eine Wärmesenke angebunden, die die Wärmeströme aus Kondensator und Absorber abführt. Von diesem Kreislauf wird zudem ein gewisser Massenstrom abgezweigt, um Wärme für den Verdampfer bereitzustellen.

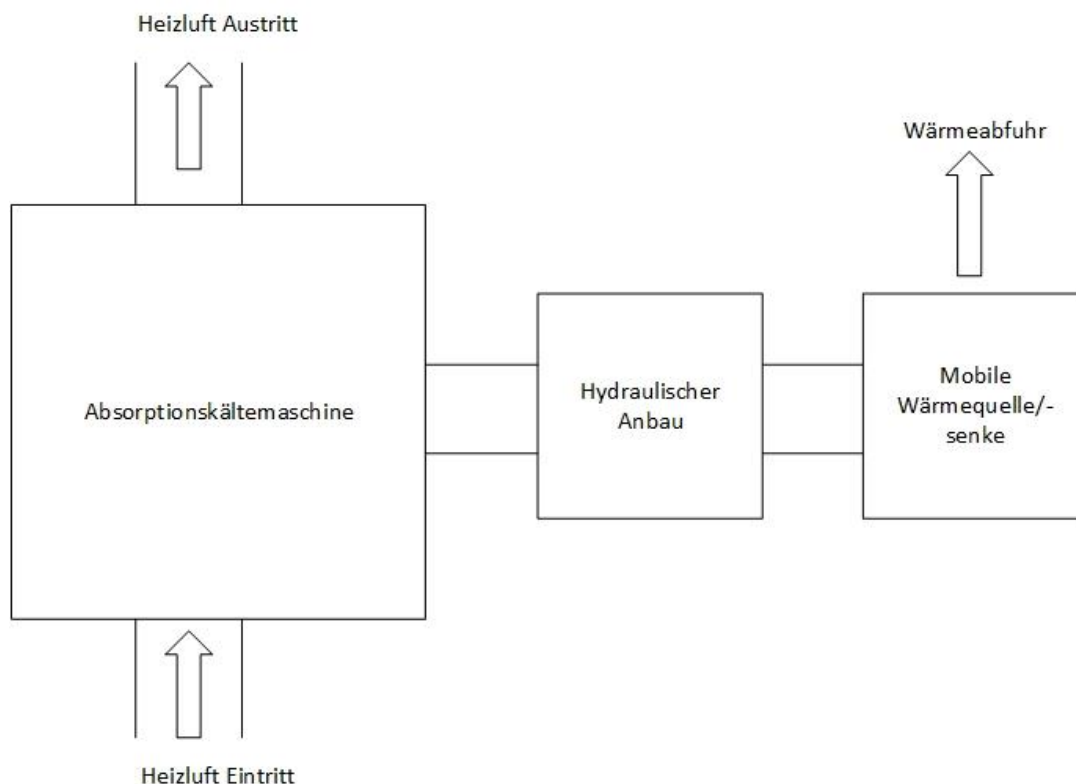


Abbildung 4-1: Gesamtschema der Absorptionskälteanlage

#### 4.1.1 Wärmesenke

Als Wärmesenke wird eine mobile Anlage verwendet. Abbildung 4-2 zeigt den Schaltplan.

Nach dem Einlass bei Ventil 23 wird das Kühlwasser zum Zweck der Kühlung über zwei luftgekühlte Wärmetauscher (Rückkühler) geführt. Anschließend durchfließt es einen

Plattenwärmetauscher, wo es zusätzlich mit Frischwasser gekühlt werden kann. Die Anschlüsse dafür sind die Kugelhähne 35 und 36. Nach passieren der Pumpe P1 wird ein Teil des Kühlwassers über den Speicher geführt und anschließend im Mischventil mit dem Restmassenstrom wieder zusammengeführt. Anfänglich kann damit das Wasser auch gekühlt werden, jedoch nur solange, bis der Speicher aufgeheizt ist. Bei Ventil 24 verlässt das Kühlwasser letztlich wieder die Wärmesenke.

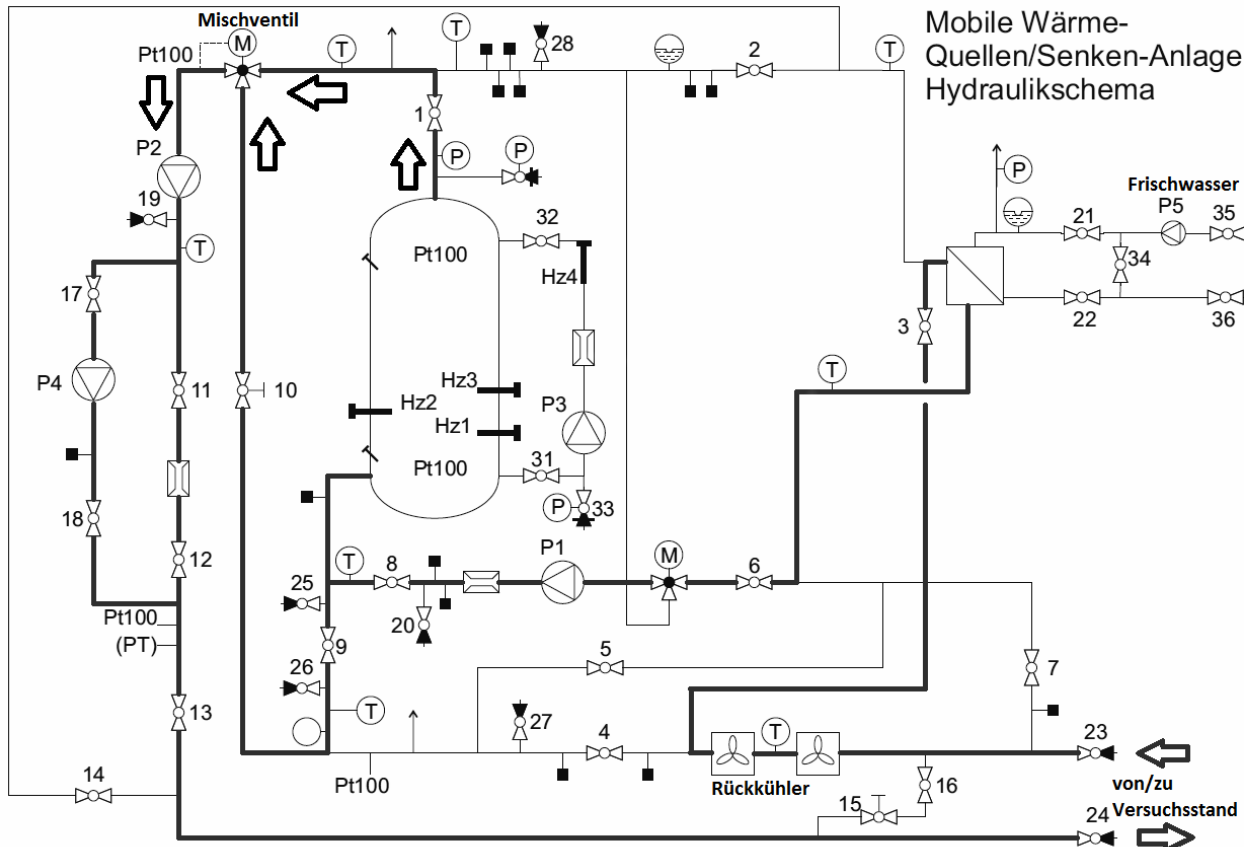


Abbildung 4-2: Schema der mobilen Wärmesenke (Institut für Wärmetechnik, TU Graz, 2016)

#### 4.1.2 Hydraulikanbau

Zur Messung der abgegebenen und zugeführten Wärmeströme wurde ein entsprechender Hydraulikanbau gebaut. Abbildung 4-3 zeigt den prinzipiellen Aufbau:

Um den Wärmestrom für die Desorption (strichlierte Linien) zu erzeugen, wird elektrisch aufgeheizte Luft mit einem Ventilator herangeführt.

Auf der Wasserseite (durchgezogene Linien) wird Wasser von der mobilen Wärmesenke (siehe Kapitel 4.1.1) zur Absorptionskältemaschine gepumpt, um die Wärme von Kondensator und Absorber abzuführen bzw. Wärme für den Verdampfer zur Verfügung zu stellen.

Um die Eintrittstemperaturen in die Wärmetauscher möglichst stabil zu halten, werden geregelte Ventile verwendet. Auch die Temperaturpreizung zwischen Ein- und Austritt der

Wärmeübertrager soll zur Vergleichbarkeit der Messergebnisse möglichst auf einen bestimmten Wert eingestellt werden. Dazu können die Massenflüsse durch die Pumpen entsprechend gesteuert werden.

Bei der in dieser Arbeit untersuchten Anlage wurden Spreizungen beim Kaltwasser von 18/15 bzw. 15/13, und beim Kühlwasser von 24/29 bzw. 36/40 verwendet. Der Grund für die Einstellung von unterschiedlichen Kühl- und Kaltwassertemperaturen liegt darin, dass sich bei geringeren Kalt- und höheren Kühlwassertemperaturen ein Füllstand im Kältemittelkondensatsammler einstellt, was später noch von größerer Wichtigkeit sein wird.

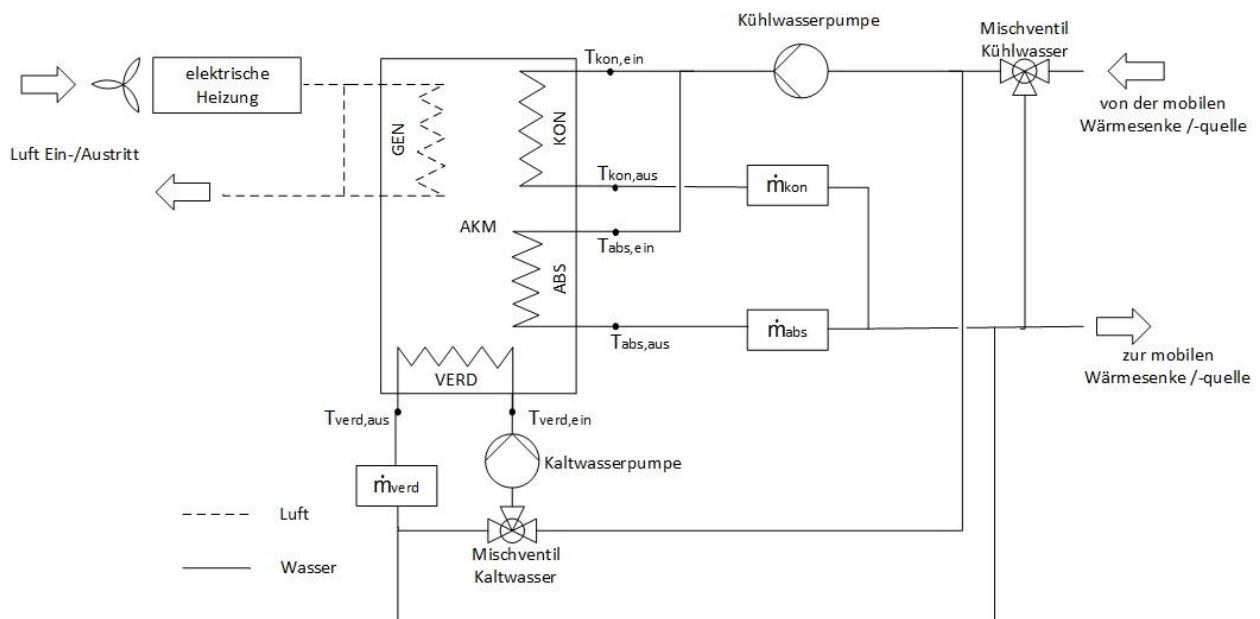


Abbildung 4-3: Hydraulikanbindung der Anlage (Albert, Rieberer 2016)

### 4.1.3 Schaltschema der Anlage

In Abbildung 4-4 ist das Schaltschema der Absorptionskältemaschine dargestellt.

Nachdem das Kältemittel (lang strichliert) im Kondensator (KON) verflüssigt wird und dabei Wärme an das Kühlwasser abgibt, fließt es in den darauffolgenden Kondensatsammler. Von dort gelangt es nach dem Passieren der Kältemitteldrossel in den Verdampfer (VERD), wo es bei der Verdampfung dem Kaltwasser Wärme entzieht. Danach wird es in den Absorber (ABS) transportiert, wo es in der zufließenden armen Lösung absorbiert wird. Die dabei entstandene Wärme wird mit dem „Absorber-Kühlwasser“ abgeführt.

Anschließend tritt das Lösungsmittel als reiche Lösung aus und wird in einem aus zwei Behältern bestehenden Sammler (RSAC) aufgefangen. Dieser stellt sicher, dass nur flüssige Phase von der Pumpe weiter transportiert wird.



Danach können die folgenden Massenströme (in Abbildung 4-4  $\dot{m}_{rL}$ ,  $\dot{m}_{dep}$  und  $\dot{m}_{rec}$ ) durch drei Ventile (V1, V2 und V3) beliebig eingestellt werden (siehe Abbildung 5-1 bis Abbildung 5-3): Ein Teil fließt sofort in Richtung Lösungsmittelwärmeübertrager (LWU) zurück ( $\dot{m}_{rL}$ - $\dot{m}_{rec}$ ), ein zweiter wird in den Rektifikator (REK) eingespritzt ( $\dot{m}_{rec}$ - $\dot{m}_{dep}$ ), und ein dritter wird zur Kühlung des Dephlegmators (DEP) verwendet und erst dann dem LWU beigemischt ( $\dot{m}_{dep}$ ).

Nach passieren des LWU gelangt die reiche Lösung (bis auf den Teil, der in den Rektifikator geleitet wird) in den Generator (GEN), wo das Kältemittel Ammoniak bei hoher Temperatur aus der Lösung ausgetrieben wird. Die dafür nötige Wärme wird durch einen Rohrbündel-Wärmetauscher von Luft auf das Kältemittel übertragen, wobei der heiße Luftstrom von einer elektrischen Heizung erzeugt und von einem Ventilator herangeführt wird.

Die so erhitzte Lösung gelangt anschließend in einen Sammler (SAM), von wo die flüssige Phase als arme Lösung zum Lösungsmittelwärmetauscher transportiert wird. Diese wird anschließend zur Drossel geleitet, die als Ventil mit Schwimmer am Generatorsammler ausgeführt ist (Die Drossel regelt also nach dem Füllstand im Sammler, in der Abbildung als H eingezeichnet). Von dort gelangt sie dann in den Absorber.

Der Kältemitteldampf (strichpunktiert) fließt vom Generatorsammler in den Rektifikator und anschließend in den Dephlegmator, wo der Anteil an Ammoniak sukzessive erhöht wird, bis ein relativ reines Kältemittel (hohe  $\text{NH}_3$  – Konzentration) in den Kondensator eintritt. Zur näheren Erläuterung der Funktionsweise von Rektifikation und Dephlegmation siehe Kapitel 2.2 Rektifikation und Dephlegmation.

Bis auf den Generatorwärmetauscher werden in der Anlage nur Plattenwärmeüberträger verwendet.



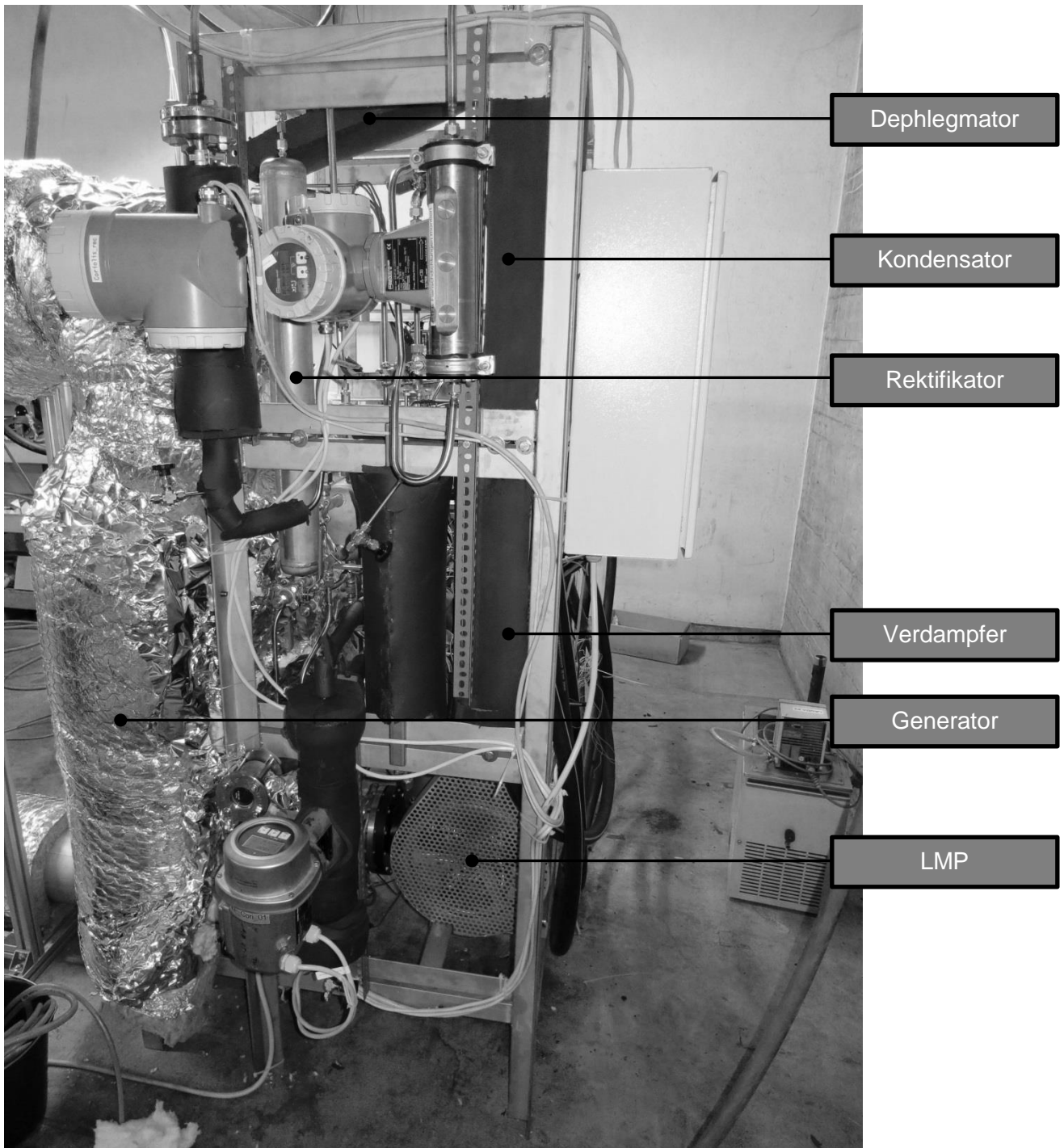


Abbildung 4-5: Photo der Anlage Nr. 1

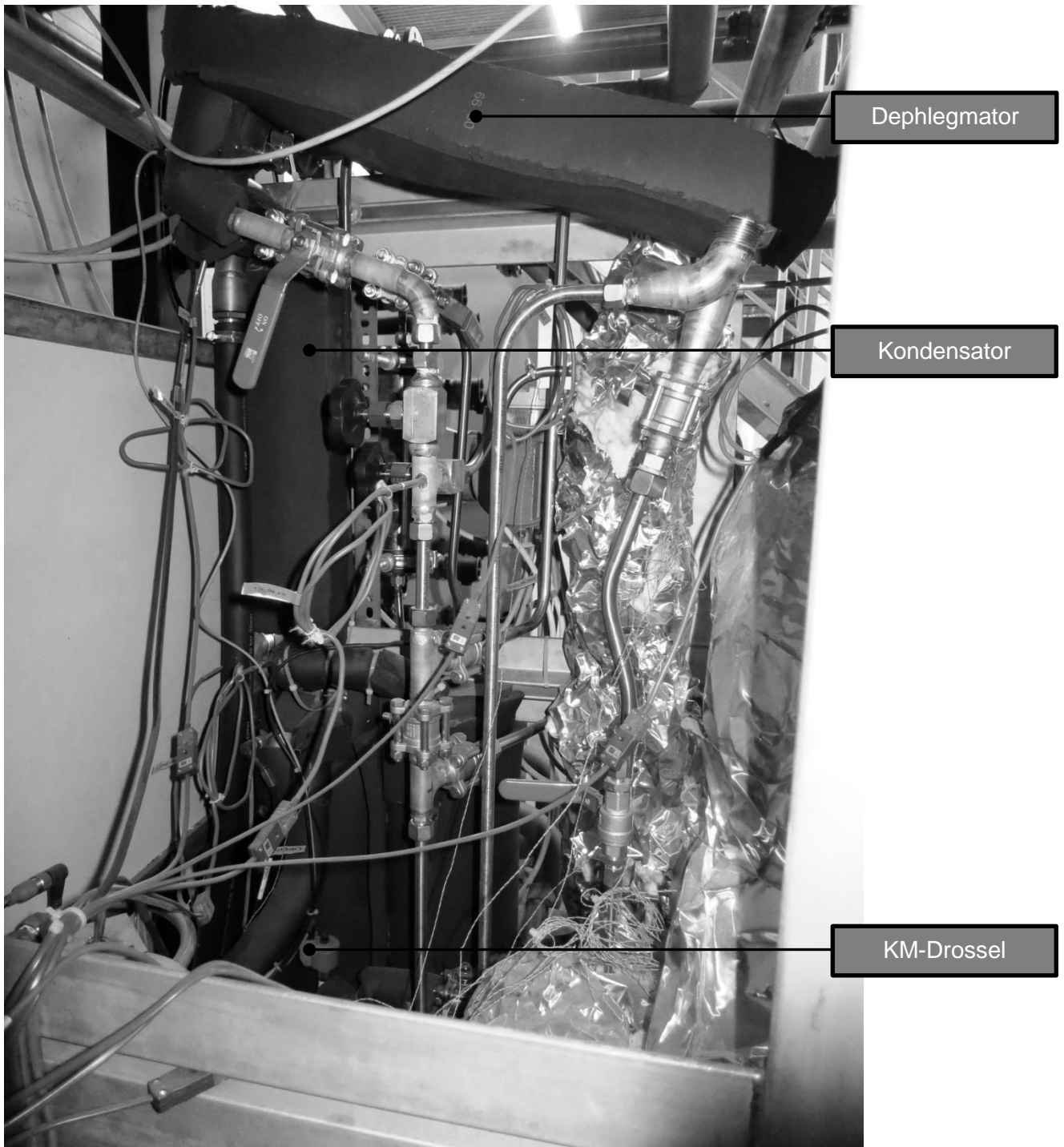


Abbildung 4-6: Photo der Anlage Nr.2

Abbildung 4-5 und Abbildung 4-6 zeigen Photographien der Absorptionskältemaschine mit einigen Bestandteilen.

### 4.1.4 Die Regelung der Kältemitteldrossel

Wie aus Abbildung 4-7 ersichtlich, befindet sich am Kältemiteleintritt des Verdampfers ein Drucksensor, am -austritt ein Temperaturfühler.

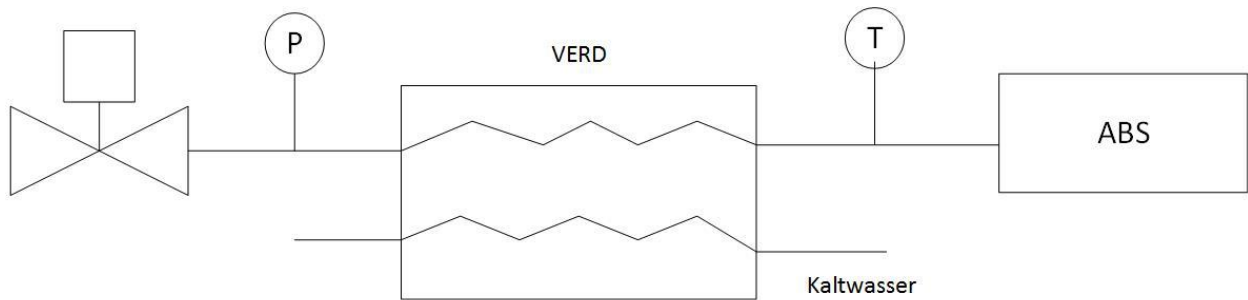


Abbildung 4-7: Regelung der Kältemitteldrossel

Im Programmcode der Regelung der Kältemitteldrossel sind die Sättigungstemperaturen in Abhängigkeit vom gemessenen Druck bei einer Reinheit für  $x=1$  mittels einer Kennlinie hinterlegt. Der Betrag der Differenz dieser Temperatur zur am Ausgang des Verdampfers (VERD) gemessenen Temperatur ist die Überhitzung.

Es soll auf eine konstante Überhitzung geregelt werden, die im Falle dieser Anlage zwischen 10 K und 20 K liegt.

Die Reinheit hat allerdings einen Einfluss auf die Überhitzung, was nachfolgend erklärt werden soll: Das T-s-Diagramm in Abbildung 4-8 zeigt den Temperaturverlauf mit der Reinheit  $x=1$ . Es ist zu erkennen, dass der Verlauf der Isobaren im Zweiphasengebiet isotherm ist.

Bei dem Wasser-Ammoniak-Gemisch mit einer  $\text{NH}_3$ -Konzentration von  $x=0,98$  (Abbildung 4-9) ist der Verlauf im Zweiphasen-Gemisch nicht mehr isotherm. Dadurch wird bei gleichbleibendem Druck (z.B. 4 bar) die Taulinie erst bei höherer Temperatur erreicht, und somit ist die Überhitzung real kleiner. Wird z.B. eine Überhitzung von 70 K bei  $x=1$  eingestellt, so beträgt die Überhitzung bei  $x=1$  etwa 70 K, bei  $x=0,98$  jedoch nur etwas mehr als 10 K.

Dies kann sogar so weit gehen, dass sich gar keine Überhitzung mehr einstellt. Deshalb ist es zweckdienlicher, statt von Überhitzung von einer Temperaturgleitung im Zweiphasengebiet zu sprechen. Ist nun die Temperaturgleitung höher als die Überhitzung, so verdampft das Kältemittel nicht mehr vollständig.

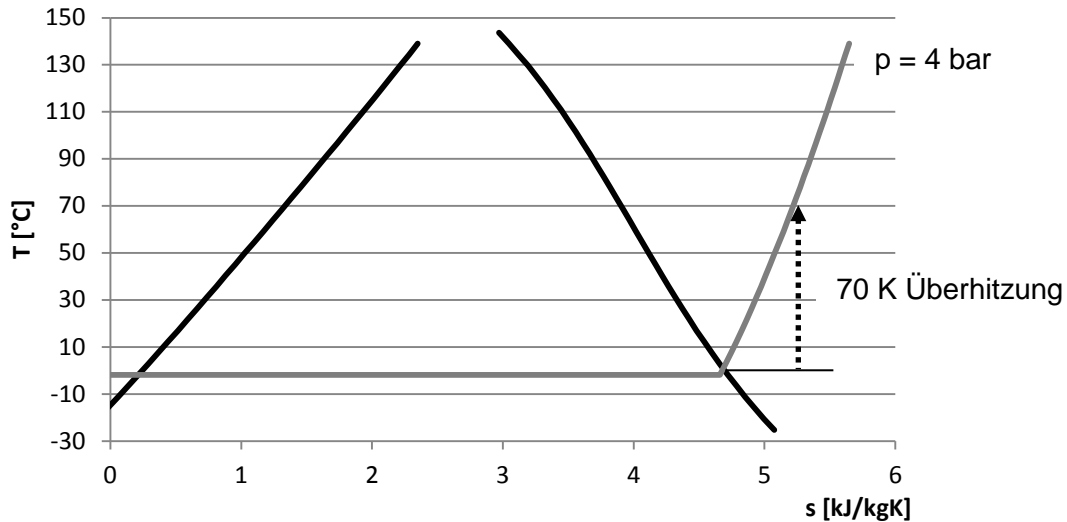


Abbildung 4-8: T-s-Diagramm für eine  $\text{NH}_3$ -Konzentration von 1 und konstanten Druck bei 4 bar

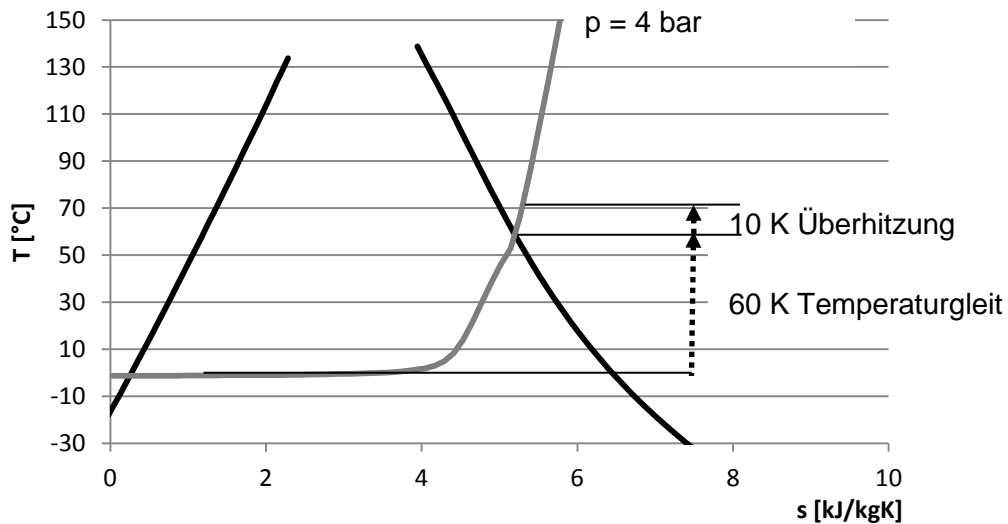


Abbildung 4-9: T-s-Diagramm für eine  $\text{NH}_3$ -Konzentration von 0,98 und konstanten Druck bei 4 bar

## 4.2 Messgeräte

Nachfolgend sollen die wichtigsten Messgeräte vorgestellt werden.

### 4.2.1 Temperaturfühler und deren Kalibrierung

Als Temperaturfühler werden drei Arten verwendet: Thermoelemente vom Typ K und Typ T und PT100. Die Kalibrierung erfolgte für zwei verschiedene Temperaturbereiche.

Zum einen wurden Temperaturfühler (Thermoelemente Typ T und Pt100) für geringere Temperaturen (z.B. Verdampfer Austritt) in ein Gerät mit Wasserbad Lauda E200 getaucht. Gebündelt mit einem Referenzfühler Dostmann T900 wurden sie zusätzlich in eine Metallhülse

gesteckt, um eine ungleiche Temperaturverteilung durch das strömende Wasser auszuschließen. Anschließend wurden verschiedene Temperaturniveaus von 6°C bis 56°C durchfahren.

Für Temperaturfühler für höhere Temperaturen (z.B. Rektifikator Eintritt) wurde ein Kalibrator Typ Isotech Pegasus verwendet. Auch hier wurden die Fühler zusammen mit einem Referenzgerät in das Behältnis mit erhitzter Luft gesteckt. Der Temperaturbereich dieser Thermoelemente Typ K erstreckt sich bis zu 500°C. Bei dieser Kalibrierung ergab sich jedoch ein Problem: So zeigte das Referenzgerät einen relativ großen Abstand zu allen anderen Temperaturfühlern an – bei 190°C waren es z.B. 5 K, während alle anderen Fühler untereinander nur geringe Abweichungen zeigten. Eventuell könnte man hier von einem ungenauen Referenzgerät ausgehen.

Um letzteres auszuschließen wurden schließlich drei Referenzmessgeräte miteinander verglichen, dabei zeigten sich keine großen Abweichungen. Deshalb konnte man schließlich davon ausgehen, dass das Referenzgerät genau maß.

Der Kalibriervorgang wurde folgendermaßen durchgeführt: Nachdem sich am Kalibriergerät eine stationäre Temperatur eingestellt hatte, wurden am Referenzgerät und an den Temperaturfühlern mittels Labview die Temperatur über einen Zeitraum von fünf Minuten gemittelt. So wurden dann der Reihe nach alle Messpunkte durchfahren.

Aus den Messdaten konnte letztlich die Abweichung der Temperaturfühler vom Referenzmessgerät errechnet werden, und daraus die Ausgleichsgerade mit Steigung und Ordinatenabschnitt. Diese Werte wurden dann in das Messprogramm eingetragen.

Für die Ergebnisse der Kalibrierung siehe Anhang B – Kalibrierung.

Die Messunsicherheit für Thermoelemente Typ T beträgt  $\pm 0,004 T$  oder  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ , der für den Typ K  $\pm 0,004 T$  oder  $\pm 1,5^\circ\text{C}$ .

Hingegen beträgt die Messunsicherheit für Pt100  $\pm(0,15+0,002 T)$ .

### **4.2.2 Massenstrommessgeräte**

Zur Bestimmung des Massenstroms werden zwei Arten von Massenstrommessgeräten verwendet:

Im Hydraulikanbau wird mit magnetisch-induktiven Durchflussmessgeräten vom Typ Endress+Hauser Promag 50P gemessen.

Hingegen werden in der Wärmepumpe selbst Messgeräte verwendet, die nach dem Coriolis-Prinzip arbeiteten, und zwar die beiden Bauarten Endress+Hauser Promass 83F und Promass 63M.

Die Messunsicherheiten sind folgende:

$$50P: \text{Impulsausgang: } \pm 0,5\% \pm 1 \text{ mm/s} \quad \text{Gl. (4-1)}$$

$$63M: \pm 0,5\% \pm \frac{0,33}{\text{Messwert} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)} \cdot 100\% \text{ v. M.} \quad \text{Gl. (4-2)}$$

$$83F: \pm 0,5\% \pm \frac{0,54}{\text{Messwert} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)} \cdot 100\% \text{ v. M.} \quad \text{Gl. (4-3)}$$

### 4.2.3 Druckmessung

Die Drücke werden mit zwei verschiedenen Druckaufnehmern gemessen. Der Niederdruck mit einem Carel SPK 100800 und der Hochdruck mit einem Carel SPK 2500000. Da die beiden Geräte jedoch schon älterer Bauart sind, wurde keine Messunsicherheit dazu gefunden.

### 4.2.4 Exemplarische Messunsicherheitsanalyse der luftseitigen Generatorleistung

Die Messunsicherheit  $U_y$  wurde folgend berechnet:

$$U_y = \sqrt{\sum_i \left( \frac{\partial y}{\partial a_i} \right)^2 \cdot U_{a_i}^2} \quad \text{Gl. (4-4)}$$

Wobei  $a$  die Messwerte,  $U_a$  die Messabweichungen für  $a$  und  $y$  der berechnete Wert sind.

$$t_{\text{Luft,ein}} = 136,03 \pm 0,54 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{Luft,aus}} = 85,25 \pm 0,34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{\text{Luft}} = 0,0881 \pm 0,0044 \text{ kg/s}$$

$$c_{p,\text{Luft}} \sim 1 \text{ kJ/kgK}$$

Die Generatorleistung  $\dot{Q}_{\text{Gen}}$  ergibt sich zu

$$\dot{Q}_{\text{Gen}} = \dot{m}_{\text{Luft}} \cdot c_{p,\text{Luft}} \cdot (t_{\text{Luft,ein}} - t_{\text{Luft,aus}}) \quad \text{Gl. (4-5)}$$

mit

$$\frac{\partial \dot{Q}_{\text{Gen}}}{\partial \dot{m}_{\text{Luft}}} = 50,78$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{\text{Gen}}}{\partial t_{\text{Luft,ein}}} = 0,0881$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{\text{Gen}}}{\partial t_{\text{Luft,aus}}} = -0,0881$$

errechnet sich die Generatorleistung zu:  $\dot{Q}_{\text{Gen}} = 4,47 \pm 0,23 \text{ kW}$



### 4.3 Inbetriebnahme

Bis die Anlage wie gewünscht lief, mussten erst noch einige Probleme überwunden werden. So war es anfangs schwierig, einen stabilen und stationären Betrieb sicherzustellen. Es musste öfters die Menge an Kältemittel variiert werden, ebenso wurden bauliche Maßnahmen getroffen, wie z.B. ein zweiter Generatorsammler und ein Bypass. Dies soll nun in diesem Kapitel näher beschrieben werden.

#### 4.3.1 Instationärer Betrieb durch Absorberleistungsschwankungen

Anfänglich traten oft Schwankungen ähnlich der in Abbildung 4-11 dargestellten auf. Dabei stieg die Absorberleistung stark an, und es war zu beobachten, dass sich die beiden Absorber-Füllbehälter komplett füllten.

Als Erklärung dafür dient folgende Vermutung: Wenn nun aus irgendeinem Grund ein „Schwall“ des Lösungsmittels aus dem Generator kam führte es dazu, dass die Sammler nach dem Absorber vollständig gefüllt wurden. Daraufhin staute sich die arme Lösung davor und nahm schließlich sogar den verkehrten Weg in den Verdampfer, wo es zu Absorption kam (siehe dazu Abbildung 4-10). Da nun auch das Kaltwasser am Austritt wärmer als am Eintritt war, führte das zu einer negativen Verdampferleistung.

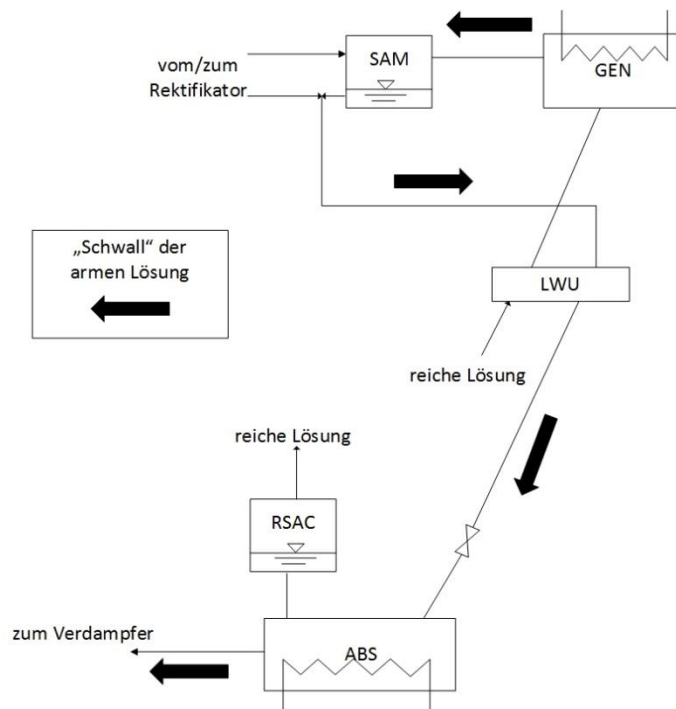


Abbildung 4-10: Strömungsrichtung des „Schwalls“ aus dem Generator.

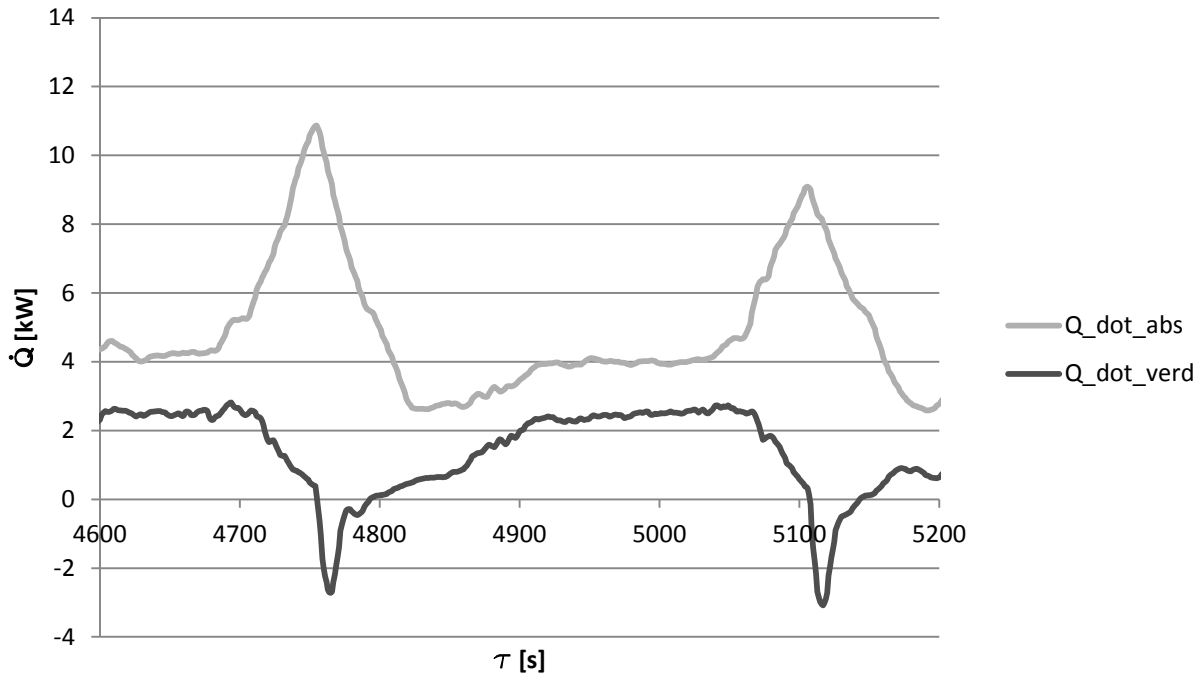


Abbildung 4-11: Schwankungen der Wärmeleistungen wegen Überfüllung des Absorber-Füllbehälters (wasserseitig bestimmt)

Abbildung 4-12 zeigt die zu Abbildung 4-11 zugehörigen Temperaturverläufe für den Eintritt der armen Lösung in den Absorber ( $t_{al,abs,ein}$ ) und den Austritt des Kältemittels aus dem Verdampfer ( $t_{nh3,verd,aus}$ ).

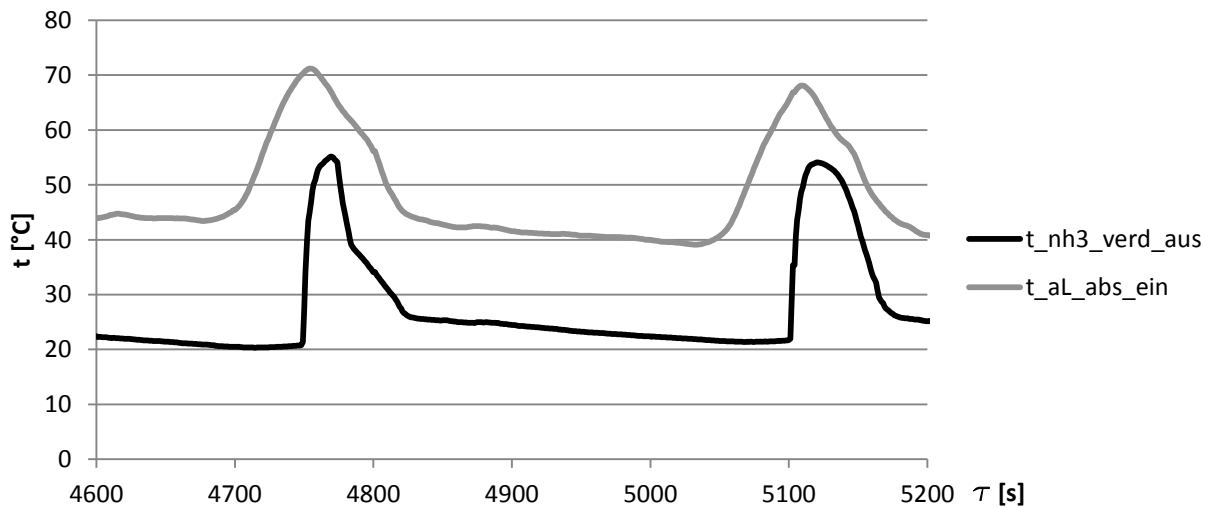


Abbildung 4-12: Temperaturschwankungen in der Anlage

Das Problem wurde schließlich gemildert, indem Lösung aus der Anlage abgelassen wurde. Dadurch schwankte dann nur mehr die Absorberleistung, die Verdampferleistung blieb konstant, wie in Abbildung 4-13 sichtbar.

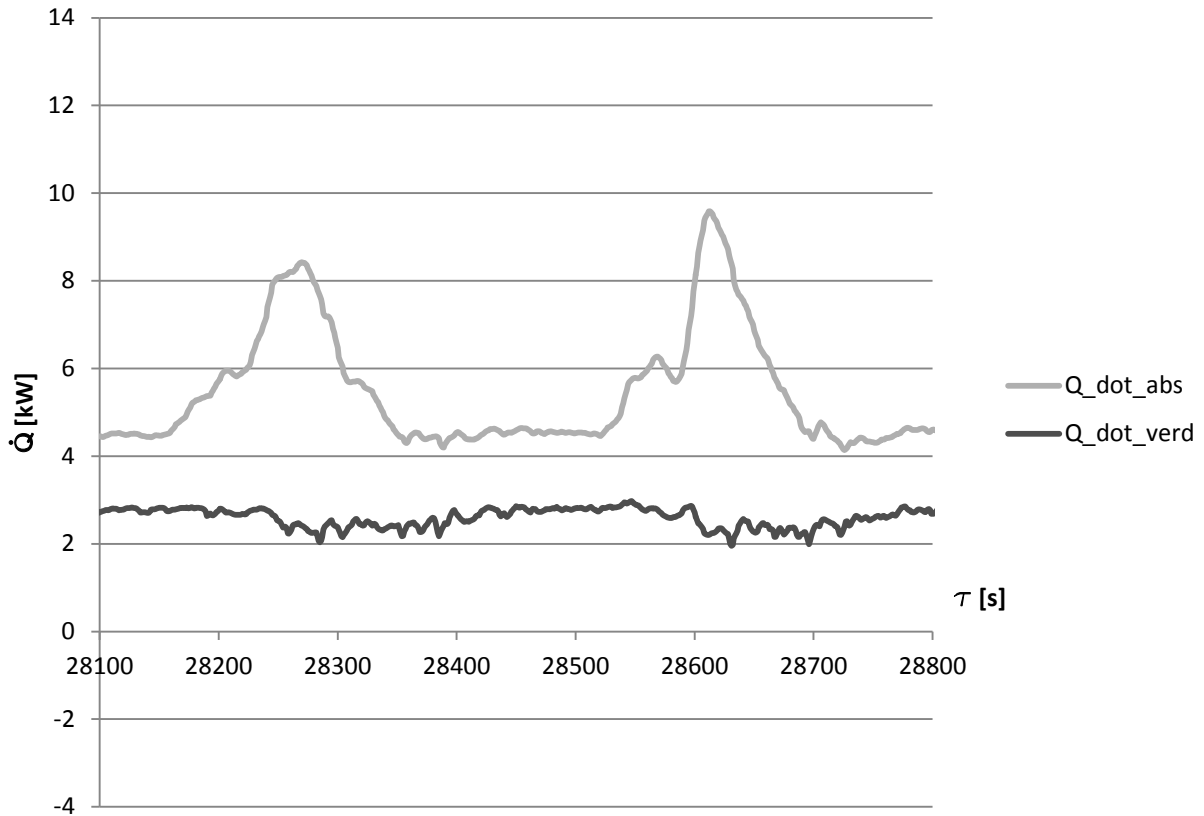


Abbildung 4-13: Schwankungen der Wärmeleistungen nach Reduktion der Menge an Lösungsmittel in der Anlage

### 4.3.2 Bypassregelung

Um Abhilfe gegen auftretende instationäre Zustände zu schaffen, wurde ein Bypass installiert (siehe Abbildung 4-14). Dieser zweigt nach der Pumpe Massenstrom ab und führt ihn vor der Pumpe wieder zu. Damit kann auch der Lösungsmittelmassenstrom variiert werden.

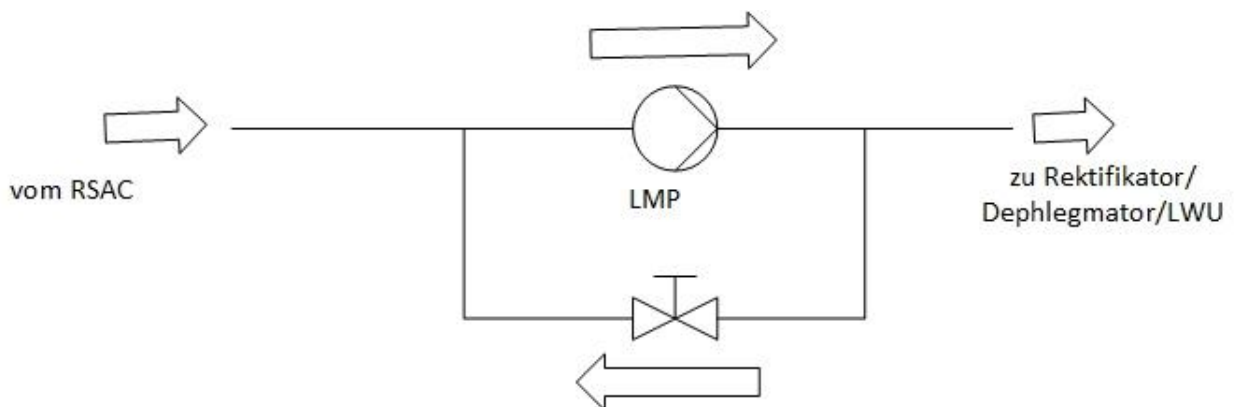


Abbildung 4-14: Schema des LMP-Bypasses

Die Wirkung des Bypasses ist in Abbildung 4-15 ersichtlich. Vorerst schwankte die Absorberleistung ( $\dot{Q}_{\text{dot,abs}}$ ) enorm, bis bei etwa  $t=16900\text{s}$  der Bypass aufgedreht wurde. Danach stellte sich eine konstante Leistung ein.

Ebenso schwankte vorerst der Massenstrom der reichen Lösung ( $\dot{m}_{\text{dot, rL}}$ ). Der Grund lag darin, dass sich der Sammler nach dem Absorber (RSAC) immer wieder leerte, was einen Einbruch des Massenstroms zur Folge hatte, da die Pumpe keine Flüssigkeit mehr ansaugen konnte. Mit der Einstellung eines geringeren Massenstroms löste sich auch dieses Problem.

Im Gegensatz dazu führt eine höhere Befüllung der Anlage nicht zum Ziel. Einerseits führt das zwar zu einem höheren Füllstand im RSAC, andererseits wird dieser dann aber zu voll, und es kommt zu den in 4.3.1 beschriebenen Absorberleistungsschwankungen.

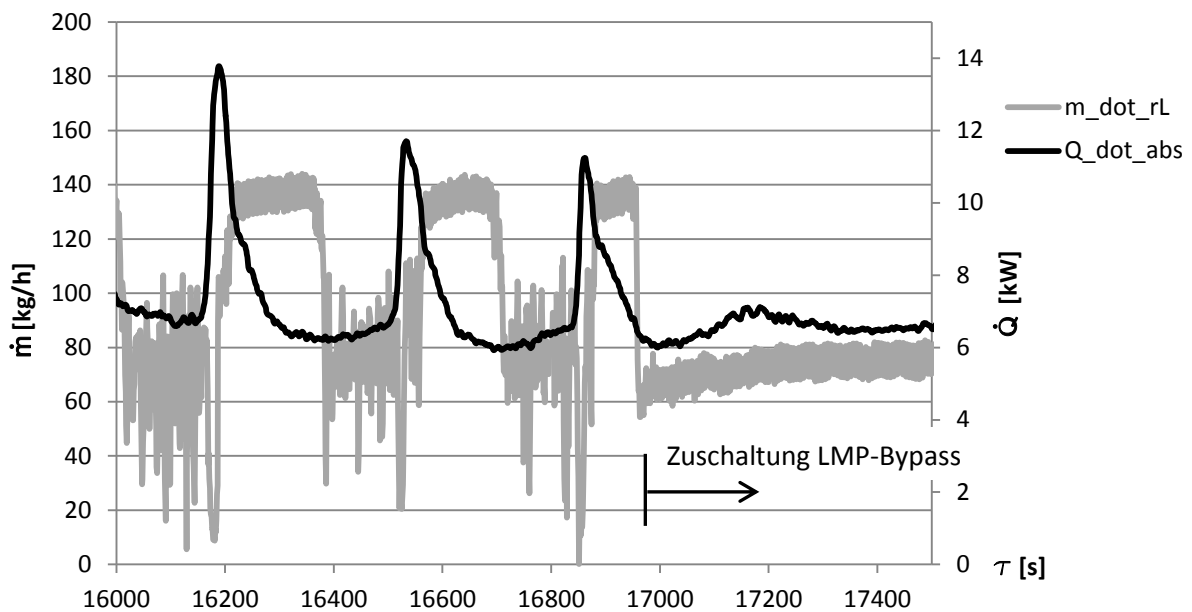


Abbildung 4-15: Zuschaltung des LMP-Bypasses

### 4.3.3 Ein zweiter Generatorsammler

Als weitere Maßnahme für einen möglichst stationären Betrieb wurde ein zweiter Generatorsammler montiert. Die Idee dahinter war, damit den Füllraum zu vergrößern. So sollte ein Schwall, der sich vermutlich durch einen Stau im Generator bildete, abgefangen werden. Der Sammler brachte aber nicht die gewünschte Verbesserung und wurde deshalb wieder demontiert.

### 4.3.4 Instationärer Betrieb durch Kondensatorleistungsschwankungen

Besonders bei hohen Generatorleistungen (ab etwa 7 kW), wie auch bei starker Rektifikation, wurden sehr oft Schwankungen der Wärmeleistungen beobachtet, wie in Abbildung 4-16 ersichtlich.

Die Ursache für diese instationären Zustände ist nicht ganz klar festzustellen. Ein möglicher Grund wäre jedoch eine falsche Einstellung der Aufteilung der reichen Lösung zwischen Dephlegmation und Rektifikation. Dabei kann bei einem zu offenen Ventil am

Rektifikator-Zulaufstrom der Rektifikator geflutet werden. Abbildung 4-16 zeigt ein starkes Anwachsen dieses Massenstroms  $\dot{m}_{\text{rec}}$ .

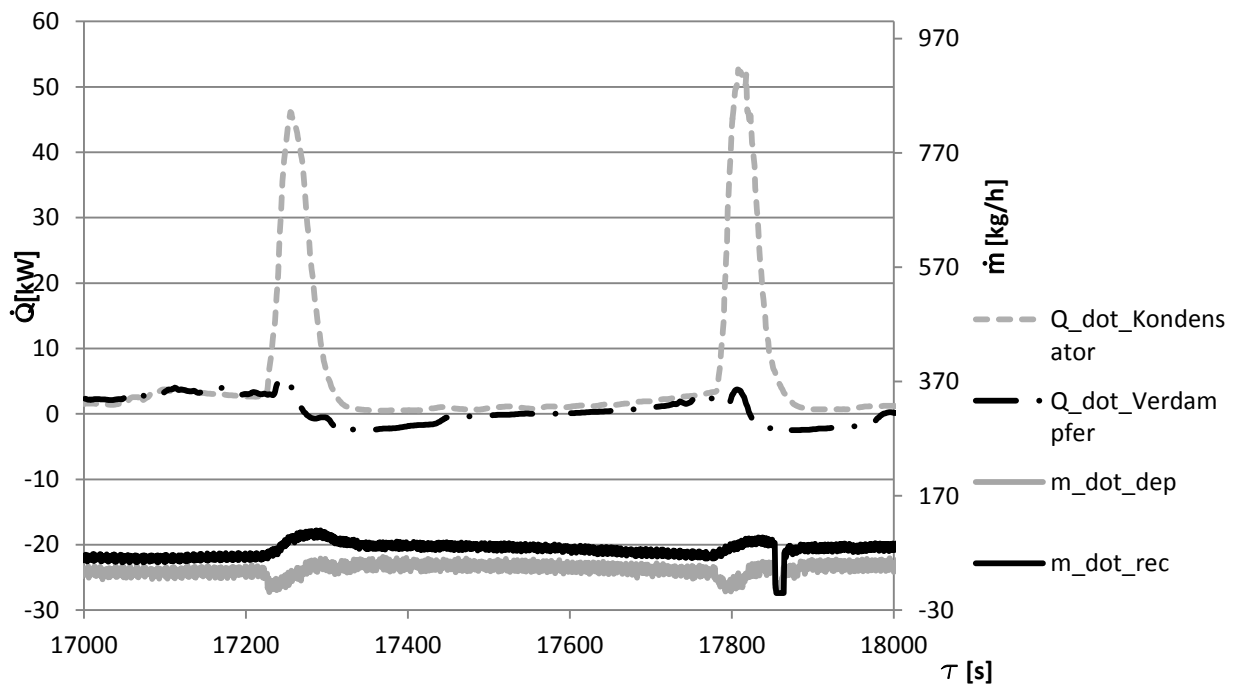


Abbildung 4-16: Schwankungen der Massenströme in den Rektifikator und Dephlegmator und der wasserseitig gemessenen Wärmeleistungen

Die Flutung des Rektifikators hat nun zur Folge, dass sich das vom Generator kommende Kältemittel staut. Dadurch tritt nicht ein konstanter Massenstrom aus, sondern ein schwallartiger. Dabei wird eine große Menge an Kältemittel auf einmal zum Kondensator transportiert. Der Schwall durchläuft den Kondensator und erhöht die Kondensatorleistung (siehe Abbildung 4-16). Ist nun der Kältemittelkondensatsammler leer (siehe dazu Kapitel 5.1), ist auch die Kältemitteldrossel gänzlich geöffnet. Dadurch gelangt die vom Kondensator kommende Flüssigkeit bis zum Verdampfer, wo sie am Eintritt die Temperatur erhöht, wodurch die Verdampferleistung negativ wird.

Dieses Problem wurde sehr oft beobachtet, wenn aus einem stabilen Betrieb mit alleiniger Dephlegmation heraus die Rektifikation zugeschalten wurde.

#### 4.3.5 Unreinheit des Kältemittels

Größere Probleme bereiten Betriebspunkte mit hohem Wasseranteil im Kältemittel, wenn z.B. die reiche Lösung nicht über den Dephlegmator, sondern direkt in den Lösungsmittelwärmeübertrager geführt wurde. Abbildung 4-17 zeigt den Übergang zwischen den beiden Betriebszuständen: Ab etwa  $t=26600\text{s}$  wurde die gesamte reiche Lösung über den

Dephlegmator geleitet (in diesem Fall fand keine Rektifikation statt), davor direkt in den LWU (für das Schema sei auf den Beginn des Kapitels 5 verwiesen)

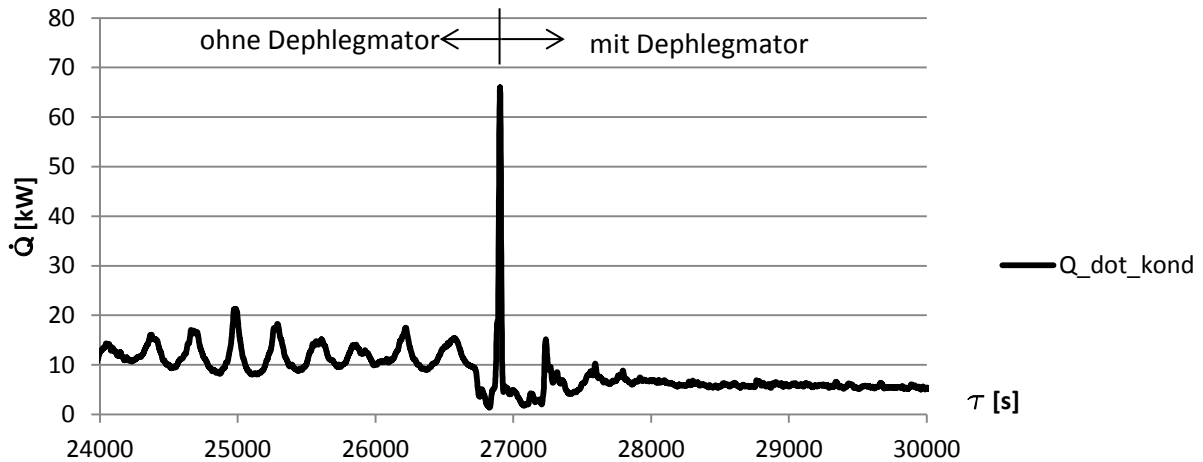


Abbildung 4-17: Schaltung der reichen Lösung – mit und ohne Dephlegmator

#### 4.3.6 Anpassung der Regelung

Die vom Hersteller standardmäßig eingestellte Regelung ermöglichte keinen stationären Betrieb. Sie arbeitete nämlich relativ schlecht mit den Reglern für Kalt- und Kühlwasser zusammen, da beide zu schnell regelten. Der Grund dafür war, dass die Regelung des Herstellers für einen größeren Kühlbedarf eingestellt war. Bei der in dieser Arbeit beschriebenen Anlage wurde jedoch nur ein sehr kleiner Kreislauf realisiert.

Deshalb wurden die Stellgrößen des PID-Reglers,  $K_p$  - und  $T_N$ , von 7,5 bzw. 100 s auf 2 bzw. 60 s reduziert, was den Kreislauf stabilisierte und die durch die Regelung ausgelösten Schwankungen eliminierte.

#### 4.3.7 Weitere Probleme im Betrieb

Wie in Kapitel 5 noch ersichtlich sein wird, wurden stationäre Betriebspunkte bei Generatorleistungen von 4,5 kW, 6 kW und 7,5 kW angefahren.

Tatsächlich wäre die elektrische Heizung jedoch in der Lage, weitaus höhere Wärmeleistungen zu schaffen. Bei diesen Betriebspunkten traten aber nach einiger Zeit immer starke Schwankungen von Temperaturen und Leistungen auf (siehe Kapitel 4.3.4). So wurden zwar Betriebspunkte mit 9 kW und 11 kW angefahren, doch schwankten die Leistungen dort enorm. Wurde dann auch noch die Rektifikation hinzugeschaltet, war ein stabiler Betrieb nicht mehr möglich.

Der Grund dafür ist ein Regelproblem:

Um mit einer höheren Kaltwassertemperatur als mit der von der mobilen Wärmesenke kommenden in den Verdampfer einzutreten, wird das Kaltwasser zwischen dem Mischventil für das Kühlwasser und der Kühlwasserpumpe entnommen (siehe dazu Abbildung 4-3). Bei hohen Leistungen müssen jedoch die Drehzahlen der Pumpen für Kalt- und Kühlwasser erhöht werden, um die gleichen Temperaturspreizungen zu halten.

Durch die starke Sogwirkung der Kühlwasserpumpe gelangt jedoch zu wenig Wasser zum Kaltwasserkreislauf.

Sinkt die Kaltwasseraustrittstemperatur, mischt das Kaltwasserventil mehr vom oben erwähnten warmen Wasser hinzu. Da aber zu wenig davon ankommt, bricht der Kaltwassermassenstrom ein. Schließlich wird wieder die gewünschte Kaltwassereintrittstemperatur erreicht, das Mischventil mischt wieder mehr Kaltwasser vom Austritt hinzu und der ganze Vorgang beginnt von neuem. Da nun aber der Massenstrom immer wieder wegbricht, entstehen stark instationäre Zustände.

Diese haben zur Folge, dass sich beim Kaltwasser des Verdampfers eine große Temperaturspreizung von bis zu 20 K ergibt. Da die Kaltwasser-Eintrittstemperatur bei einer Messreihe auf 18°C festgehalten wurde, konnten im Kaltwasser Temperaturen von unter 0 °C erreicht werden. Zudem konnten lokal auch schon früher solch niedrige Temperaturen erreicht werden, da die Verdampfungstemperatur unter der Kaltwassertemperatur liegt. Somit bestand die Gefahr des Einfrierens des Kaltwassers im Verdampfer, was eine Beschädigung desselben zur Folge haben konnte.

## 5 MESSERGEBNISSE

Für eine Systematik bei den Messungen wurde eine Messmatrix angelegt. Dabei wurden zwei Messreihen gemacht, eine erste mit konstanten Generatorleistungen und eine zweite mit konstanter Generatortemperatur. Die Messreihe mit konstanter Generatortemperatur ist allerdings vorzuziehen, da sich bei konstanter Generatorleistung mit unterschiedlicher Rektifikation unterschiedliche Generatortemperaturen einstellen, was die Vergleichbarkeit erschwert.

Die Generatorleistung wurde luftseitig berechnet:

$$\dot{Q}_{Generator} = \dot{m}_{Luft} \cdot (t_{Luft,ein} - t_{Luft,aus}) \quad \text{Gl. (5-1)}$$

Der Massenstrom der Luft wurde dabei mit einem Staugitter gemessen. Die Einstellung einer bestimmten Generatorleistung wurde durch Variation der Leistung der elektrischen Heizung bewerkstelligt (siehe dazu Abbildung 4-3).

Die erste Messreihe hat eine Kühlwassereintrittstemperatur von 24°C und eine Kaltwassereintrittstemperatur von 18°C, deshalb soll sie in weiterer Folge 24/18 genannt werden. Die zweite nennt sich entsprechend 36/15.

Tabelle 5-1: Parameter der Messreihe 24/18

T Kühlwasser,Kondensator ein	24	°C
T Kühlwasser,Kondensator aus	29	°C
T Kaltwasser,Verdampfer ein	18	°C
T Kaltwasser,Verdampfer aus	15	°C
$\dot{m}_{reiche}$ Lösung	60	kg/h

Tabelle 5-2: Parameter der Messreihe 36/15

T Kühlwasser,Kondensator ein	36	°C
T Kühlwasser,Kondensator aus	40	°C
T Kaltwasser,Verdampfer ein	15	°C
T Kaltwasser,Verdampfer aus	13	°C
$\dot{m}_{reiche}$ Lösung	60	kg/h

Tabelle 5-1 und Tabelle 5-2 zeigen dabei die Parameter, unter denen die Messungen abliefen. Es ist ersichtlich, dass besonders die Spreizungen von Kühl- und Kaltwasser verschieden sind. Der Grund dafür ist, dass bei der ersten Reihe (laut Tabelle 5-1) zu geringe



Kühlwassertemperaturen und zu hohe Kaltwassertemperaturen eingestellt wurden, und sich daraus ein zu geringer Füllstand im Kältemittelkondensatsammler ergab.

War der Hochdruck-Sammelbehälter leer, so wurde nicht nur Flüssigphase, sondern auch noch etwas Kältemitteldampf weiter zur Kältemitteldrossel und in weiterer Folge zum Verdampfer transportiert. Auf Grund dieses Dampfes lieferte das nach dem Kondensator eingebaute Massenstrom-Messgerät keine brauchbaren Messergebnisse. Abhilfe konnte bei diesem Problem geschaffen werden, indem der Füllstand im Kältemittelkondensatsammler erhöht wurde. Dafür war eine geringere Ammoniak-Konzentration in der reichen Lösung notwendig. Dies wurde entweder durch ein Erhöhen der Kühlwassereintrittstemperatur oder durch ein Erniedrigen der Kaltwassereintrittstemperatur erreicht.

Außerdem wurde bei jeder Messung ein konstanter Massenstrom der reichen Lösung von 60 kg/h eingestellt. Mit höheren Massenströmen wurde nicht gefahren, weil da der Betrieb meist nicht stationär war. Der Grund dafür lag darin, dass sich bei höheren Massenströmen der Sammler nach dem Absorber (RSAC) leerte, bis schließlich keine Flüssigkeit mehr vorhanden war. Die Lösungsmittelpumpe saugte daraufhin Dampf an, woraufhin der Massenstrom der reichen Lösung einbrach. Es konnte aber auch nicht einfach Lösung nachgefüllt werden um den Massenstrom zu erhöhen, da dies zu den schon beschriebenen Absorberschwankungen (siehe Kapitel 4.3.1) führte.

In den folgenden drei Graphiken sollen grundsätzlich die Wege beschrieben werden, die die reiche Lösung nehmen kann (dabei werden nur Ausschnitte aus dem Gesamtschema gezeigt):

- Führung der reichen Lösung ohne Umwege in den Lösungsmittelwärmeübertrager (genannt 0%DEP 0%REC), dabei ist nur das Ventil V1 offen (Abbildung 5-1).
- Führung der reichen Lösung nur über den Dephlegmator (100%DEP) dabei ist nur das Ventil V2 geöffnet (Abbildung 5-2).
- Führung der reichen Lösung über Dephlegmator (%DEP) und Abzweigung eines Teils (%REC) für den Rektifikator, dafür sind nur die beiden Ventile V2 und V3 geöffnet (Abbildung 5-3).

## 5 Messergebnisse

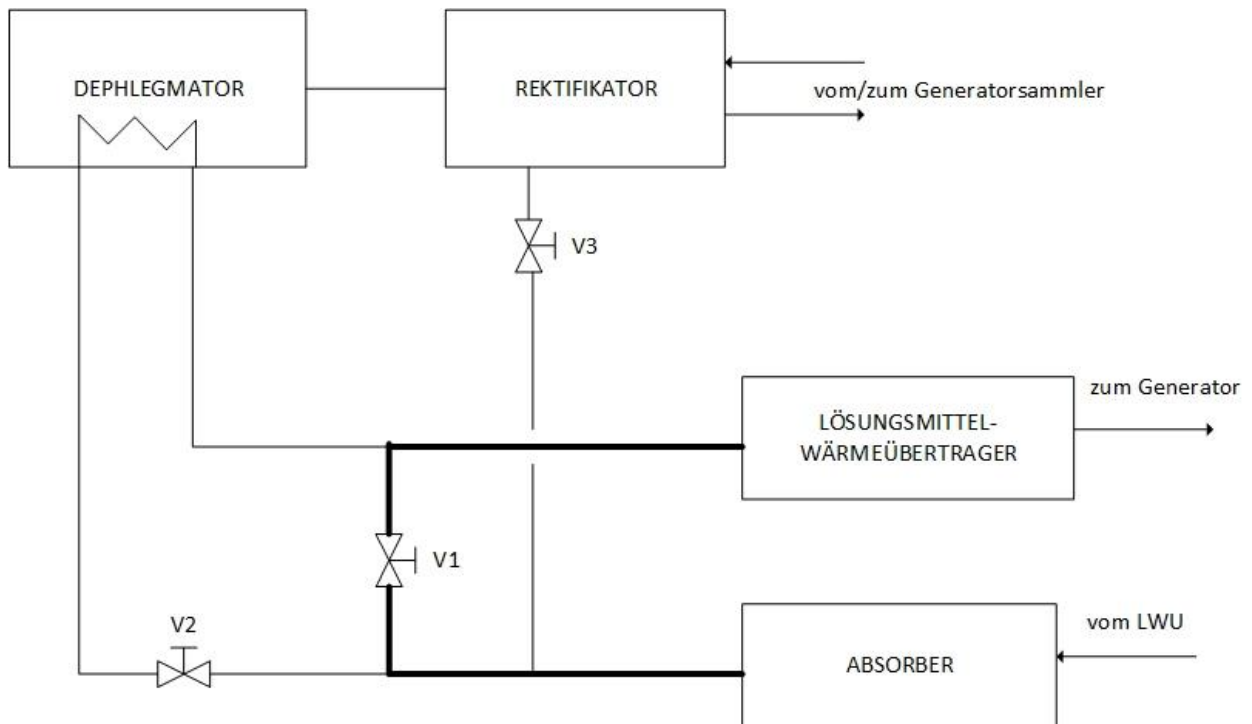


Abbildung 5-1: Führung des Massenstroms direkt zum LWU

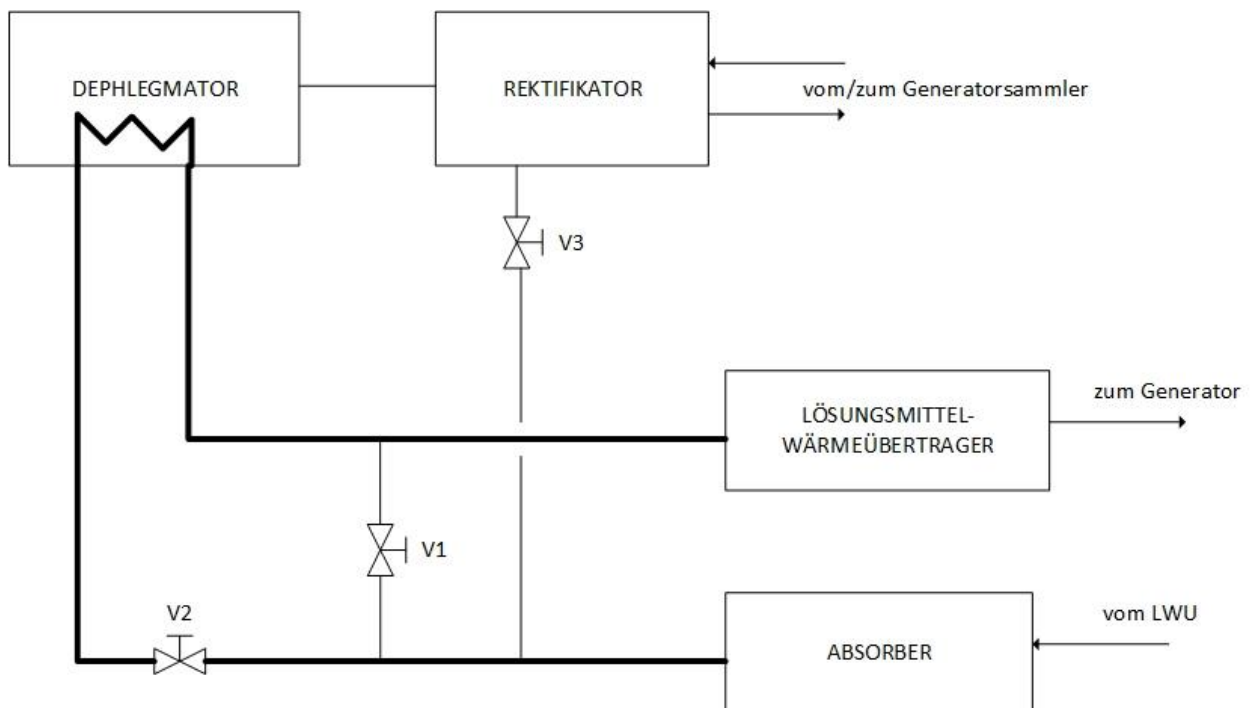


Abbildung 5-2: Führung der reichen Lösung über den Dephlegmator

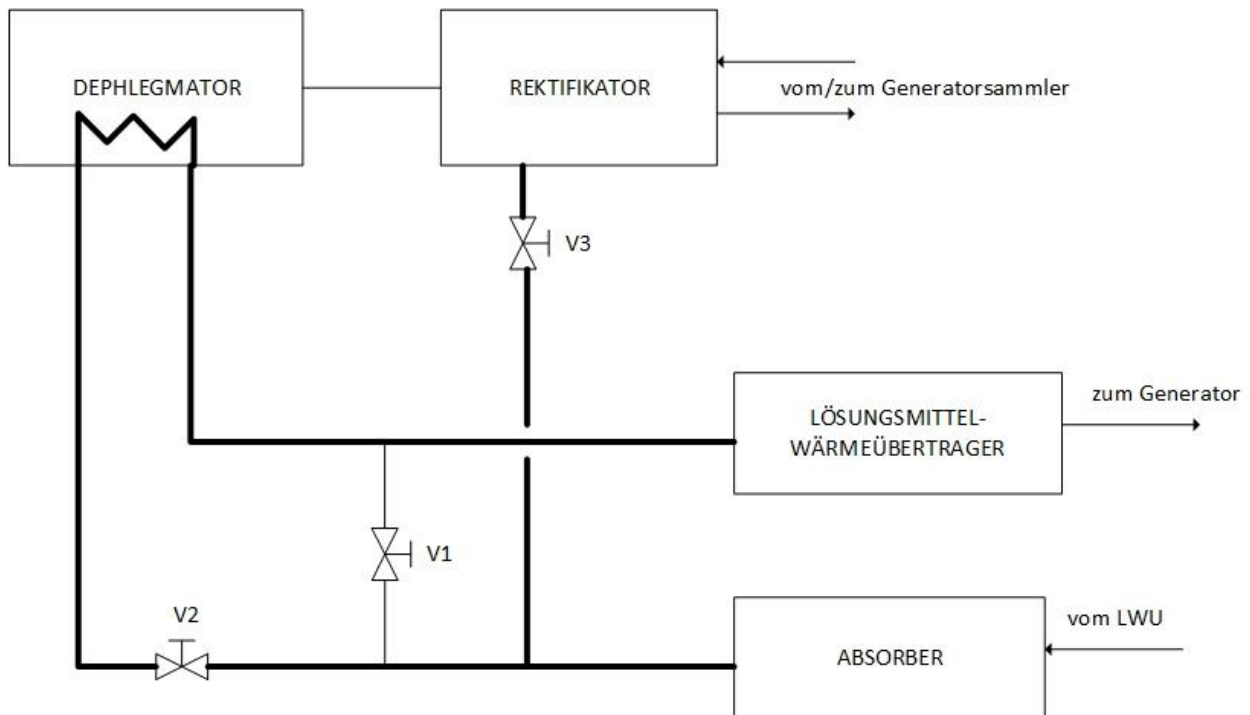


Abbildung 5-3: Führung der reichen Lösung über Dephlegmator und in den Rektifikator

## 5.1 Einfluss der Aufteilung auf den Wassergehalt

Schon in Kapitel 2.3.1 wurde berichtet, dass der Siedepunkt Abstand von Ammoniak-Wasser mit 133 K relativ gering ist, was zur Folge hat, dass relativ viel Wasser im Generator mit ausgetrieben wird (Niebergall 1949).

### Der Wassergehalt für die Messreihe 24/18

Die Reinheit  $x$  des Kältemittelmassenstroms wurde nicht gemessen, sondern berechnet. Da aber kein Kältemittelmassenstrom mitgemessen wurde, ist eine Validierung problematisch. Es kann aber die Plausibilität über die Kondensatorleistung bei der Messreihe 36/15 abgeschätzt werden. Näheres dazu siehe bei der Messreihe 36/15.

Die Errechnung des Wassergehalts im Kältemittel geschieht nach zwei Methoden:

#### a) Beim Eintritt in den Kondensator

Bei erster Methode wird die Reinheit mit dem Hochdruck und der Kondensatoreintrittstemperatur des Kältemittels, unter der Annahme, dass am Kondensatoreintritt Sattdampf vorhanden ist, berechnet. Die Gleichung lautet dabei:

$$x = f(\rho_{\text{Hochdruck}}, t_{\text{NH}_3, \text{Kondensator, ein}}, \text{Dampfziffer}=1) \quad \text{Gl. (5-2)}$$

Abbildung 5-4 zeigt die Reinheit für diese Berechnungsmethode:

## 5 Messergebnisse

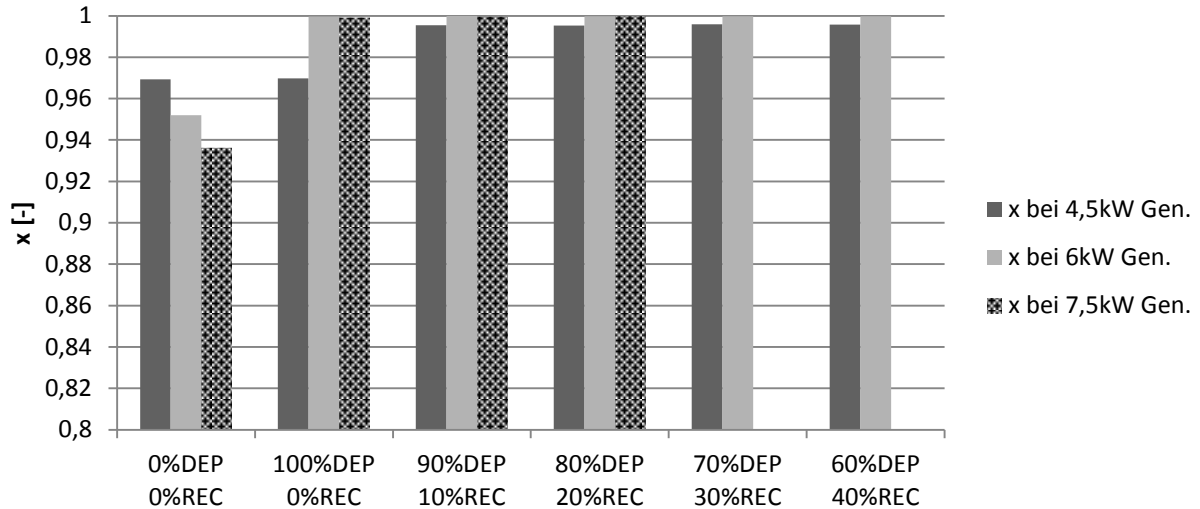


Abbildung 5-4: Berechnete Kältemittelreinheit am Kondensatoreintritt in Abhängigkeit von der Aufteilung der reichen Lösung, Parameter siehe Tabelle 5-1.

Die Temperaturniveaus für den kältemittelseitigen Kondensatoreintritt liegen im Falle von fehlender Rektifikation und Dephlegmation bei etwa 80 °C bis 95 °C, bei den anderen Messpunkten bei etwa 30 °C.

### b) Beim Eintritt in den Dephlegmator

Hier wird die Reinheit aus dem Hochdruck und der Eintrittstemperatur in den Dephlegmator berechnet, wobei angenommen wird, dass Sattdampf vorhanden ist:

$$x = f(p_{\text{Hochdruck}}, t_{\text{Dephlegmator, ein}}, \text{Dampfziffer} = 1) \quad \text{Gl. (5-3)}$$

Die Ergebnisse sind in Abbildung 5-5 ersichtlich.

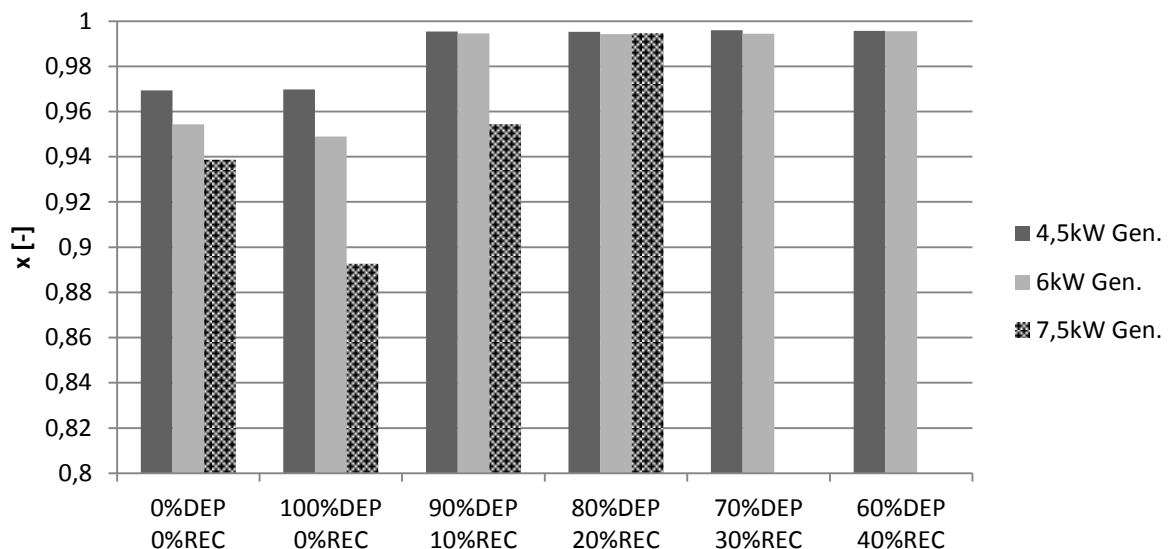


Abbildung 5-5: Berechnete Kältemittelreinheit am Dephlegmatoreintritt in Abhängigkeit von der Aufteilung der reichen Lösung, Parameter siehe Tabelle 5-1.

Aus Abbildung 5-4 und Abbildung 5-5 wird sofort ersichtlich, dass bei einem Fehlen der Rektifikation und der Dephlegmation der Wassergehalt besonders hoch ist.

Beim Punkt ohne Dephlegmation und Rektifikation (0%DEP 0%REK) finden keine Kühlung des Kältemittels im Dephlegmator und kaum Stoffaustausch im Rektifikator statt. Die kältemittelseitigen Temperaturen beim Kondensator- und Dephlegmatoreintritt sind sehr hoch (beide liegen bei 80 °C - 100 °C), und der Kältemittelstrom enthält außerdem noch eine erhebliche Menge an Wasserdampf. Die Zuschaltung des Dephlegmators senkt die Temperatur enorm (auf etwa 30 °C).

Auch die Rektifikationskolonne trägt dazu bei, das Kältemittel abzukühlen, die Temperatur sinkt dabei aber nur schwach. Zurückzuführen ist das auf den Stoffaustausch und Wärmeübergang bei der Rektifikation.

Die Messunsicherheit für die Reinheit ist äußerst gering. So beträgt sie für die Betriebspunkte ohne Dephlegmation und Rektifikation  $\pm 0,003$  bis  $\pm 0,006$ , für die restlichen  $\pm 0,0001$  bis  $\pm 0,00008$ . Die absolute Abweichung für die Temperatur betrug dabei 1,5 K, die relative Abweichung für den Druck 4% v.M.

### **Der Wassergehalt für die Messreihe 36/15**

Weil bei der Messreihe 24/18 kein Kältemittelmassenstrom gemessen werden konnte, wurde eine zweite Messreihe durchgeführt (36/15). Dabei wurde bei dieser Messreihe immer eine konstante Generatöraustrittstemperatur eingestellt, während bei der Messreihe 24/18 die Generatorleistung (4,5 kW, 6 kW und 7,5 kW) konstant war. Dadurch sind sie aber nur bedingt vergleichbar, da bei konstanter Generatorleistung und steigender Rektifikation die Generatöraustrittstemperatur ansteigt (siehe dazu Abbildung 5-8). Der Grund dafür liegt darin, dass bei größerer Abzweigung von reicher Lösung in den Rektifikator weniger in den Generator gelangt. Diese Lösung wird dann bei gleicher Generatorleistung entsprechend stärker erhitzt.

Abbildung 5-6 zeigt die Reinheiten bei der Messreihe 36/15, die am Eintritt in den Dephlegmator berechnet wurden. Es ist erkenntlich, dass die Reinheit bei Dephlegmation und mit zunehmender Rektifikation zunimmt.

## 5 Messergebnisse

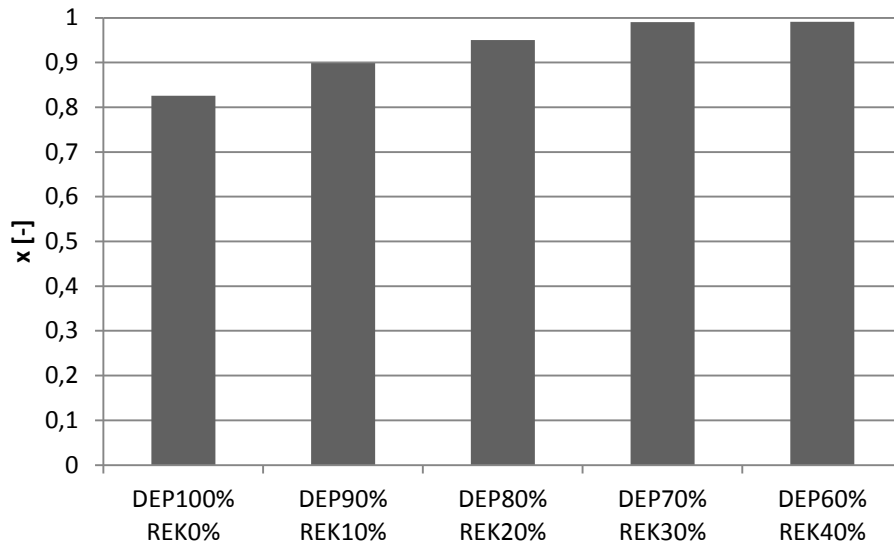


Abbildung 5-6: Reinheiten bei der Messreihe 36/15, bestimmt am Dephlegmatoreintritt nach Gl. (5-3),  $T_{\text{Generator,aus}} = 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### Validierung über Kondensatorleistung bei der Messreihe 36/15

Wie schon erwähnt kann die Reinheit kältemittelseitig am Kondensatoreingang und am Dephlegmatoreingang berechnet werden. Zur Validierung der beiden Reinheiten wurde jeweils die Kondensatorleistung kältemittelseitig berechnet und mit der wasserseitig gemessenen verglichen. Abbildung 5-7 zeigt die Ergebnisse. Es zeigt sich, dass die am Dephlegmatoreingang errechnete Kondensatorleistung bei Führung von 100%, 90% und 80% der reichen Lösung in den Dephlegmator wesentlich bessere Ergebnisse liefert. Bei 70% und 60% hingegen ist die Rechnung mit der Reinheit am Kondensatoreingang etwa gleich gut, wenn nicht sogar besser.

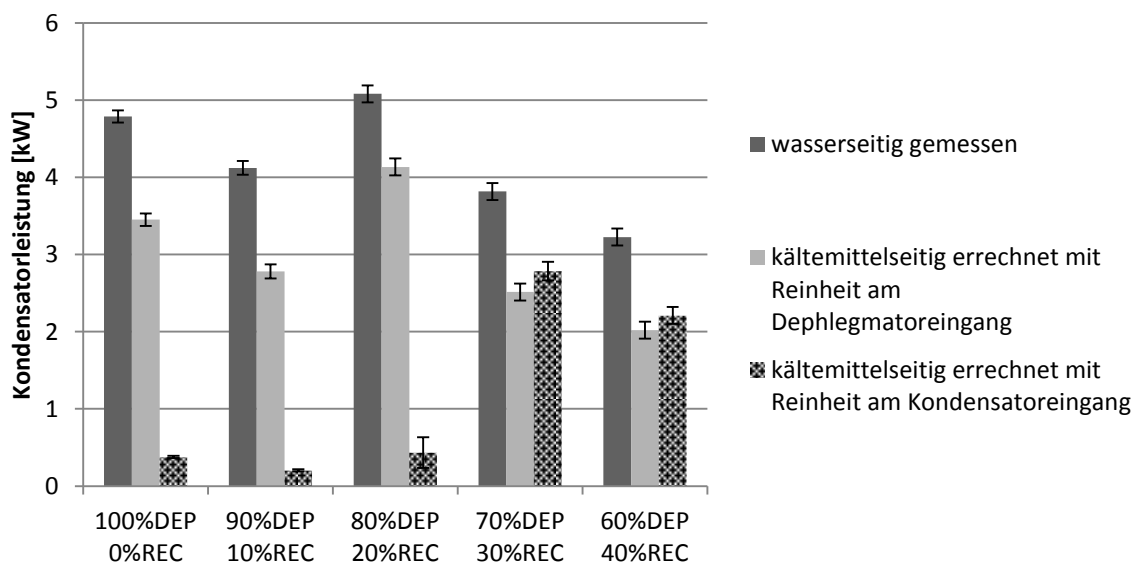


Abbildung 5-7: Vergleich der gemessenen und errechneten Kondensatorleistungen für die Messreihe 36/15

Vor allem bei hoher Unreinheit (100%, 90% und 80% Dephlegmation) ist die mit der Reinheit am Kondensatoreingang bestimmte Kondensatorleistung viel zu klein. D.h. die Reinheit ist hier zu hoch angenommen. Aus einer geringeren Reinheit folgt jedoch bei gleicher Kondensatoreintrittstemperatur und gleichem Hochdruck auch eine geringere Dampfziffer. Daraus kann gefolgert werden, dass sich nun mehr Tropfen im Kältemittelmassenstrom befinden als zuerst anzunehmen war. Bei hoher Reinheit (70% und 60% Dephlegmation) sind weniger Tropfen zu erwarten.

Validierung über Energiebilanzen bei der Messreihe 36/15

Da die luftseitig gemessene Generatorleistung sehr ungenau ist, wurde sie mit den beiden errechneten Reinheiten (berechnet am Dephlegmatoreingang und Kondensatoreingang) über eine Kreislaufsimulation errechnet. Anschließend wurde eine Energiebilanz der gemessenen Größen Absorberleistung, Kondensatorleistung, Verdampferleistung und elektrischer Leistung der Lösungsmittelpumpe und der errechneten Generatorleistung für beide Fälle erstellt:

$$\dot{Q}_{Rest} = \dot{Q}_{Generator} + \dot{Q}_{Verdampfer} + \dot{P}_{LMP,el} - \dot{Q}_{Absorber} - \dot{Q}_{Kondensator} \quad \text{Gl. (5-4)}$$

Tabelle 5-3: Rest aus Energiebilanz für beide Berechnungsarten der Reinheit x

	$\dot{Q}_{Rest}$ für x <sub>Kondensatoreintritt</sub> [kW]	$\dot{Q}_{Rest}$ für x <sub>Dephlegmatoreintritt</sub> [kW]	$\dot{Q}_{Rest}$ für $\dot{Q}_{Gen,Luft,gemessen}$ [kW]
DEP100% REC0%	-0,82	-0,97	-2,07
DEP90% REC10%	-0,17	-0,24	-0,80
DEP80% REC20%	0,30	0,27	-0,64
DEP70% REC30%	0,47	0,46	-0,59
DEP60% REC40%	0,33	0,32	-0,54

Tabelle 5-3 zeigt, dass die Energiebilanz mit der luftseitig gemessenen Generatorleistung das schlechteste Ergebnis liefert. Am Generatöraustritt konnte die austretende Rohrleitung für die Abluft nämlich nicht vollständig abgedichtet werden, und diese Leckage dürfte der Grund dafür sein.

Es ist jedoch anzumerken, dass diese Berechnung einen gewissen Fehler birgt, da die Dampfziffer am kältemittelseitigen Austritt des Generatorsammlers mit 0 angenommen wurde, in Wirklichkeit dürfte dieser Zustand aber unterkühlt sein.

In Kapitel 5.9 wird mit der Reinheit beim Kondensatoreintritt gerechnet. In den vorherigen Kapiteln wird die Berechnung mit der Reinheit am Dephlegmatoreingang herangezogen.

## 5.2 Einfluss der Generatoraustrittstemperatur auf den Wassergehalt (Messreihe 24/18)

Mit zunehmender Rektifikation nimmt die Generatoraustrittstemperatur zu, weil weniger Massenstrom in den Generator gelangt, und dieser somit stärker erhitzt wird (siehe Abbildung 5-8). Dabei muss auch die Eintrittstemperatur der Wärmequelle Luft am Generatoreintritt ausreichend groß sein.

Ebenso ist die Generatoraustrittstemperatur mit Dephlegmation größer als ohne. Der Grund dafür ist der, dass bei Dephlegmation die reiche Lösung vorerhitzt wird und die Temperatur dadurch am Generatorausritt höher ist. Es wird also Wärme zurückgewonnen.

Bei der Generatorleistung von 6 kW fällt auf, dass die Temperatur bei einem Anteil der Dephlegmation von 70% höher ist als bei 60%. Der Grund liegt darin, dass bei 60% die Generatoreintrittstemperatur der reichen Lösung um 3 K geringer ist als bei 70% und deshalb bei gleicher Generatorleistung eine geringere Generatoraustrittstemperatur erreicht.

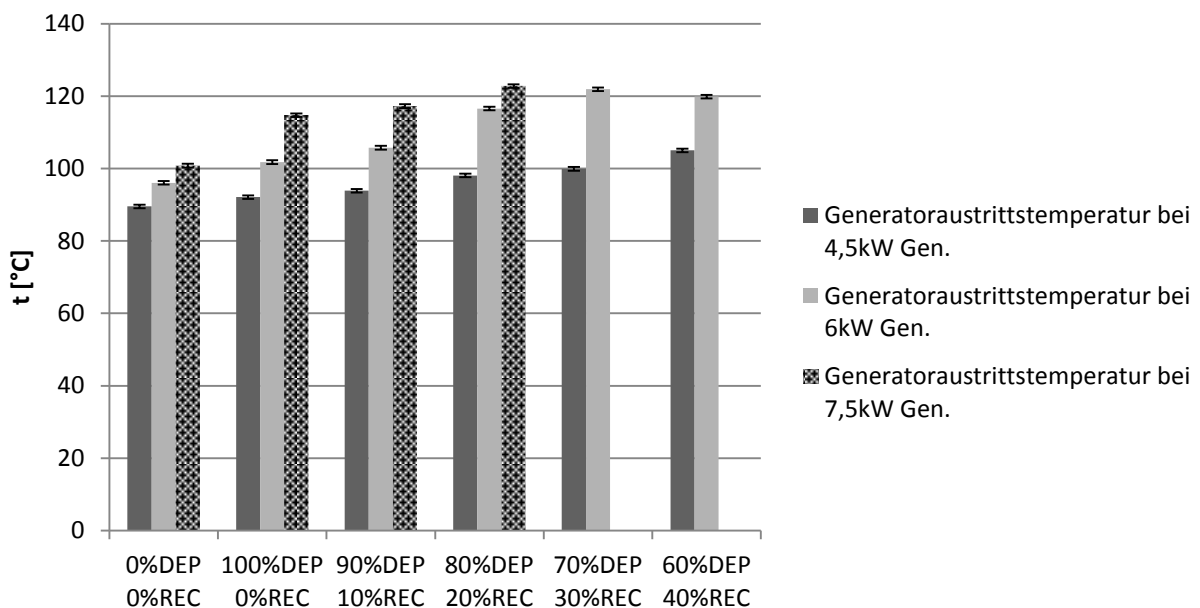


Abbildung 5-8: Generator Austrittstemperaturen der reichen Lösung bei Messreihe 24/18

Abbildung 5-9 zeigt die Abhängigkeit der Reinheit von der Generatoraustrittstemperatur, wobei hier die gesamte reiche Lösung über den Dephlegmator geführt wird, es findet also keine Rektifikation statt. Es ist erkenntlich, dass die Reinheit mit zunehmender Temperatur abnimmt. Der Grund liegt darin, dass bei höheren Temperaturen im Generator mehr Wasser mit verdampft.



## 5 Messergebnisse

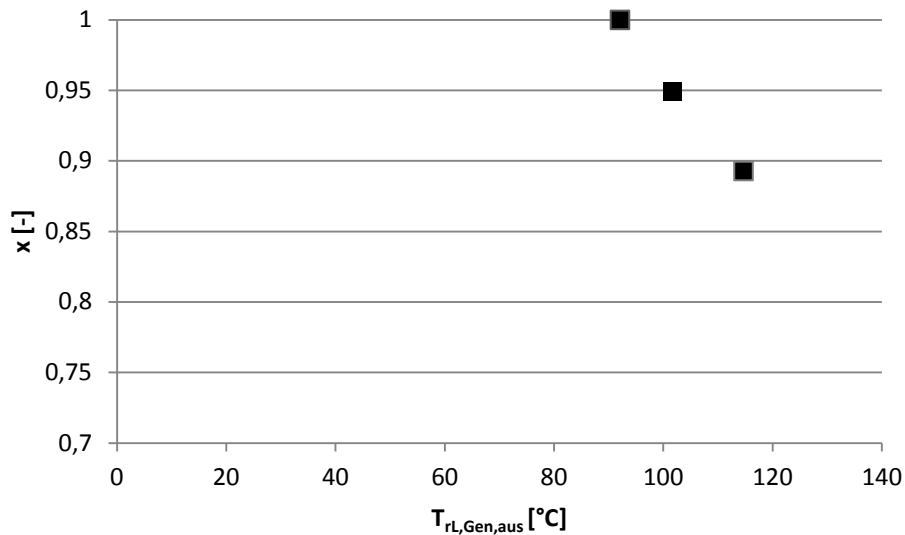


Abbildung 5-9: Reinheit am Dephlegmatoreintritt über Generatoraustrittstemperatur der reichen Lösung bei 100% Dephlegmation und 0% Rektifikation, Messreihe 24/18

### 5.3 Einflüsse auf die Kondensatorleistung

Der Einfluss der Aufteilung der reichen Lösung auf die Kondensatorleistung ist in Abbildung 5-10 dargestellt. Im Punkt (0%/0%) fehlt die Dephlegmation, der im Dampf enthaltene Wasseranteil wird also nicht verflüssigt, sondern weiter zum Kondensator transportiert, wo er dann zusammen mit dem Ammoniak kondensiert. Außerdem enthält der Kältemitteldampf noch eine große Menge an Energie.

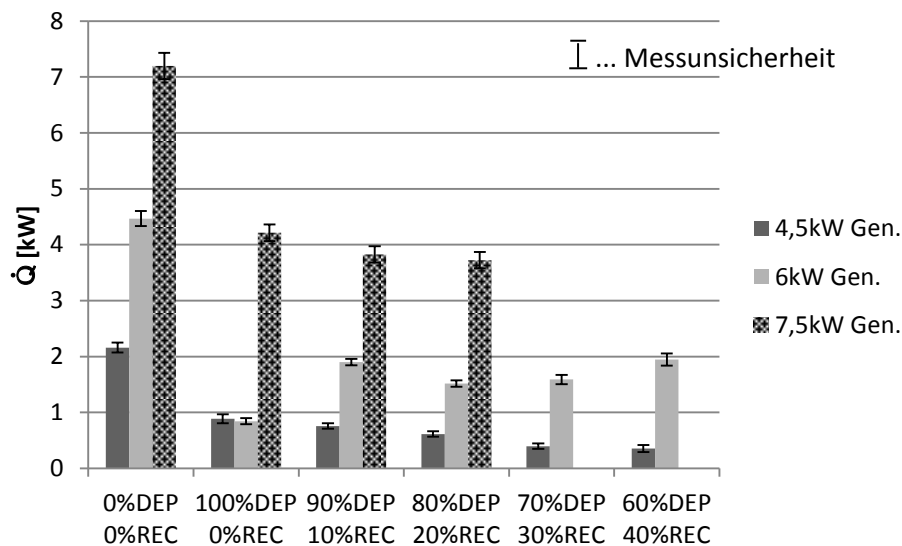


Abbildung 5-10: wasserseitig bestimmte Kondensatorleistung bei Messreihe 24/18

Es fällt auf, dass bei den beiden letzten Punkten mit einer Aufteilung der reichen Lösung von 70% und 60% Dephlegmation die Messwerte für die Generatorleistung von 7,5 kW fehlen. Der Grund liegt darin, dass bei diesen kein stationärer Betriebszustand erreicht werden konnte.

## 5.4 Einflüsse auf die Abwärme

Die Abwärme berechnet sich als Summe der Kondensatorleistung und Absorberleistung. Aus der Abbildung 5-11 geht hervor, dass sie ohne Dephlegmation und Kondensation am größten ist und bei zugeschalteter Dephlegmation bzw. zunehmender Rektifikation sukzessive abnimmt.

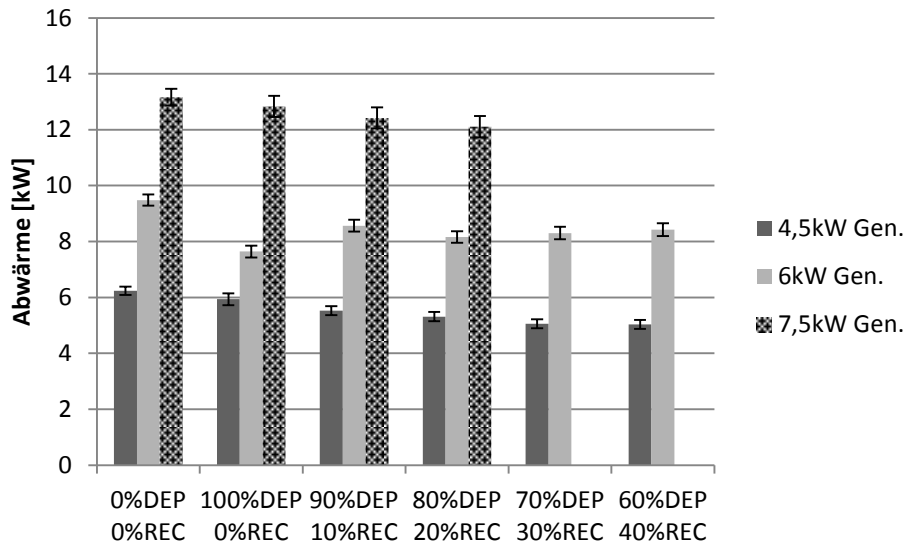


Abbildung 5-11: Abwärme für die Messreihe 24/18

## 5.5 Einflüsse auf die Dephlegmatorleistung (Messreihe 24/18)

Die Berechnung der Dephlegmatorleistung  $\dot{Q}_{Dephlegmator}$  in Gl. (5-5) folgt aus dem Massenstrom der reichen Lösung  $\dot{m}_{rL}$  und den ein- und austretenden Enthalpien  $h_{DEP,ein}$  und  $h_{DEP,aus}$ . Letztere werden wiederum aus den Stoffwerten Hochdruck, Reinheit der reichen Lösung und den jeweiligen Temperaturen bestimmt.

$$\dot{Q}_{Dephlegmator} = \dot{m}_{rL} \cdot (h_{DEP,aus} - h_{DEP,ein}) \quad \text{Gl. (5-5)}$$

Wie in Abbildung 5-12 ersichtlich, ist die Dephlegmatorleistung ohne Rektifikation am größten, dem Dampf wird hier am meisten Energie entzogen. Mit der Abnahme der Führung von reicher Lösung durch den Dephlegmator nimmt auch die Dephlegmatorleistung ab, weil ein geringerer Massenstrom zur Verfügung steht.

## 5 Messergebnisse

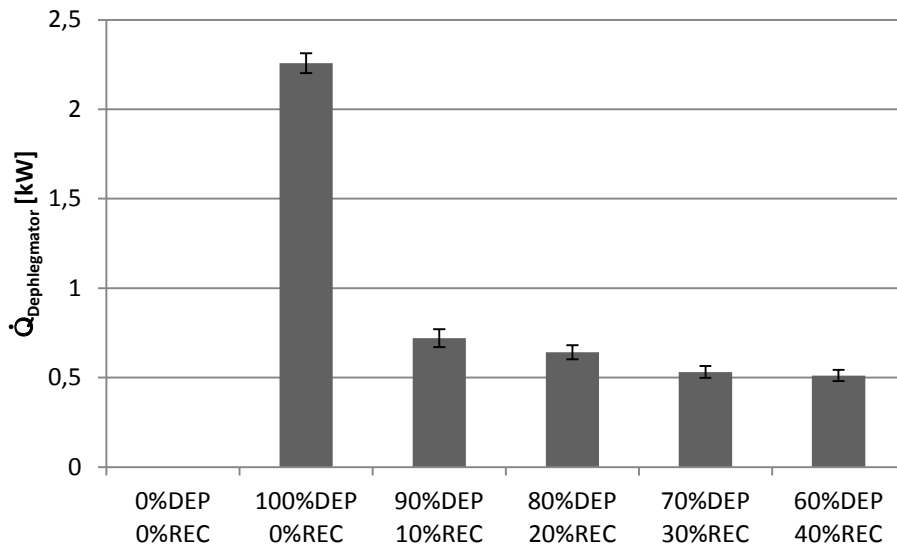


Abbildung 5-12: Dephlegmatorleistung bei 6 kW Generatorleistung, Messreihe 24/18

Im Vergleich von Abbildung 5-12 und Abbildung 5-13 geht hervor, dass die Austrittstemperatur aus dem Rektifikator (Eintrittstemperatur in den Dephlegmator) einen Einfluss auf die Dephlegmatorleistung ausübt. Sinkt sie, so sinkt auch die Dephlegmatorleistung.

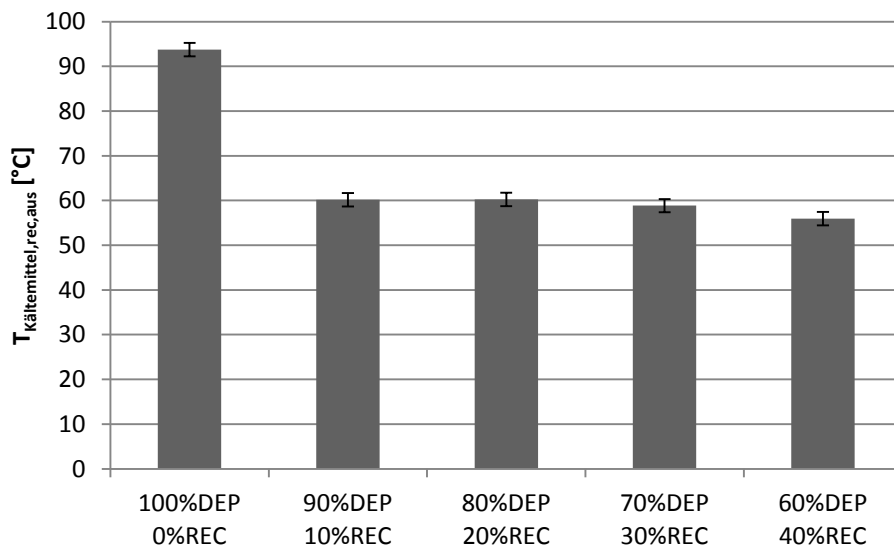


Abbildung 5-13: Kältemittelseitige Rektifikatoraustrittstemperaturen bei 6 kW Generatorleistung, Messreihe 24/18

Werden Abbildung 5-16 und Abbildung 5-14 bei 6 kW Generatorleistung verglichen, so zeigt sich, dass der aus dem Generator austretende lösungsseitige Dampfmassenstrom mit zunehmender Rektifikation stark ansteigt, während der Kältemittelmassenstrom mit zunehmender Rektifikation keine solche Tendenz zeigt. Da nun die Dephlegmatorleistung mit zunehmender Rektifikation abnimmt, kann man folgern, dass bei 100% Dephlegmation die meiste Kondensation im Dephlegmator stattfindet, und dann mit zunehmender Rektifikation mehr im Rektifikator auskondensiert.

## 5.6 Einfluss des Wassergehalts auf die Verdampferleistung

Die Verdampferleistung hängt von mehreren Parametern ab. So steigt sie mit höherer Generatorleistung, weil dann mehr Kältemittel ausgetrieben wird und mehr Kältemittelmassenstrom zur Verdampfung zur Verfügung steht.

Zudem hängt sie davon ab, wie viel Kältemittel im Verdampfer verdampft, was abhängig von der in der Regelung der Kältemitteldrossel eingestellten Überhitzung ist (siehe dazu Abbildung 4-9). Die Kältemitteldrossel regelt dabei auf konstante Überhitzung (siehe dazu Kapitel 4.1.4). Wieviel Kältemittel nun verdampft hängt davon ab, wie groß die Reinheit ist. Diese bestimmt nämlich die Temperaturgleitung. Wenn diese größer als die Überhitzung wird, kann der Verdampfungsendpunkt sogar im Nassdampfgebiet liegen.

Außerdem hat die Reinheit dahingehend einen Einfluss, weil nur Ammoniak und fast kein Wasser verdampft.

### Die Verdampferleistung bei der Messreihe 24/18

Wie schon erwähnt konnte der Kältemittelmassenstrom bei dieser Messreihe nicht gemessen werden. Um ihn aber trotzdem darzustellen, wird er über die Verdampferleistung und die Kältemittelreinheit (bestimmt am Dephlegmatoreintritt) berechnet. Außerdem wird die Kältemitteldrossel als isenthalp angenommen.

$$\dot{m}_{\text{Kältemittel}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Verdampfer}}}{h_{\text{Verdampfer,aus}} - h_{\text{Kondensator,aus}}} \quad \text{Gl. (5-6)}$$

Diese Annahmen werden getroffen, da sie sich bei der Validierung der Messreihe 36/15 als brauchbar erwiesen haben (siehe dazu am Ende von Kapitel 5.1). Das Ergebnis ist in Abbildung 5-14 ersichtlich. Es wird sichtbar, dass die Massenströme bei 4,5 kW Generatorleistung abnehmen, bei 7,5 kW zunehmen und bei 6 kW keine eindeutige Tendenz zeigen.

Außerdem ist zu erkennen, dass bei einer bestimmten Ventilstellung die Kältemittelmassenströme in weitaus größerem Ausmaß steigen als die Generatorleistungen. Der Grund dafür liegt darin, dass die gemessenen Verdampferleistungen, die direkt proportional zum berechneten Kältemittelmassenstrom sind, die gleiche Tendenz zeigen.

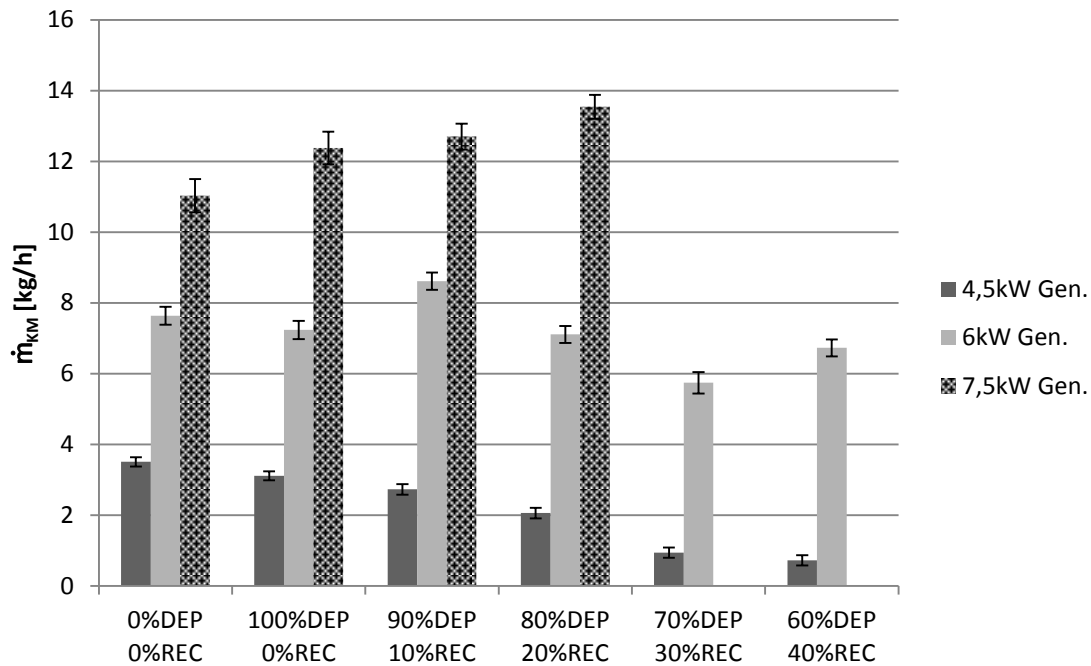


Abbildung 5-14: Berechneter Kältemittelmassenstrom für die Messreihe 24/18

Da die Verdampferleistungen in Abhängigkeit von den Stellungen der Ventile (V1, V2, V3) und der damit verbundenen Aufteilung der reichen Lösung sehr unterschiedliche Tendenzen zeigen, sollen sie hier in Abbildung 5-15 dargestellt werden.

Die Abnahme des Massenstroms mit zunehmender Rektifikation und Dephlegmation erklärt die Abnahme der Verdampferleistung bei 4,5 kW Generatorleistung. Bei 7,5 kW Generatorleistung steigt die Verdampferleistung hingegen an. Das ist darauf zurückzuführen, dass hier die Reinheit noch zunimmt (siehe Abbildung 5-5).

Bei 6 kW Generatorleistung ist kein eindeutiger Effekt zu erkennen.

Außerdem steigt die Verdampferleistung mit zunehmender Generatorleistung generell, weil mehr Kältemittel und damit auch mehr Ammoniak ausgetrieben wird.

## 5 Messergebnisse

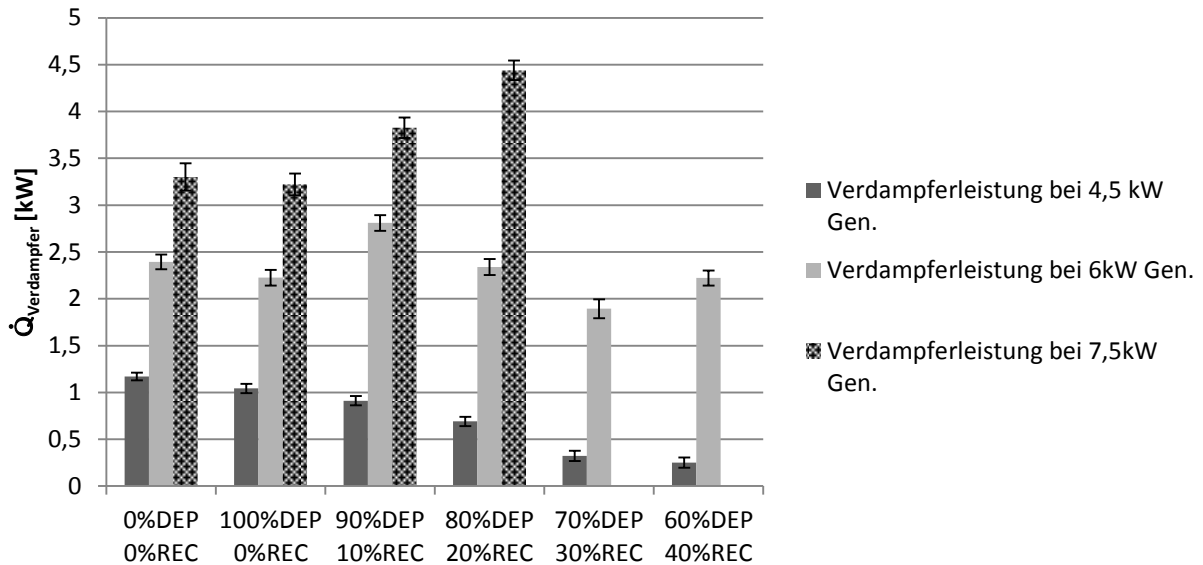


Abbildung 5-15: Verdampferleistungen für Messreihe 24/18

Es stellt sich nun die Frage, warum die Verdampferleistungen bei geringer Erhöhung der Generatorleistung wesentlich stärker zunehmen.

In Abbildung 5-16 werden die dampfförmigen Massenströme dargestellt, die aus dem Generator austreten. Diese Massenströme bilden, reduziert durch das in Rektifikator und Dephlegmator abgetrennte Kondensat, die Kältemittelmassenströme. Im Gegensatz zu Abbildung 5-14 sind hier die Unterschiede zwischen den Massenströmen in Abhängigkeit von den Generatorleistungen wesentlich geringer, und bei 4,5 kW und 6 kW Generatorleistung nehmen die Massenströme zu.

Der Grund für die Unterschiede zwischen dem aus dem Generator austretenden Dampfmassenstrom und dem Kältemittelmassenstrom ist vermutlich folgender:

Der Massenstrom der reichen Lösung beträgt immer, unabhängig von der Generatorleistung, 60 kg/h. Dadurch sind auch die Massenflüsse, die auf Dephlegmation und Rektifikation aufgeteilt werden, unabhängig von der Generatorleistung (zur Aufteilung siehe Abbildung 5-1 - Abbildung 5-3).

Nun sind aber die Dampfströme, die von vom Generator kommen, stark abhängig von der Generatorleistung, da bei höherer Leistung mehr ausgetrieben wird. (siehe Abbildung 5-16)

Wird nun ein mit 4,5 kW Generatorleistung ausgetriebener Kältemittelstrom durch Rektifikator und Dephlegmator geführt, so kondensiert überproportional mehr aus, als bei einem mit 7,5 kW Generatorleistung ausgetriebenen. Man dampft nämlich bei geringerer Generatorleistung weniger aus, kondensiert aber trotzdem mit gleichem Massenfluss der reichen Lösung.

Dadurch ergibt sich schlussendlich für 4,5 kW Generatorleistung ein viel kleinerer Kältemittelmassenstrom als für 7,5 kW (Abbildung 5-14).

## 5 Messergebnisse

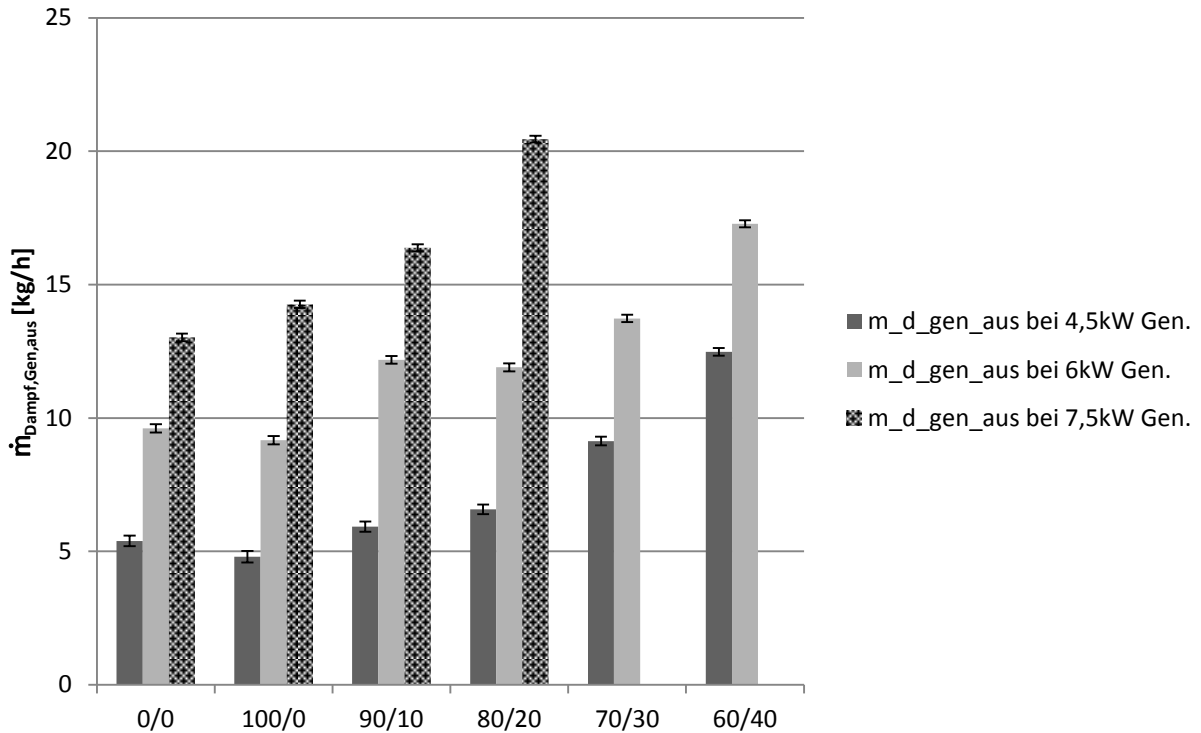


Abbildung 5-16: Dampfförmige Massenströme beim Generatöraustritt für die Messreihe 24/18

### Die Verdampferleistung bei der Messreihe 36/15

Anschließend soll die Verdampfungsleistung mit einem Datensatz erklärt werden, bei dem auch der Kältemittelmassenstrom mitgemessen wurde.

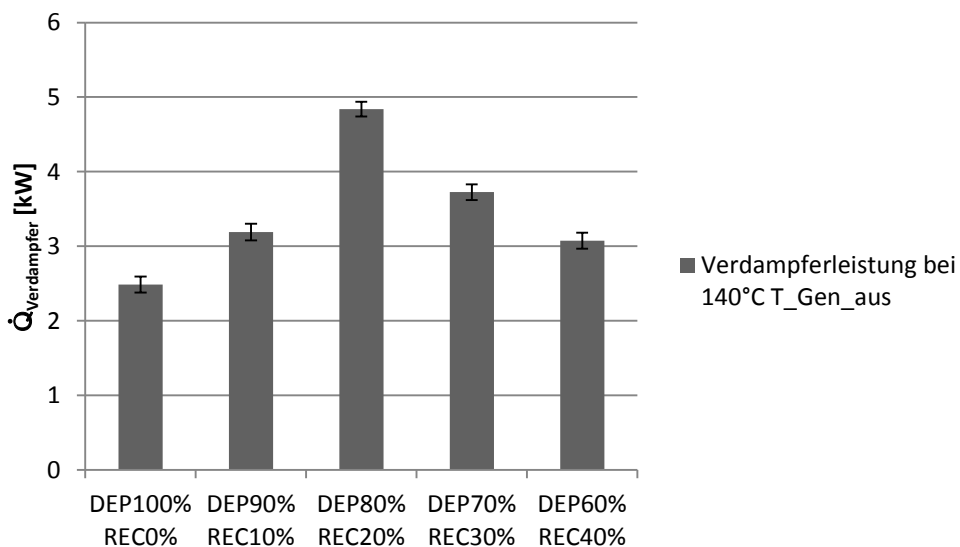


Abbildung 5-17: Verdampferleistung bei 140°C lösungsseitiger Generatöraustrittstemperatur Messreihe 36/15

## 5 Messergebnisse

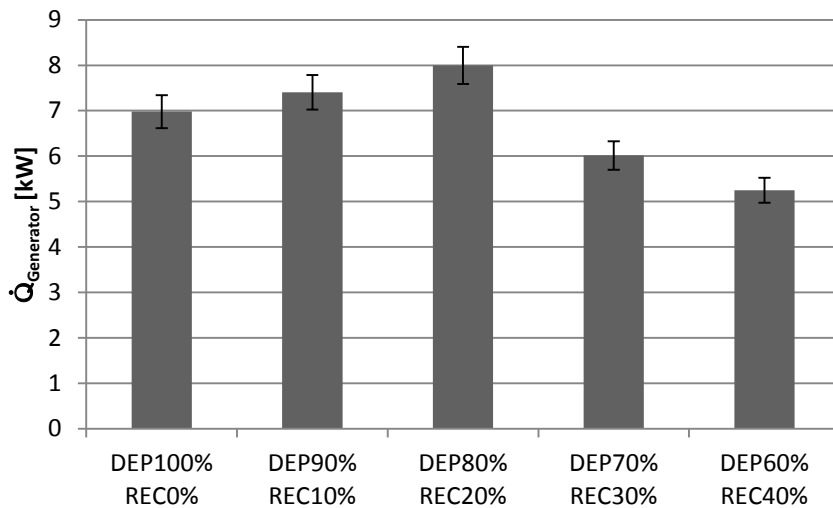


Abbildung 5-18: Generatorleistung bei 140°C lösungsseitiger Generatoraustrittstemperatur für die Messreihe 36/15

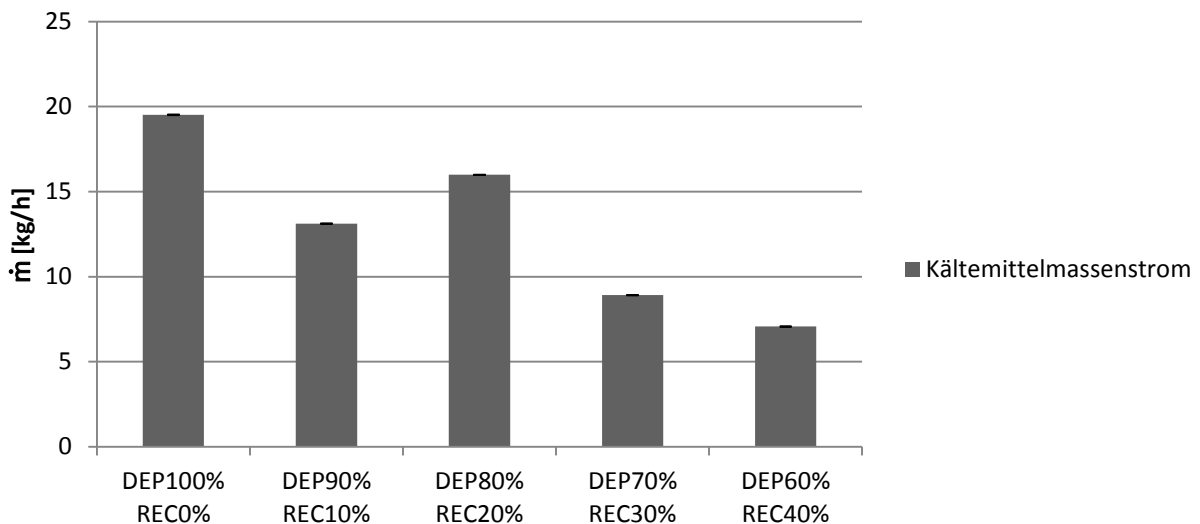


Abbildung 5-19: Kältemittelmassenstrom bei 140°C lösungsseitiger Generatoraustrittstemperatur Messreihe 36/15

Wie schon vorher erwähnt, hängt die Verdampferleistung vor allem von der Reinheit  $x$ , vom Kältemittelmassenstrom und von der Regelung der Kältemitteldrossel ab. In diesem Fall wird die Generatoraustrittstemperatur konstant gehalten. Es ist erkenntlich, dass die Verdampferleistung (Abbildung 5-17) den Trends des Kältemittelmassenstromes (Abbildung 5-19) und der Reinheit (Abbildung 5-6) folgt. Die zugehörigen Generatorleistungen sind in Abbildung 5-18 dargestellt.

Der Grund dafür, dass in Abbildung 5-19 der Balken mit DEP 80% und REC 20% nicht dem Trend folgt ist der, dass bei diesem Punkt die Generatoraustrittstemperatur um 3 K zu hoch war (sie betrug 143°C anstatt 140°C).



## 5.7 Einflüsse auf die Pumpenleistung

Abbildung 5-20 stellt die Abhängigkeit der elektrischen Leistung der Lösungsmittelpumpe von der Aufteilung der Massenströme dar. Dabei ist anzumerken, dass hierbei die gemessene elektrische Leistung um 5W reduziert wurde, da diese im „Stand by“-Modus verbraucht wurde.

Ersichtlich ist, dass die Pumpenleistung bei 7,5 kW Generatorleistung mit steigender Rektifikation zunimmt. Der Grund dafür liegt darin, dass hier die beiden Ventile V2 und V3 (siehe Abbildung 5-3) für die Aufteilung der Massenströme in Rektifikation und Dephlegmation so weit wie möglich zuge dreht werden mussten, um Schwankungen im Massenstrom zu vermeiden. Dadurch bildete sich ein recht großer Widerstand für die Strömung, die die Pumpe überwinden musste.

Außerdem ist aus der Abbildung abzulesen, dass die Leistungsaufnahme bei der eingestellten Drehzahl ( $n = 20\%$  von der Maximaldrehzahl, welche ungefähr bei 540 U/min liegt) etwa 160 W beträgt. Die Drehzahl wurde bei allen Messungen konstant gehalten. Um die Drehzahl nun noch weiter zu senken, und damit einen konstanten Massenstrom von 60 kg/h nach der LMP zu erreichen, wurde der Bypass geöffnet.

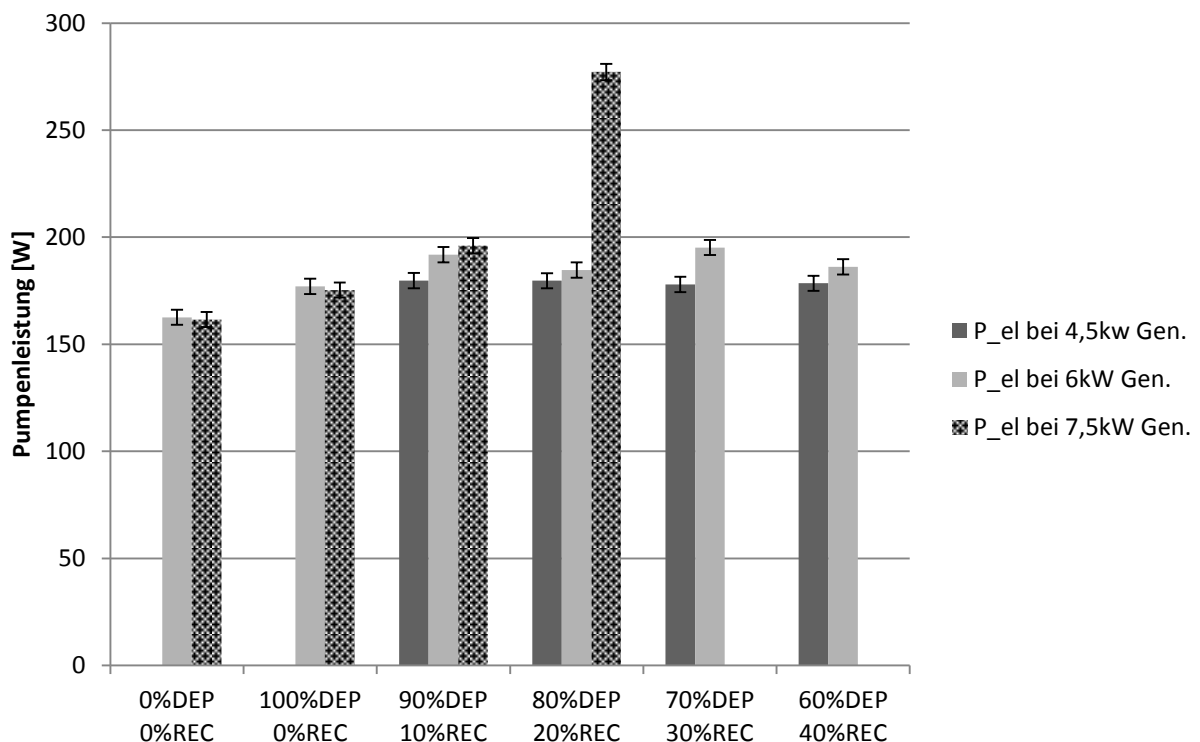


Abbildung 5-20: Pumpenleistung bei der Messreihe 24/18, Parameter siehe Tabelle 5-1.

## 5.8 Einflüsse auf den EER-Wert

Der EER-Wert (energy efficiency ratio) ist eine Kennzahl zur Beurteilung der Effizienz einer Kälteanlage. Er berechnet sich aus Verdampfer- und Generatorleistung:

$$EER = \frac{\dot{Q}_{\text{Verdampfer}}}{\dot{Q}_{\text{Generator}}} \quad \text{Gl. (5-7)}$$

### Der EER aus der Messreihe 24/18

Abbildung 5-21 zeigt eine Gegenüberstellung der EERs bei verschiedenen Aufteilungen. Es ist ersichtlich, dass bei einer Generatorleistung von 4,5 kW der höchste EER-Wert erreicht wird, wenn die reiche Lösung direkt in den Lösungsmittelwärmeübertrager geführt wird. Genau umgekehrt ist es bei einer höheren Leistung von 7,5 kW, wo der EER-Wert bei 80%DEP und 20%REC ein Maximum zeigt. Nicht so eindeutig ist es hingegen bei 6kW Generatorleistung, ein Optimum wurde aber bei 90%DEP und 10%REC gemessen.

Ganz allgemein ist jedoch festzustellen, dass der EER-Wert mit zunehmender Generatorleistung steigt.

Und da der EER-Wert direkt proportional zur Verdampferleistung ist, zeigt er das gleiche Verhalten wie Abbildung 5-15. Ein zweiter Einfluss ist die Generatorleistung, durch die dividiert wird.

Für den Betrieb der Anlage ist generell anzumerken, dass bei geringer Generatorleistung eher auf Rektifikation verzichtet werden sollte, im Gegensatz dazu ist sie bei höheren Generatorleistungen vorteilhaft.

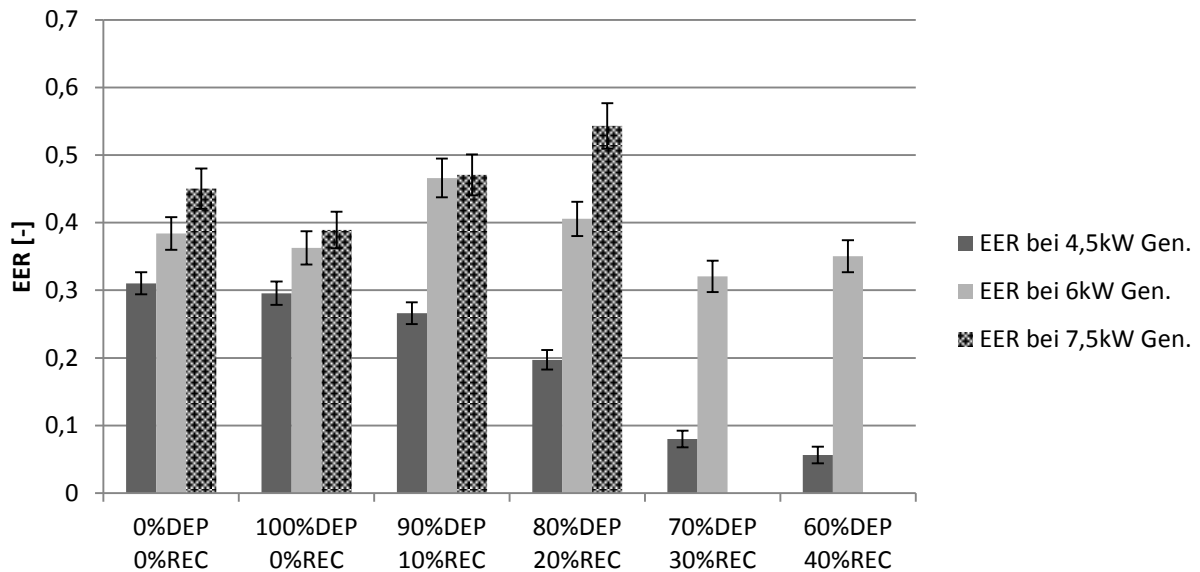


Abbildung 5-21: Einfluss der Aufteilung auf den EER bei der Messreihe 24/18

Für die Berechnung des EER-Werts werden die wasserseitig gemessene Verdampferleistung und die kältemittelseitig berechnete Generatorleistung herangezogen, wobei die Reinheit am Dephlegmatorausgang berechnet und die Kältemitteldrossel als isenthalp angenommen wurde:

$$\dot{Q}_{Generator} = \dot{m}_{durch\ Generator} \cdot (h_{rL,Gen,aus} - h_{rL,Gen,ein}) \quad \text{Gl. (5-8)}$$

Die kältemittelseitig berechnete wurde der luftseitigen Generatorleistung vorgezogen, weil sie genauer ist. Beim luftseitigen Generatorausgang befand sich nämlich ein Leck, und die Messung der Lufttemperaturen war auch relativ schwierig.

Es wurden so geringe EER-Werte erreicht, weil die Generatorleistungen relativ niedrig waren. Bei höheren Leistungen konnte nämlich kein stationärer Zustand erreicht werden. Außerdem war bei der Messreihe 24/18 der Füllstand zu gering und deshalb der Hochdrucksammler leer. Wärmeverluste waren eher nicht relevant, da die errechneten Energiebilanzen des Kreislaufs besonders bei hoher Rektifikation recht gut aufgingen – siehe dazu das Ende von Kapitel 5.1.

### Der EER aus der Messreihe 36/15

Bei dieser Messreihe mit den Parametern aus Tabelle 5-2 wurde der Kältemittelmassenstrom mitgemessen. Die Abbildung 5-22 zeigt die mit Hilfe der kältemittelseitig errechneten Generatorleistung gewonnene Effizienz-Kennziffer.

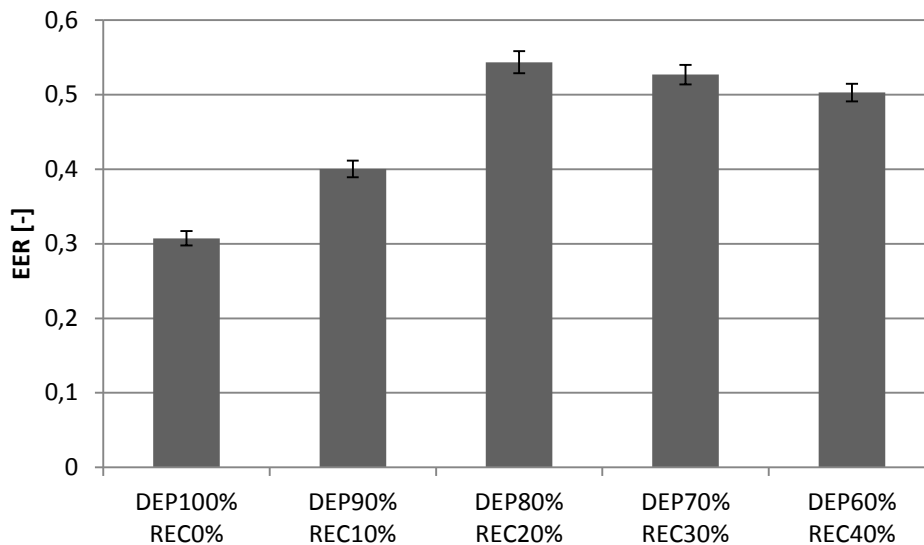


Abbildung 5-22: EER-Wert mit berechneter Generatorleistung für die Messreihe 36/15.

Für die Messreihe in Abbildung 5-22 gilt, dass dort der EER bei einer Aufteilung von 80% Dephlegmation und 20% Rektifikation maximal ist.

## 5.9 Vergleich von Messung und Simulation des Kondensators

Es werden nun an mehreren Betriebspunkten Messergebnisse mit den Simulationsmodellen aus Kapitel 3 verglichen. Dazu wurden vier Punkte ausgewählt, die sich besonders in Reinheit und Kondensatorleistung unterscheiden.

Als Inputparameter wurden die kühlwasserseitige Ein- und Austrittstemperaturen, der Kältemittelmassenstrom, die Kältemiteleintrittstemperatur in den Kondensator und der Druck des Kühlwassers verwendet (dargestellt in Tabelle 5-4, Tabelle 5-6, Tabelle 5-8 und Tabelle 5-10).

Mit diesen Parametern wurden dann die Simulationen nach Kapitel 3 durchgeführt, es handelt sich dabei um eine Komponentensimulation und nicht um eine Simulation des Kreislaufs. Die Reinheit des Kältemittels wurde am Kondensatoreintritt bestimmt, dabei wurde der Zustand als gesättigt angenommen. Der Hochdruck wurde am kältemittelseitigen Austritt des Kondensators mit einer Dampffziffer von 0 bestimmt.

Die Ergebnisse werden in Tabelle 5-5, Tabelle 5-7, Tabelle 5-9 und Tabelle 5-11 angeführt.

**a) Führung der gesamten reichen Lösung direkt in den LWU**

Bei diesem Betriebspunkt wird die reiche Lösung direkt in den Lösungsmittelwärmeübertrager geführt, wie in Abbildung 5-1 ersichtlich.

Tabelle 5-5 zeigt, dass die nach der VDI-Wärmeatlas-Vorschrift gerechnete Simulation der Messung am nächsten kommt – sowohl bei der Wärmeleistung, der Kältemittel-Austrittstemperatur  $T_{nh3,kond,aus}$ , der Reinheit und dem Hochdruck  $p_{hd}$ . Am schlechtesten schneidet hier das Rechenmodell von Shah (1979) ab.

Tabelle 5-4: Parameter für den Betriebspunkt (a)

$T_{Kühlwasser\_ein}$	24,2	°C
$T_{Kühlwasser\_aus}$	28,7	°C
$m_{nh3}$	11,3	kg/h
$t_{nh3,kond,ein}$	93,8	°C
$p_{wasser}$	1,2	bar

Tabelle 5-5: Ergebnisse für den Betriebspunkt (a)

	$T_{nh3,kond,aus}$ [°C]	$p_{hd}$ [bar]	$x_{errechnet}$	$\dot{Q}_{Kond,nh3}$ [kW]
Messung	25,10	10,27	0,9498	6,24
Shah (1979)	39,13	14,74	0,9701	4,15
Thonon und Bontemps (2002)	36,20	13,51	0,9960	4,23
VDI	30,88	11,49	0,9571	4,39

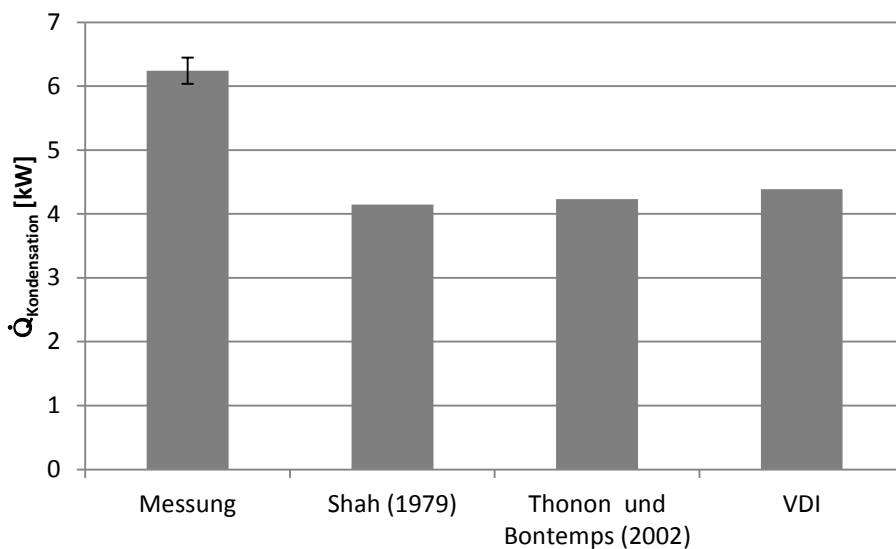


Abbildung 5-23: Vergleich der kältemittelseitigen Kondensatorleistungen für den Betriebspunkt (a)

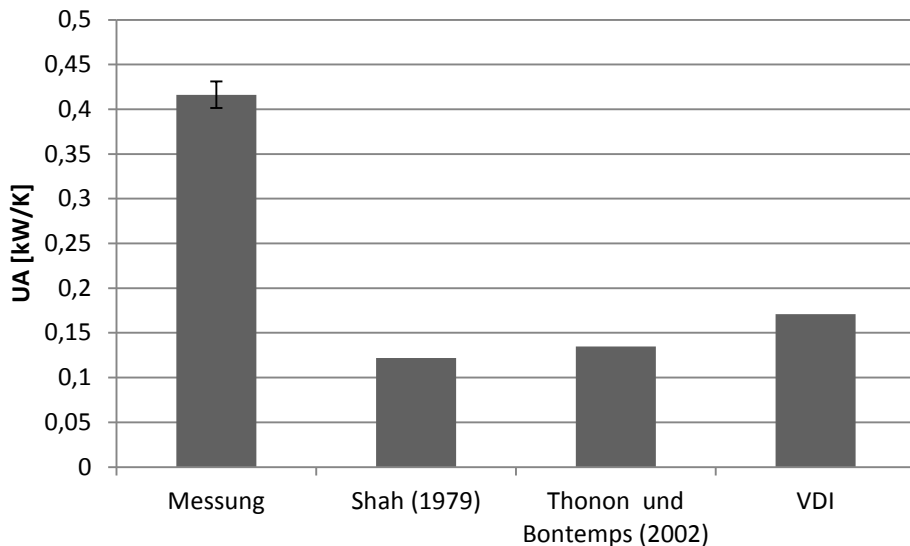


Abbildung 5-24: UA-Werte für den Betriebspunkt (a)

### b) Führung der gesamten reichen Lösung durch den Dephlegmator

Das Schema dieser Massenstrom-Aufteilung ist in Abbildung 5-2 ersichtlich.

Wie in Tabelle 5-7 ersichtlich, werden bei dieser Führung der reichen Lösung schon wesentlich bessere Reinheiten erreicht als in (a).

Außerdem schneidet ähnlich wie in (a) das Simulationsmodell nach dem VDI-Wärmeatlas besonders gut ab. Es erzielt bei der Austrittstemperatur, dem Hochdruck und der Reinheit die besten Ergebnisse, und die Abweichung der Kondensatorleistung  $\dot{Q}_{\text{kond}}$  vom Messergebnis ist äußerst gering. Die schlechtesten Ergebnisse liefert hier wiederum das Modell nach Shah (1979).

Zudem ist festzuhalten, dass hier im Gegensatz zu (a) und (c) die Simulationsergebnisse der Kondensatorleistung dem Messergebnis sehr ähnlich sind. Tabelle 5-6 stellt die Parameter dieses Betriebspunktes dar.

Tabelle 5-6: Parameter für den Betriebspunkt (b)

$T_{\text{Kühlwasser\_ein}}$	28	°C
$T_{\text{Kühlwasser\_aus}}$	31	°C
$m_{\text{nh3}}$	0,0042	kg/s
$t_{\text{nh3,kond,ein}}$	55,3	°C
$p_{\text{wasser}}$	1,2	bar

## 5 Messergebnisse

Tabelle 5-7: Ergebnisse für den Betriebspunkt (b)

	$T_{\text{nh}_3, \text{kond, aus}} [^{\circ}\text{C}]$	$p_{\text{hd}} [\text{bar}]$	$x_{\text{errechnet}}$	$\dot{Q}_{\text{Kond, nh}_3} [\text{kW}]$
Messung	31,10	11,72	0,9967	4,77
Shah (1979)	45,38	18,01	0,9989	4,63
Thonon und Bontemps (2002)	40,26	15,65	0,9984	4,81
VDI	38,52	14,90	0,9981	4,86

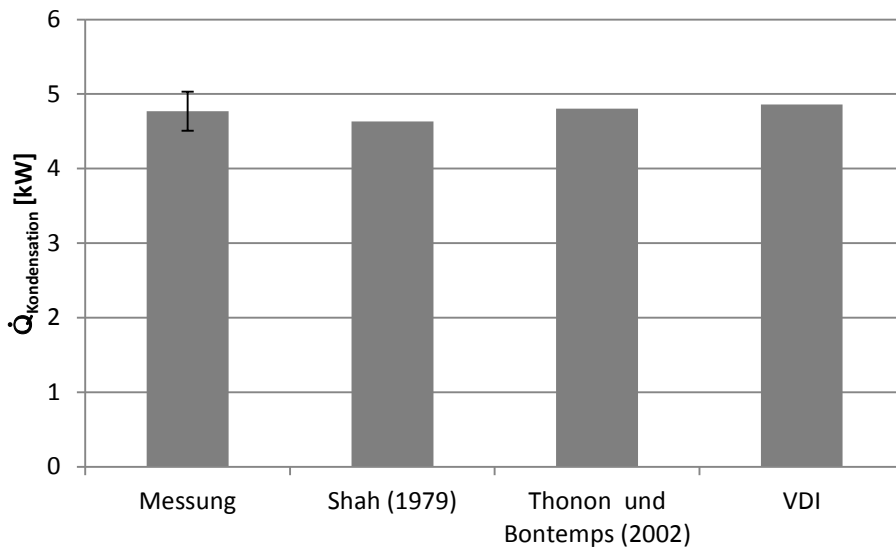


Abbildung 5-25: Vergleich der kältemittelseitigen Kondensatorleistungen für den Betriebspunkt (b)

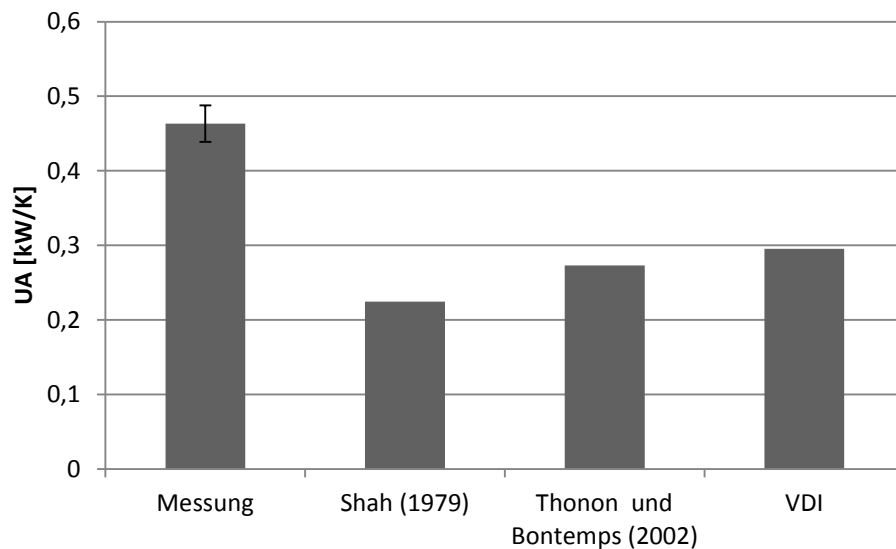


Abbildung 5-26: UA-Werte für den Betriebspunkt (b)

### c) Führung der reichen Lösung durch Rektifikator (20%) und Dephlegmator (80%)

Das Schema dieser Anlagenschaltung ist in Abbildung 5-3 ersichtlich.

Wie in (b) weist auch diese Art des Betriebs hohe Reinheiten auf, wie in Tabelle 5-9 ersichtlich. Hinsichtlich Kältemittel-Austrittstemperatur, Hochdruck, Reinheit und Kondensatorleistung liefert hier das Simulationsmodell nach Thonon und Bontemps (2002) die besten Ergebnisse. Die größte Abweichung vom Messwert ergibt sich wiederum, wie schon bei (a) und (b), bei Shah (1979).

Tabelle 5-8: Parameter für den Betriebspunkt (c)

$T_{\text{Kühlwasser\_ein}}$	32,02	°C
$T_{\text{Kühlwasser\_aus}}$	39,15	°C
$m_{\text{nh3}}$	0,0047	kg/s
$t_{\text{nh3,kond,ein}}$	64,54	°C
$p_{\text{wasser}}$	1,2	bar

Tabelle 5-9: Ergebnisse für den Betriebspunkt (c)

	$T_{\text{nh3,kond,aus}}$ [°C]	$p_{\text{hd}}$ [bar]	$x_{\text{errechnet}}$	$\dot{Q}_{\text{Kond,nh3}}$ [kW]
Messung	36,69	13,44	0,9947	7,13
Shah (1979)	50,63	20,66	0,9980	5,13
Thonon und Bontemps (2002)	42,98	16,83	0,9967	5,44
VDI	45,57	18,06	0,9972	5,34

Die Parameter dieses Betriebspunktes sind Tabelle 5-8 zu entnehmen, der Vergleich der Kondensations-Wärmeleistungen ist in Abbildung 5-27 ersichtlich.

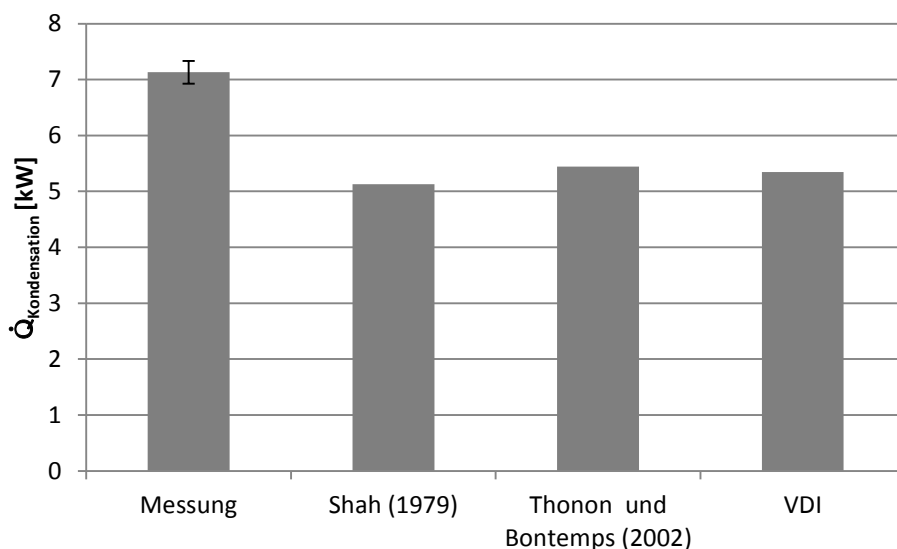


Abbildung 5-27: Vergleich der kältemittelseitigen Kondensatorleistungen für den Betriebspunkt (c)



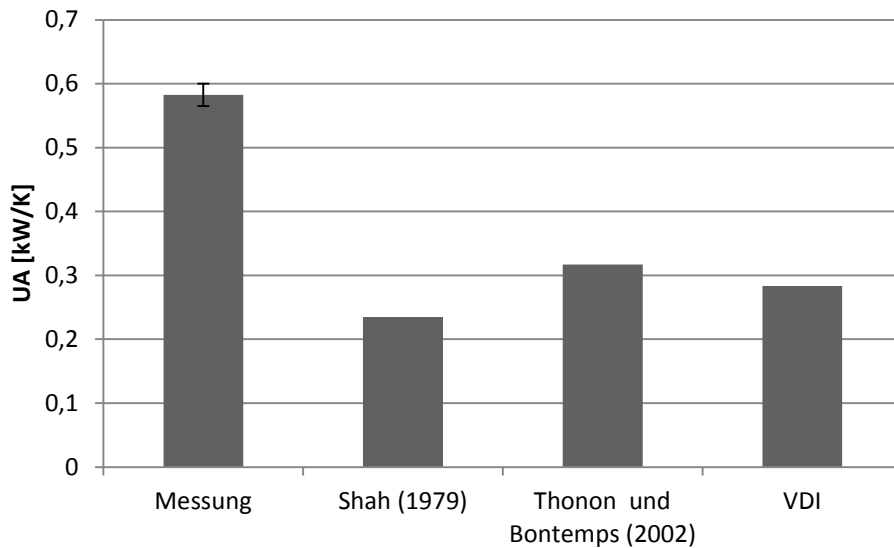


Abbildung 5-28: UA-Werte für den Betriebspunkt (c)

**d) Führung der gesamten reichen Lösung über den Dephlegmator**

Dieser Messpunkt hat eine sehr hohe Reinheit. Die Ergebnisse finden sich in Tabelle 5-11, die Parameter sind in Tabelle 5-10 dargestellt.

Tabelle 5-10: Parameter für den Betriebspunkt (d)

$T_{\text{Kühlwasser\_ein}}$	32	°C
$T_{\text{Kühlwasser\_aus}}$	36,7	°C
$m_{\text{nh}_3}$	0,0039	kg/s
$t_{\text{nh}_3,\text{kond,ein}}$	49,9	°C
$p_{\text{wasser}}$	1,2	bar

Tabelle 5-11: Ergebnisse für den Betriebspunkt (d)

	$T_{\text{nh}_3,\text{kond,aus}}$ [°C]	$p_{\text{hd}}$ [bar]	$x_{\text{errechnet}}$	$\dot{Q}_{\text{Kond,nh}_3}$ [kW]
Messung	32,7	12,97	0,9985	5,07
Shah (1979)	47,8	19,19	0,9998	4,14
Thonon und Bontemps (2002)	36,7	16,12	0,9992	4,41
VDI	43,5	17,13	0,9994	4,34

Die Kondensatorleistungen zeigen nur relativ geringe Abweichungen, wie in Abbildung 5-29 dargestellt.

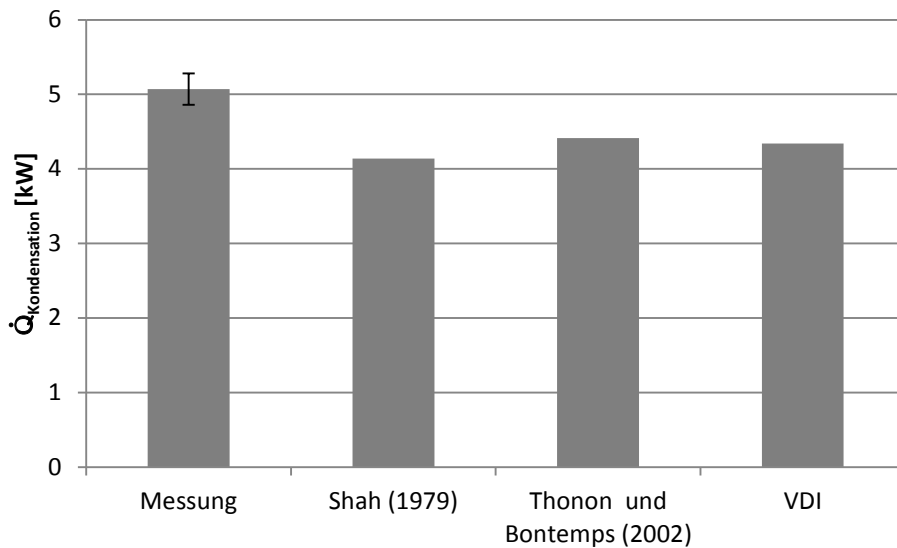


Abbildung 5-29: Vergleich der kältemittelseitigen Kondensatorleistungen für den Betriebspunkt (d)

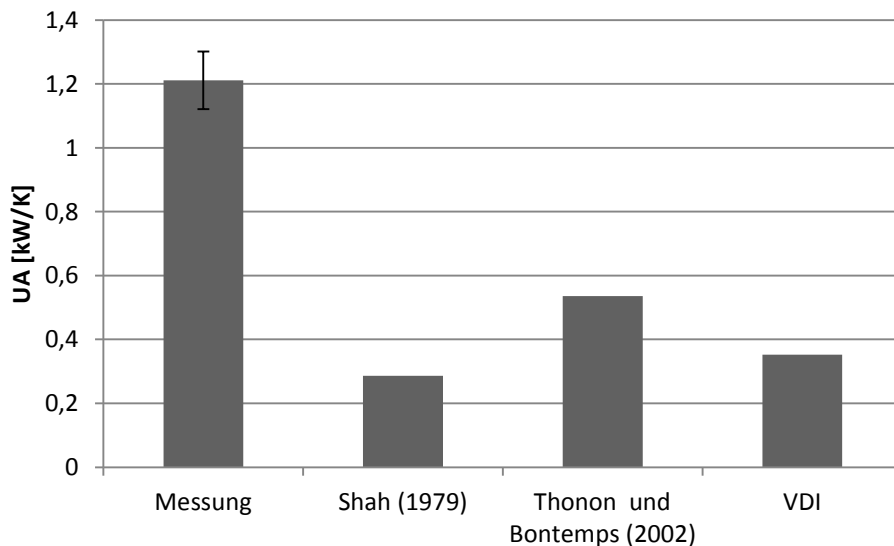


Abbildung 5-30: UA-Werte für den Betriebspunkt (d)

### e) Vergleich der einzelnen Simulationen (a), (b), (c) und (d)

Die Betriebspunkte (a) und (c) haben eine relativ ähnliche Wärmeleistung, die Reinheit ist jedoch bei ersterem wesentlich geringer. Da bei (a) die VDI-Vorschrift am besten abschneidet, scheint sie bei geringerer Reinheit bessere Ergebnisse zu liefern. Bei höherer Reinheit (b) und (c) liefern sowohl VDI, wie auch Thonon und Bontemps (2002) gute Ergebnisse.

Um den Einfluss der Wärmeleistung zu erkennen, werden die Punkte (b), (c) und (d) verglichen, die in etwa die gleiche Reinheit besitzen. Es macht sich bemerkbar, dass bei geringerer Wärmeleistung (b) tendenziell das Modell nach VDI besser ist, und bei höherer Wärmeleistung (c) und (d) eher Thonon und Bontemps (2002).

Ganz allgemein muss aber noch angemerkt werden, dass die Unterschiede zwischen den Modellen immer relativ gering sind, der Abstand zu den Messergebnissen ist aber in (a) und (c) relativ groß. Daraus kann gefolgert werden, dass bei den größten Kondensatorleistungen die schlechtesten Simulationsergebnisse erzielt werden. Außerdem scheint die Rechenvorschrift nach Shah (1979) in den meisten Fällen die schlechtesten Ergebnisse zu liefern.

Zudem soll noch angemerkt werden, dass die Reinheiten  $x$  und die Kondensatorleistungen  $\dot{Q}_{\text{Kondensator}}$  unter den Simulationsergebnissen immer sehr ähnlich sind, beim Druck zeigen sich jedoch größere Unterschiede. Verantwortlich dafür ist, dass der Druck aus der Kondensatoraustrittstemperatur berechnet wird, welche ebenso stark schwankt.

Außerdem soll noch erwähnt werden, dass die Kondensationstemperaturen bei allen Simulationen höher als bei den Messungen sind. Dies deckt sich auch mit den Ergebnissen von García-Cascales et al. (2007). In dieser Veröffentlichung liefert zudem das Modell von Shah (1979) die geringsten Kondensationstemperaturen, während es in der vorliegenden Arbeit die höchsten liefert. Der Grund dafür ist, dass in der Publikation die Shah-Korrelation angepasst wurde. Weil die Parameter dafür aber nicht angegeben sind, wurde hier darauf verzichtet.

## 6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Die Begrenztheit der irdischen Energiereserven, insbesondere der seit vielen Jahrzehnten exzessiv geförderten fossilen Brennstoffe sowie die ökologischen Folgen deren Verbrennung zwingen uns, Mittel und Wege zu finden, nicht erneuerbare Energie möglichst effizient einzusetzen oder durch erneuerbare Energiequellen zu ersetzen. Einen wichtigen Aspekt bilden dabei Vorrichtungen für ein möglichst ressourcenschonendes Heizen und Kühlen. Die Absorptionswärmepumpe kann dafür eine bedeutende Technologie sein. Wenngleich sie heute in größeren Anlagen eingesetzt wird, hat sie sich im privaten Bereich noch nicht durchgesetzt. Deshalb wird in diesem Bereich in Zukunft noch viel Forschungstätigkeit notwendig sein, um die Technologie noch effizienter zu machen und neue Anwendungsmöglichkeiten zu finden.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde der Kältemittelkreislauf einer Absorptionswärmepumpe analysiert. Dazu wurde der Kondensator simuliert, der die Vorgänge wesentlich beeinflusst. Weiters wurden eine Anlage in Betrieb genommen und damit Messreihen aufgenommen. Beim Vergleich der Daten aus der Simulation mit den Messergebnissen und der anschließenden Interpretation der gewonnenen Daten wurde vor allem der Analyse des Einflusses von Dephlegmation und Rektifikation besondere Aufmerksamkeit geschenkt.

### 6.1 Simulation des Kondensators

Die Kältemittelseite des Kondensators wurde anhand von drei Modellen simuliert: Nach Shah (1979), nach Thonon und Bontemps (2002) und nach dem VDI-Wärmeatlas (2014).

Es stellte sich heraus, dass bei den Modellen untereinander die Kondensatorleistungen immer relativ gleich waren. Die Abweichungen zu den Messwerten waren jedoch teils beträchtlich (die größte gemessene Abweichung betrug ca. 30%), nur bei geringen Wärmeleistungen stimmten Mess- und Simulationsergebnisse relativ gut überein (bei der Simulation mit den geringsten Abweichungen lag die maximale Abweichung bei etwa 2%).

Das Modell nach VDI (2014) schnitt sowohl bei kleinen und großen Reinheiten am besten ab, wie auch bei geringen Kondensatorleistungen. Bei großen Leistungen hingegen lieferte das Modell nach Thonon und Bontemps (2002) die besten Ergebnisse. Die Simulationsergebnisse nach Shah (1979) lagen immer am weitesten von den Messergebnissen entfernt, eine Modifizierung der Gleichung, wie sie auch in García-Cascales (2007) gemacht wurde, sollte hier möglicherweise angedacht und mit weiteren Punkten validiert werden.

### 6.2 Messergebnisse

Zur Gewinnung von verwertbaren Messdaten wurden mehrere Messreihen durchgeführt, in denen immer ein Parameter (Generatorleistung oder Generatoraustrittstemperatur und Ventilstellung zur Aufteilung der reichen Lösung in den Dephlegmator und Rektifikator) variiert wurde, während die restlichen konstant gehalten wurden.

Zum einen zeigte sich, dass bei Führung der reichen Lösung über den Dephlegmator und Rektifikator immer eine sehr hohe Reinheit des Kältemittels erzielt wurde. Jedoch muss angemerkt werden, dass die Berechnung der Reinheit eine gewisse Ungenauigkeit in sich barg. Sie wurde nämlich mit der Annahme von vollständig gesättigtem Dampf errechnet. In der Realität dürften jedoch bei manchen Betriebspunkten Flüssigkeitstropfen mitgerissen worden sein.

Weiters wurde festgestellt, dass sich die reiche Lösung am meisten erwärmte, wenn sie vollständig durch den Dephlegmator geführt wurde. Sowohl bei dieser Führung als auch bei zugeschalteter Rektifikation wurde der Kältemittelmassenstrom abgekühlt, sodass er mit geringerer Temperatur in den Kondensator eintrat.

Wurde die Absorptionskälteanlage ohne Rektifikator und ohne Dephlegmator betrieben, gelangte relativ viel Wasser in den Kältemittelkreislauf, wo es auskondensierte und eine große Kondensatorleistung zur Folge hatte. Zusätzlich kam noch hinzu, dass in diesem Betriebspunkt der Dampf ungekühlt vom Generator kam, was eine hohe Kondensatoreintrittstemperatur zur Folge hatte. Ebenso war hier die Abwärme als Summe aus Absorberleistung und Kondensatorleistung am größten.

Die Verdampferleistung war vor allem vom Kältemittelmassenstrom, dessen Reinheit und der Regelung der Kältemitteldrossel abhängig. Einfluss darauf hatte der Generator, denn bei höherer Austreiberleistung wurde entsprechend mehr ausgetrieben. Die höhere Temperatur hatte jedoch auch zur Folge, dass mehr Wasser im Generator mitverdampfte, was sich wiederum negativ auf die Verdampferleistung auswirkte.

Die Kennziffer für die Effizienz (EER) gemäß Gl. (5-7) errechnete sich aus dem Quotienten von Verdampferleistung und Generatorleistung. Eine höhere Generatorleistung wirkte sich dabei positiv auf den EER aus. Eine eindeutige Tendenz bezüglich der Aufteilung der reichen Lösung konnte nicht festgestellt werden. Ganz im Gegenteil, es zeigten sich für jede Messreihe andere Trends, die sehr stark von den gewählten Betriebsparametern abhängig waren.

### **6.3 Ausblick**

Den Schwerpunkt dieser Arbeit bildet die Inbetriebnahme einer Absorptionswärmepumpe mit besonderem Blick auf den Kältemittelkreislauf. Im weiteren Verlauf dieses Projekts soll die Anlage noch weiter eingehend erforscht werden, das Modell des Kondensators soll validiert und angepasst werden, und ein Optimum für die Einstellung der Regelung soll gefunden werden. Später soll die Anlage mit der Abwärme einer Brennstoffzelle und zusätzlicher Gasheizung betrieben werden.

## LITERATURVERZEICHNIS

Agrawal A.K., B. Hindin 1994. "Corrosion Inhibition of Ammonia-Water Absorption Chillers", United States Patent US 5,342,578, 30. 8. 1994.

Albert 2016, „Entwicklung einer SOFC CCHP Anlage mit Multi-Fuel Konzept für den Einsatz erneuerbarer Energieträger“, Poster zur Prüfstandsbeschreibung am Institut für Wärmetechnik, TU Graz

Albert J., Rieberer R., 2016, Präsentation SOFCOOL vom 10.05.2016 am Institut für Wärmetechnik, TU Graz

Bradley P. (2016): Vortrag „Heizen & Kühlen, Geothermie und reversible Kühlung mit der Gas-Absorptionswärmepumpe“, Vortrag im Kongress „Markt der Möglichkeiten - Effizienzpotenziale in der Kälte- und Klimatechnik“ am 29.09.2009, <http://www.hamburg.de/contentblob/1820466/f6de28ee7b35f192738037a23949376e/data/mdm-vortrag-bradley.pdf> (04.07.2016)

Brandt B. 2004 „Korrosionsverhalten ausgewählter Werkstoffe in Lithiumbromid-Lösung für den Anwendungsfall Absorptionskältemaschinen“ Materials and Corrosion 2004, 55, No.7

Conde M. 2006 „Thermophysical Properties of {NH<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O} Mixtures for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment“, <http://www.mrceng.com/Downloads/NH3%26H2O%20%20Props%20English.pdf>

Downey S.J. 1996. "Absorption Refrigeration System Working Fluid with Molybdate, Borate, Silicate Inhibitor Blend", US Patent No.: 5 547 600, Assignee: Carrier Corporation.

Echa (2016): (<http://echa.europa.eu/de/addressing-chemicals-of-concern/authorisation/recommendation-for-inclusion-in-the-authorisation-list/authorisation-list>) (01.07.2016)

EES 2015: Engineering Equation Solver, f-chart software, Version 9.901

Eldeeb R., Aute V., Radermacher R. 2014 „A model for performance of brazed plate condensers with conventional and alternative lower gwp refrigerants“, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, Paper 1426

Erickson D.C. 2001. "Aqueous Ammonia Corrosion Inhibitor", US Patent No.: 6 203 718 B1.

García-Cascales J.R., Vera-García F., Corberan-Salvador J.M., González-Maciá J. 2007 „Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers“, International Journal of Refrigeration 30 (2007) 1029-1041

Guerra M. 2002: "Corrosion inhibitor for ammonia/water absorption systems", European Patent No.: 1,304,398 A2, Assignee: Robur S.p.A.

Herold K.E., Radermacher R., Klein S.A., 1996 „Absorption Chillers and Heat Pumps“ , CRC Press Inc., Boca Ration

Ibrahim, Klein, „Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures“ ASHRAE Trans.: Symposia, 21, 2, 1495 (1993)

Industrie 2016:

[http://www.industrie.de/industrie/live/index2.php?menu=1&submenu=1&object\\_id=32918324](http://www.industrie.de/industrie/live/index2.php?menu=1&submenu=1&object_id=32918324)  
(12.07.2016)

Itw.uni-stuttgart 2016: [http://www.itw.uni-](http://www.itw.uni-stuttgart.de/forschung/forschungsgebiete/kaeltetechnik/DiffAbs.html)

[stuttgart.de/forschung/forschungsgebiete/kaeltetechnik/DiffAbs.html](http://www.itw.uni-stuttgart.de/forschung/forschungsgebiete/kaeltetechnik/DiffAbs.html) (12.08.2016)

Khaled K. 2012 „Non-toxic corrosion inhibitors for steel in baseline solutions“ Advances in Materials and Corrosion 1 (2012) 65-71

Mansfeld F.B., Z.N. Sun 2003. "Corrosion protection of steel in ammonia/water heat pumps", United States Patent US 6,632,294 B2, 14. 10. 2003.

Mea-solar 2016: <http://www.mea-solar.at/solarthermie/innovationen/solares-kuehlen.html>  
(12.07.2016)

Moser H., Zotter G., Kotenko O., Rieberer R. 2011 „The formation of non-condensable gases in ammonia/water absorption heat pumps made of stainless steel – literature review and experimental investigation“. Graz University of Technology, Institute of Thermal Engineering.



Niebergall W. 1949 „Arbeitsstoffpaare für Absorptions-Kälteanlagen und Absorptions-Kühlschränke“ Verlag für Fachliteratur Rich. Markewitz, Mühlhausen/Thür.

Niebergall W. 1954 „Die Rektifikation bei Ammoniak-Austreibern von Absorptions-Kälteanlagen“, Chemie-Ingenieur-Technik, 26. Jahrgang, Nr.12, S. 649-720

Niebergall W. 1981 „Handbuch der Kältetechnik. Band 7 – Sorptions-Kältemaschinen“. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York

Raschig 2016: <http://www.raschig.de/Produkte> (05.07.2016)

Raumzeitwellen 2016: <http://www.raumzeitwellen.de/SAL/sal5/kw-ael/glockenboden.htm> (05.07.2016)

Phillips B.A., E.P. Whithlow 1998. “Corrosion inhibitor for aqueous ammonia absorption system”, United States Patent US 5,811,026, 22.9. 1998.

Sakai T., Fukushima Y., Masahiko I. 1998. “Refrigerant composition for absorption refrigerators” European Patent EP0843136A1, 20. 5. 1998

Shah M. 1979 A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation in Pipes”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 22, pp. 547-556.

Shah M. 2009 „An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes“ HVAC&R Research Vol. 15, No. 5

Thonon, B., Bontemps, A., 2002, Condensation of Pure and Mixture of Hydrocarbons in a compact Heat Exchanger: Experiments and Modelling, Heat Transfer Engineering, vol. 23, no. 6: p. 3-17

Vdi 2016:

[https://www.vdi.de/fileadmin/vdi\\_de/redakteur/bvs/bv\\_karlsruhe\\_dateien/131008\\_VDI\\_Karlsruhe\\_Vortrag.pdf](https://www.vdi.de/fileadmin/vdi_de/redakteur/bvs/bv_karlsruhe_dateien/131008_VDI_Karlsruhe_Vortrag.pdf) (04.07.2016)

Verein deutscher Ingenieure 2014 „VDI-Wärmeatlas“ VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, Düsseldorf

Verfahreningenieur (2016): <http://www.verfahreningenieur.de/Destillationskolonnen.html>  
(23.06.2016)

Verma S., Sandor G. 2008 „Corrosion inhibition solutions for absorpition systems“. United States Patent 7410596 B2, 12. 8. 2008

Weiß S., Hoppe K., Baumann K., Dietz H., Kind R., Dräger J., Eckert G., Fiedler K., Gelbin D., Gramlich K., Köhler R., Maltry W., Militzer K., Mittelstraß M., Künne H., Müller W., Prochazka J., Radeke K., Rödicker H., Roethe K., Schmidt A., Schnelle W., Schober G., Schumann H., Späthe W., Stach H., Wrabetz G., Wünsch G., 1986 „Verfahrenstechnische Berechnungsmethoden. Teil 2 – Thermisches Trennen“. VCH-Verlag, Weinheim

## ANHANG A – VISKOSITÄTS- UND WÄRMELEITFÄHIGKEITSBERECHNUNG FÜR NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O- DAMPF NACH CONDE

Für die in Kapitel 3.1.4 verwendeten Stoffwerte wurden meist die im Rechenprogramm EES integrierten Stoffwerte (Ibrahim 1993) verwendet. Für die Gasphase von Ammoniak sind aber keine Werte für die Wärmeleitfähigkeit und Viskosität hinterlegt, deshalb wurden sie nach Conde (2006) bestimmt.

Dabei wird die dynamische Viskosität  $\eta$  folgendermaßen berechnet:

$$\eta = \frac{\nu \eta_{NH_3}}{\nu + (1 - \nu)\phi_{12}} + \frac{(1 - \nu) \eta_{H_2O}}{(1 - \nu) + \nu \phi_{21}} \quad \text{Gl. (0-1)}$$

Wobei  $\nu$  der Molanteil von Ammoniak und  $M$  die molaren Massen sind.

$$\phi_{12} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_{NH_3}}{\eta_{H_2O}} \right)^{0,5} \left( \frac{M_{H_2O}}{M_{NH_3}} \right)^{0,25} \right]^2}{\left[ 8 \left( 1 + \frac{M_{NH_3}}{M_{H_2O}} \right) \right]^{0,5}} \quad \text{Gl. (0-2)}$$

$$\phi_{21} = \phi_{12} \frac{\eta_{H_2O} M_{NH_3}}{\eta_{NH_3} M_{H_2O}} \quad \text{Gl. (0-3)}$$

Die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  errechnet sich analog wie in (Gl. (0-1)), nur muss  $\eta$  durch  $\lambda$  ersetzt werden.  $\Phi_{12}$  und  $\Phi_{21}$  bleiben gänzlich unverändert.

$\lambda$  und  $\eta$  werden außerdem für gesättigten Dampf berechnet.

## ANHANG B – KALIBRIERUNG

Abbildung 0-1, Abbildung 0-2, Abbildung 0-3 und Abbildung 0-4 zeigen die Kalibrierung im Lauda-Becken (Wasser); Abbildung 0-5, Abbildung 0-6, Abbildung 0-7, Abbildung 0-8 und Abbildung 0-9 die Kalibrierung mit dem Isotech Pegasus (Luft). Dabei steht „SetTemp“ für die Abweichung des externen Referenzfühlers von dem im Gerät integrierten Temperaturfühler.

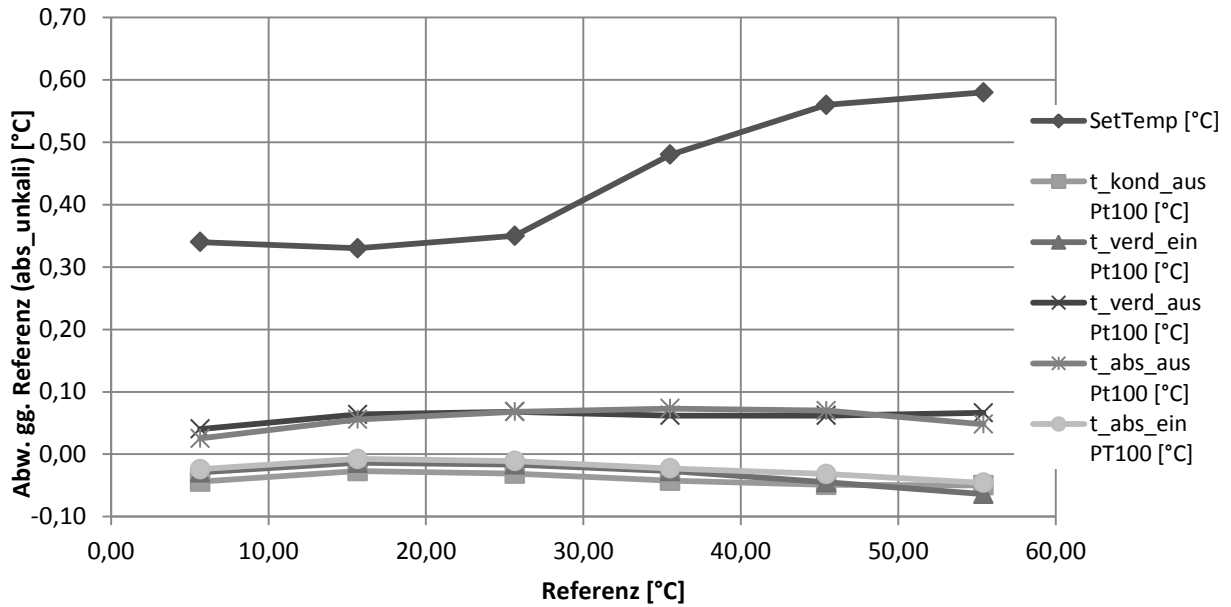


Abbildung 0-1: Lauda-Becken 1

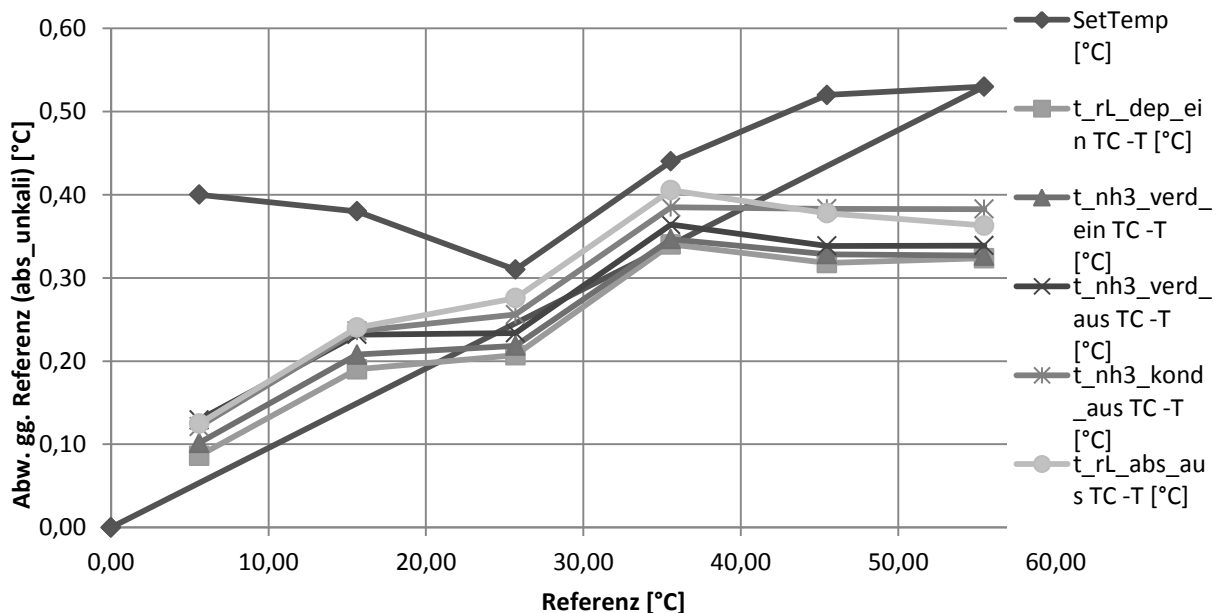


Abbildung 0-2: Lauda-Becken 2

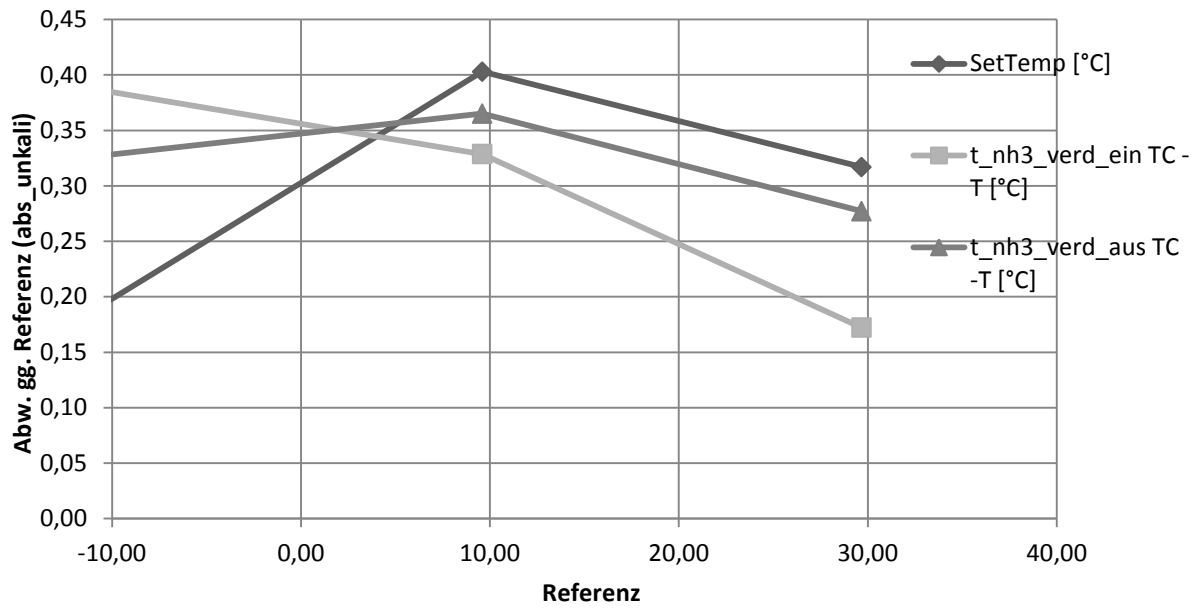


Abbildung 0-3: Laudabecken 4

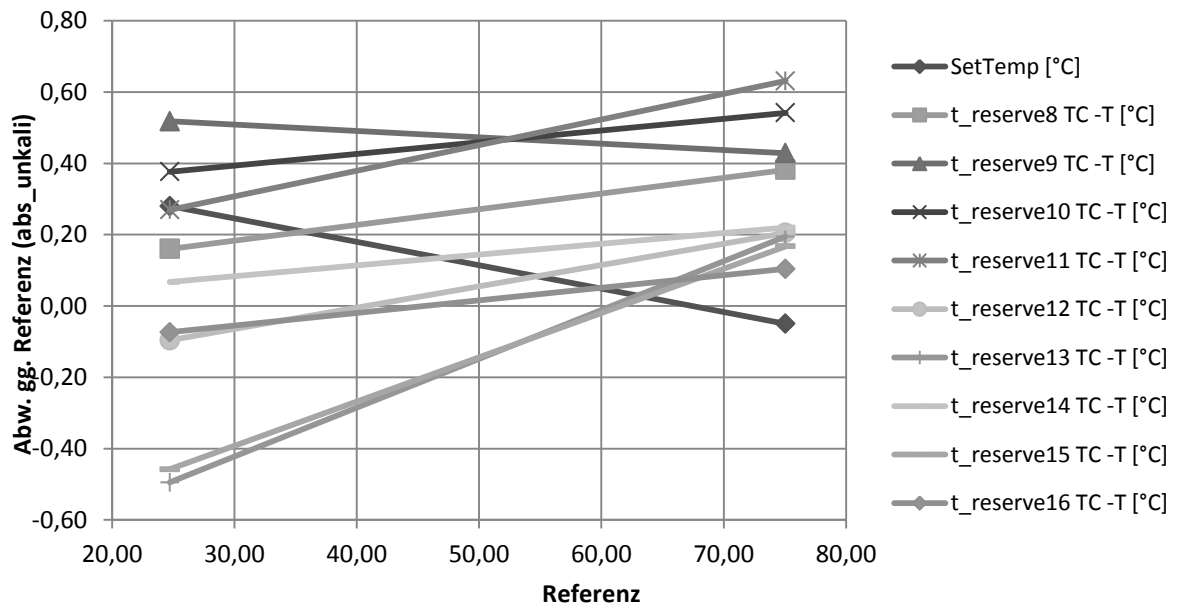


Abbildung 0-4: Laudabecken 5

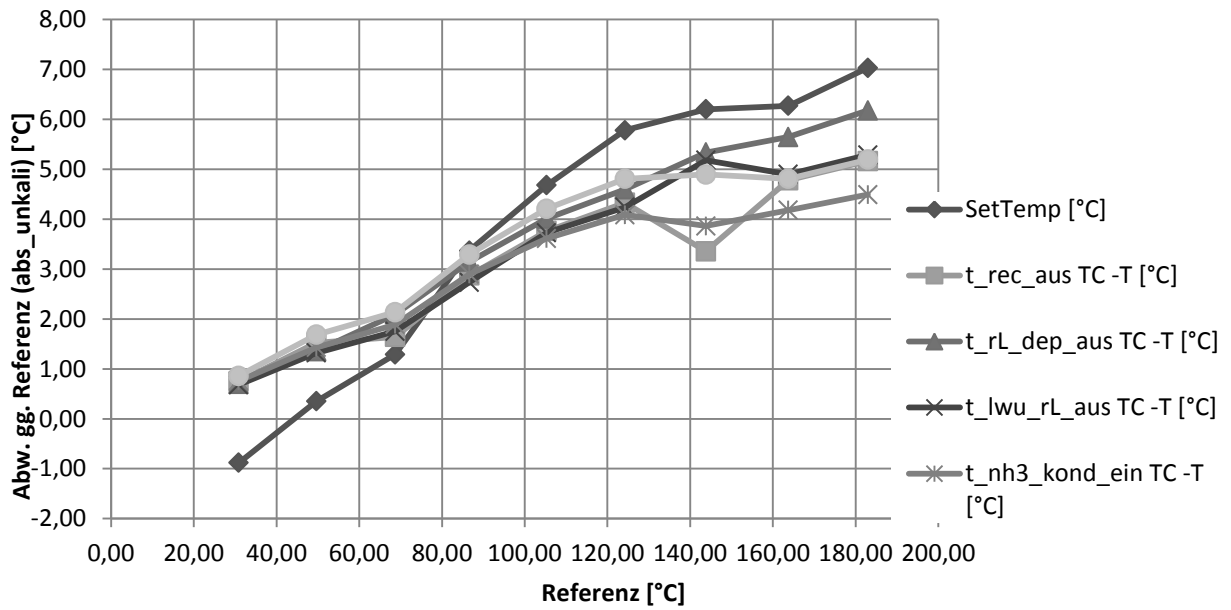


Abbildung 0-5: Isotech Pegasus 1

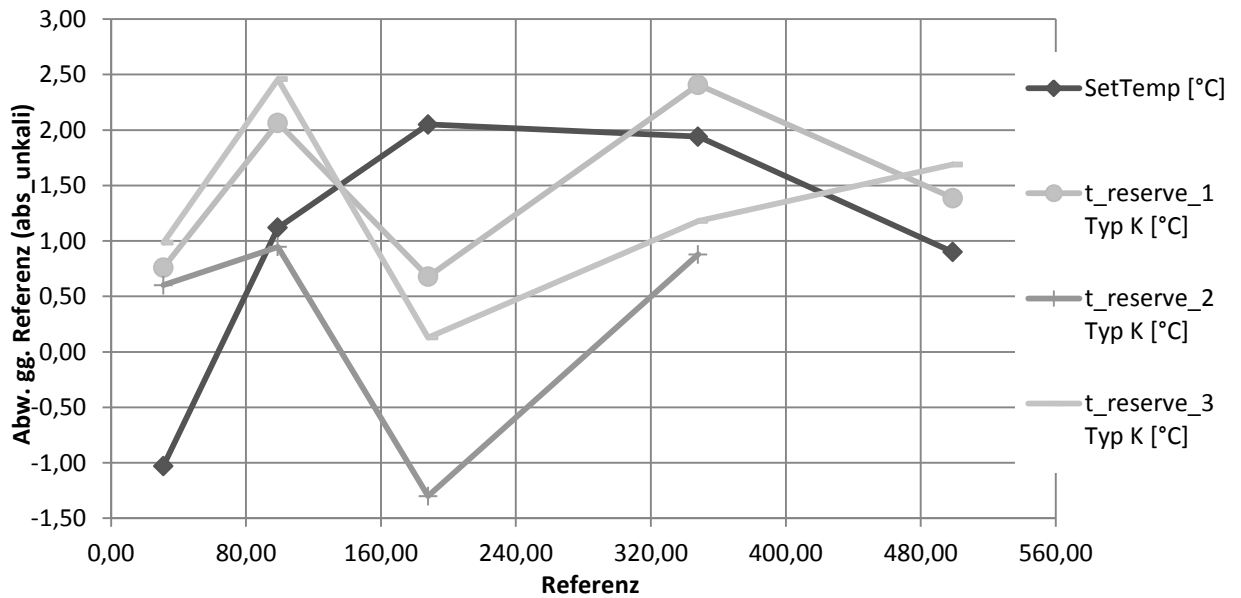


Abbildung 0-6: Isotech Pegasus 2

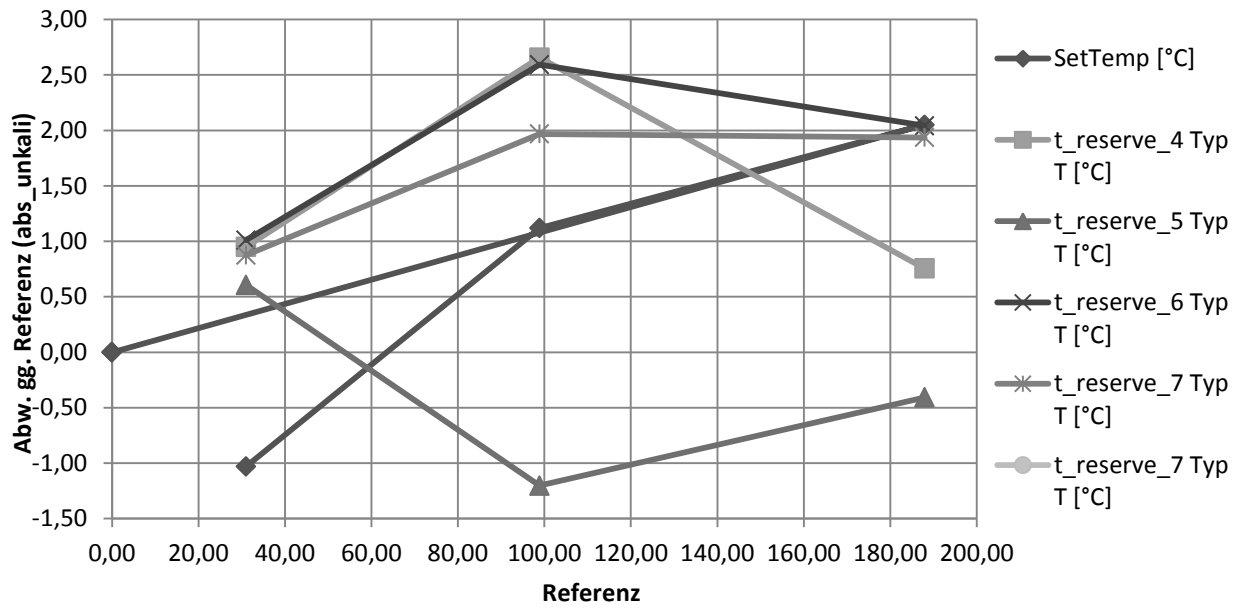


Abbildung 0-7: Isotech Pegasus 3

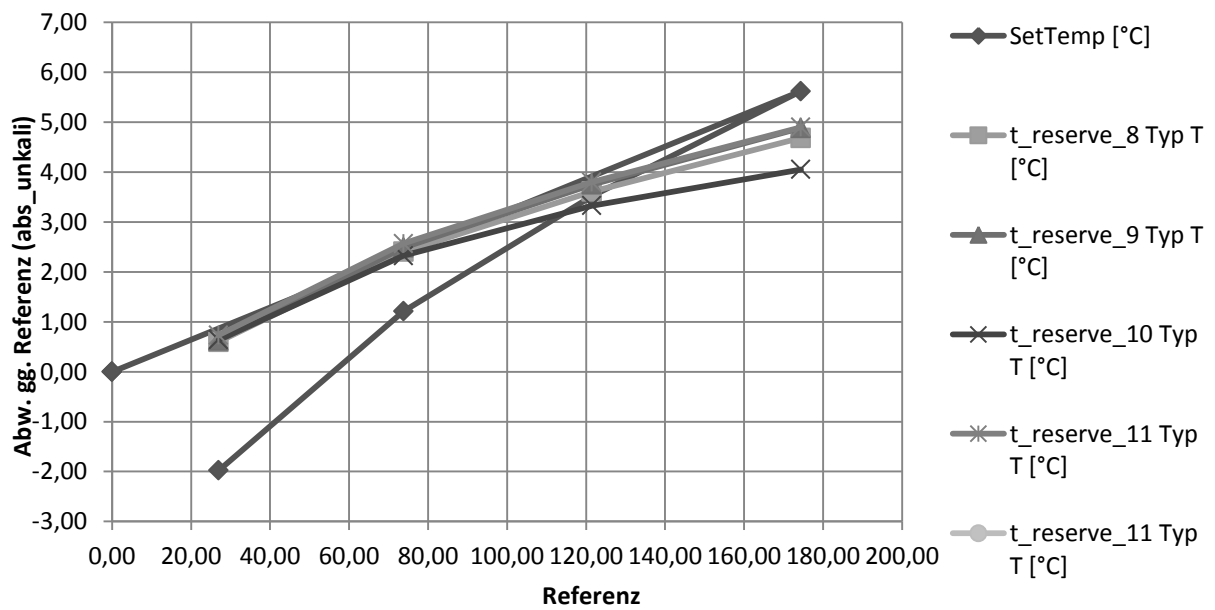


Abbildung 0-8: Isotech Pegasus 4

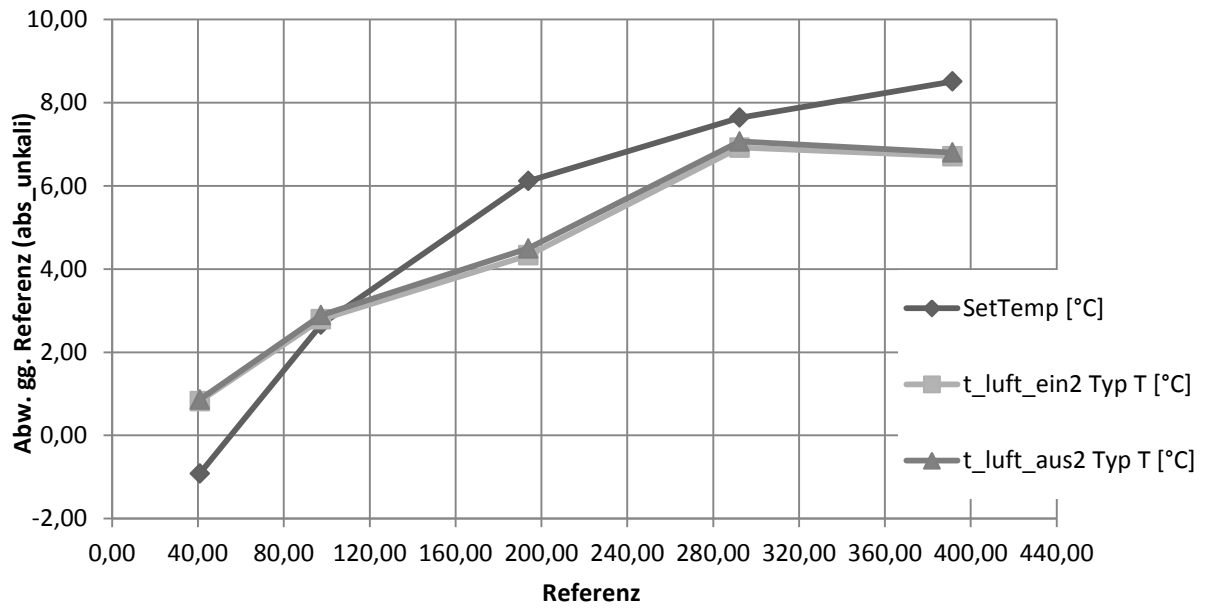


Abbildung 0-9: Isotech Pegasus 5