



Auswirkung von NaOH auf die Effizienz des NH₃ / H₂O Absorptionswärmepumpenprozesses

von

Thomas Fenzl

als Diplomarbeit der Kommission zur Abhaltung
der dritten Diplomprüfung der Studienrichtung Maschinenbau
an der Technischen Universität Graz
über das Institut für Wärmetechnik vorgelegt.

Beurteiler:

Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer

Betreuer:

Mag. Oleksandr Kotenko

Dipl.-Ing. Dr.techn. Harald Moser

Graz, im Juni 2011

Eidesstattliche Erklärung

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.

Graz, am

.....

(Thomas Fenzl)

Kurzfassung

Titel: Auswirkung von NaOH auf die Effizienz des $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ Absorptionswärmepumpenprozesses

Autor: Thomas Fenzl

1. Stichwort: Absorptionswärmepumpe
2. Stichwort: Ammoniak / Wasser / Natriumhydroxid
3. Stichwort: Experimentelle Untersuchungen

In dieser Diplomarbeit galt es experimentelle Untersuchungen mit dem Gemisch $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{NaOH}$ an einem Absorptionswärmepumpenprüfstand durchzuführen. Mehrere Simulationen mit diesem Dreistoffgemisch haben bereits angedeutet, dass mit dem Zusatz NaOH die Effizienz einer $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionswärmepumpe gesteigert werden kann und sich der Rektifikationsaufwand vermindert. Ein Prüfstand zur Untersuchung von Zusätzen für einen einfachen $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionswärmepumpenprozess mit Rektifikation und Lösungswärmetauscher wurde bereits in den Jahren 2009/10 verwirklicht, und erste Messungen damit durchgeführt. Für die neuerliche Inbetriebnahme im Zuge dieser Diplomarbeit galt es vorerst konstruktive Veränderungen am Versuchsstand durchzuführen, um bei den ersten Messungen aufgetretene Probleme zu beseitigen. Zu diesen gehörten ein geringes Leistungsvermögen der Bauteile Verdampfer und Absorber und ein zu hoher Tropfenanteil im Kältemittel nach der Rektifikationskolonne. Durch Veränderungen, an den Einbauten in Verdampfer und Absorber, konnte eine Verbesserung der Wärmeübergänge, und somit eine im Betrieb höhere Leistung erzielt werden. Die Reduzierung von Tropfen im Kältemitteldampf erfolgte durch den Einbau eines größeren Tropfenabscheiders. Weiters wurde der Prüfstand so umgebaut, dass ein Betrieb der Wärmepumpe mit und ohne Lösungswärmetauscher möglich ist. Es wurden Messwerte bei unterschiedlichen externen Temperaturniveaus und bei einem Betrieb mit und ohne Lösungswärmetauscher für das Zweistoffgemisch $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ und das Dreistoffgemisch $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{NaOH}$ aufgenommen. Die Messwerte beider Gemische bei gleichen Randbedingungen wurden verglichen. Bei der Schaltungsvariante ohne Lösungswärmetauscher konnte - im Gegensatz zu der mit Wärmetauscher - ein leichter Anstieg der Effizienz mit dem Dreistoffgemisch festgestellt werden.

Abstract

Title: Effect of NaOH on the efficiency of a NH₃ / H₂O absorption heat pump process

Author: Thomas Fenzl

1st Keyword: absorption heat pump

2nd Keyword: ammonia / water / sodium hydroxide

3rd keyword: experimental analysis

In this thesis experimental investigations with the mixture NH₃/H₂O/NaOH were carried out on an absorption heat pump test rig. Several simulations with the ternary mixture have already indicated, when adding NaOH, the efficiency of a NH₃/H₂O absorption heat pump can be increased and the rectification demand can be reduced. A test rig for testing strong bases as additives for a simple NH₃/H₂O absorption heat pump process with rectification and solution heat exchanger were realized in the years 2009/10, and first measurements have been performed. Within this work, design changes of the test rig were carried out, in order to eliminate drawbacks that occurred during the first measurements. These included a low performance of the evaporator and absorber and a presence of water droplets in the refrigerant leaving the rectification column. As a result an improvement of heat transfer, and thus a higher operating performance has been achieved. The reduction of droplets in the refrigerant vapor was realized by the installation of a larger droplet separator. Furthermore, the test rig has been modified so that the operation of the heat pump is possible with and without solution heat exchanger. Measurements were carried out at different external temperature levels by operating with and without solution heat exchanger for the binary mixture NH₃/H₂O and the ternary mixture NH₃/H₂O/NaOH. The measured values of both mixtures at same conditions were compared. At operation without solution heat exchanger, in contradiction to operation with solution heat exchanger, a slight increase in efficiency when using NaOH as additive has been determined.

Danksagung

Ich möchte mich bei Herrn Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer und Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Harald Moser für das Zustandekommen dieser Diplomarbeit bedanken. Ein weiterer Dank gilt meinem Betreuer Herrn Mag. Oleksandr Kotenko der mich ständig während der Diplomarbeitszeit fachlich unterstützt hat. Dankend zu erwähnen sind die Mitarbeiter der Institutswerkstatt die mir stets hilfreich zur Seite standen. Bedanken möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des Instituts für Wärmetechnik die mir bei Problemstellungen weitergeholfen haben.

Einen Dank möchte ich der Technischen Universität Graz aussprechen die mir einen reibungslosen Ablauf des Studiums ermöglicht hat.

Ein herzliches Dankeschön an meine Eltern, Erich und Annette die mich stets unterstützt haben und mir das absolvieren dieses Studiums ermöglicht haben. Einen weiteren Dank an alle Freunde mit denen ich eine wunderschöne Studienzeit durchlebte.

Graz, Juni 2011

Thomas Fenzl

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung	1
2.	Grundlagen	4
2.1.	Funktionsweise einer Absorptionswärmepumpe	4
2.2.	Stoffpaare einer Absorptionswärmepumpe	6
2.2.1.	Anforderungen an ein Kältemittel	6
2.2.2.	Ammoniak als Kältemittel	7
2.2.3.	Wasser als Lösungsmittel für Ammoniak.....	8
2.2.4.	Absorptionswärmepumpenprozess im Ammoniak – Wasser Lösungsfeld	8
2.3.	Rektifikation	11
2.4.	Absorption / Desorption	12
2.5.	Wärmebilanzen und Kennzahlen einer Absorptionswärmepumpe	14
2.6.	Wärmetönung und chemische Vorgänge im Ammoniak - Wasser Gemisch	17
2.7.	Ammoniak, Wasser und Zusätze	20
2.7.1.	Chemische Grundlagen	21
2.7.2.	Der NH ₃ / H ₂ O Absorptionswärmepumpenprozess mit dem Zusatz NaOH	23
3.	Aufbau des Versuchstandes und konstruktive Veränderungen	26
3.1.	Prozessführung des Teststandes	26
3.2.	Komponenten	27
3.2.1.	Verdampfer (EVA)	27
3.2.2.	Absorber (ABS).....	33
3.2.3.	Rektifikationskolonne + Dephlegmator (REC + DEP).....	38
3.2.4.	Weitere Wärmetauscher (CON, GEN, SHX).....	41
3.2.5.	Lösungspumpe (Pump)	42
3.2.6.	Kältemittel- (RAC) und Lösungsmittelsammelbehälter (SAC)	45
3.2.7.	Kältemittel- (RTH) und Lösungsmitteldrossel (STH).....	45
3.2.8.	Wärmequellen und Wärmesenken	46
3.3.	Versuchsstand.....	47
4.	Mess- und Regeltechnik.....	51
4.1.	Installierte Messtechnik	51
4.1.1.	Temperaturmessung.....	53
4.1.2.	Druckmessung.....	54
4.1.3.	Durchflussmessung	54
4.1.4.	Sonstige Messwertaufnehmer	55

4.2.	Regelung des Prozesses.....	55
4.2.1.	Vorgegebene Größen des Prozesses	55
4.2.2.	Regelbare Größen des Prozesses	56
4.2.3.	Verarbeitung der Mess- und Regelgrößen	57
5.	Experimentelle Untersuchungen mit und ohne Zusätze	59
5.1.	Vorbereitung des Arbeitsgemisches	59
5.2.	Betrieb des Prüfstandes mit dem Gemisch NH ₃ /H ₂ O ohne Zusätze	60
5.2.1.	Inbetriebnahme	60
5.2.2.	Ermittlung geeigneter Messpunkte	61
5.2.3.	Messergebnisse bei t _{SNK_in} / t _{BRN_in} von 23 / 6	63
5.2.4.	Messergebnisse bei t _{SNK_in} / t _{BRN_in} von 33 / 6	67
5.2.5.	Auswertung und Vergleich der Messergebnisse	70
5.3.	Betrieb des Prüfstandes mit dem Gemisch NH ₃ /H ₂ O mit NaOH	74
5.3.1.	Messergebnisse bei t _{SNK_in} / t _{BRN_in} von 33 / 6	74
5.3.2.	Messergebnisse bei t _{SNK_in} / t _{BRN_in} von 23 / 6	77
6.	Zusammenfassung und Ausblick	81
7.	Literaturverzeichnis	84
8.	Anhang.....	86
8.1.	Nusseltansätze für die Wärmeübergangsberechnungen.....	86
8.2.	Auswertungsbeispiel für einen Messpunkt	88

Abbildungsverzeichnis

<i>Abbildung 2-1: Vergleich Kompressions.- und Absorptionswärmepumpenkreislauf (Rieberer et al., 2010)</i>	5
<i>Abbildung 2-2: Absorptionswärmepumpenprozess im lg p vs. 1/T Diagramm (Rieberer et al., 2010)</i>	9
<i>Abbildung 2-3: Schematisch dargestellter Absorptionswärmepumpenprozess (Rieberer et al., 2010)</i>	10
<i>Abbildung 2-4: Aufbau einer Rektifikationskolonne (Christen, 2010)</i>	12
<i>Abbildung 2-5: Darstellung der Wärmeströme in einem Schaltbild eines einfachen Absorptionswärmepumpenprozess mit Rektifikation (Rieberer et al., 2010)</i>	14
<i>Abbildung 2-6: Darstellung der Unterkühlung und des Druckabfalls im Absorber im Lösungsfeld (Rieberer et al., 2010)</i>	17
<i>Abbildung 2-7: Molekülaufbau und Polarität von Wasser und Ammoniak</i>	18
<i>Abbildung 2-8: Ammoniak vs. NH₄⁺ in Abhängigkeit des pH-Wertes (Rieberer et al., 2010)</i> .	20
<i>Abbildung 2-9: Hydratation eines Ionenkristalls (gem. Mortimer und Müller, 2007)</i>	21
<i>Abbildung 2-10: Vergleich der Siedelinien von NH₃/H₂O mit verschiedenen NaOH Konzentrationen (gem. Rieberer et al., 2010)</i>	23
<i>Abbildung 2-11: Absorptionswärmepumpenprozess mit Dreistoffgemisch (Rieberer et al., 2010)</i>	24
<i>Abbildung 2-12: Simulationsergebnissvergleich, COP_c - NaOH Konzentration (gem. Steiu et al., 2009; Bruno et al., 2005)</i>	24
<i>Abbildung 2-13: Abhängigkeit des COP_c von der Generatortemperatur mit verschiedenen NaOH Konzentrationen bei den Absorber- / Verdampferaustrittstemperaturen von 25/5°C und 45/5°C (gem. Rieberer et al., 2010)</i>	25
<i>Abbildung 3-1: Prozessführung des AWP – Prüfstandes</i>	27
<i>Abbildung 3-2: Ausführung des Verdampfers (Detail A: Verteileinrichtung) (Rieberer et al., 2010)</i>	29
<i>Abbildung 3-3: Verdampfer vor Umbau - Wendel Kaltwasser</i>	31
<i>Abbildung 3-4: Verdampfer nach Umbau - oben: Außenrohr mit Schaugläser, unten: Wendel Kaltwasser</i>	32
<i>Abbildung 3-5: Ausführung des Absorbers (Detail A: Verteileinrichtung) (Rieberer et al., 2010)</i>	34
<i>Abbildung 3-6: Absorber vor Umbau - oben: Wendel Kühlwasser, mitte: Wendel Fallfilm, unten: Außenrohr mit Schaugläser</i>	36

Abbildung 3-7: Absorber nach Umbau - oben: Gitternetz und Wendel Fallfilm, unten: Wendel Kühlwasser.....	36
Abbildung 3-8: Raschig Ringe (Rieberer et al., 2010).....	39
Abbildung 3-9: Konstruktion Rektifikationskolonne, Dephlegmator und Tropfenabscheider..	39
Abbildung 3-10: Dephlegmator (Rieberer et al., 2010).....	39
Abbildung 3-11: Siebboden der Füllkörperkolonne (Rieberer et al., 2010)	39
Abbildung 3-12: a.) Tropfenabscheider vor Umbau; b.) Tropfenabscheider nach Umbau.....	40
Abbildung 3-13: Schaltungsmöglichkeiten der Rektifikationskolonne (Rieberer et al., 2010)	41
Abbildung 3-14: Arbeitsprinzip der Membranpumpe; a.) Pumpen; b.) Saugen.....	43
Abbildung 3-15: a.) geöffnete Lösungspumpe; links Ölseite, rechts Lösungsseite + Ventile; b.) Teflonmembran	43
Abbildung 3-16: Faltenwurf der Teflonmembran	44
Abbildung 3-17: Konstruktion Lösungsmittelsammelbehälter	45
Abbildung 3-18: Aufbau des Versuchsstandes - vor Umbau (Rieberer et al., 2010).....	49
Abbildung 3-19: Aufbau des Versuchsstandes - nach Umbau.....	50
Abbildung 4-1: Schaltbild des Prüfstandes.....	52
Abbildung 4-2: Graphische Oberfläche der Prüfstandsteuerung.....	58
Abbildung 5-1: Leistungsschwankungen durch eine zu hohe Generatortemperatur.....	63
Abbildung 5-2: Abhängigkeit von COP _c von der Generatoraustrittstemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$	65
Abbildung 5-3: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$	65
Abbildung 5-4: Abhängigkeit von COP _c von der Generatoraustrittstemperatur mit und ohne SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$	66
Abbildung 5-5: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur ohne SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$	67
Abbildung 5-6: Abhängigkeit von COP _c von der Generatoraustrittstemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$ und $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$	68
Abbildung 5-7: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$	68
Abbildung 5-8: Abhängigkeit von COP _c von der Generatoraustrittstemperatur ohne und mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$	69
Abbildung 5-9: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur ohne SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$	70
Abbildung 5-10: Abhängigkeit von COP _c von der Generatoraustrittstemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$, Vergleich: Zweistoffgemisch – Dreistoffgemisch	75

Abbildung 5-11: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$, Dreistoffgemisch.....	75
Abbildung 5-12: Abhängigkeit von COPc von der Generatoraustrittstemperatur ohne SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$, Vergleich: Zweistoffgemisch - Dreistoffgemisch.....	76
Abbildung 5-13: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur ohne SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$, Dreistoffgemisch.....	77
Abbildung 5-14: Abhängigkeit von COPc von der Generatoraustrittstemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$, Vergleich: Zweistoffgemisch – Dreistoffgemisch.....	78
Abbildung 5-15: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$, Dreistoffgemisch.....	78
Abbildung 5-16: Abhängigkeit von COPc von der Generatoraustrittstemperatur ohne SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$, Vergleich: Zweistoffgemisch – Dreistoffgemisch.....	79
Abbildung 5-17: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur ohne SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$, Dreistoffgemisch.....	80
Abbildung 8-1: Auswertungsbeispiel für den Messpunkt: $t_{snk} / t_{brn} / t_{src} = 33 / 6 / 110$	88

Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 2-1: Gegenüberstellung von Kompressions.- und Absorptionswärmepumpen</i>	<i>4</i>
<i>Tabelle 2-2: kalorische Eigenschaften von Ammoniak und Wasser</i>	<i>7</i>
<i>Tabelle 3-1: Kennwerte des Verdampfers, ursprüngliche Konfiguration</i>	<i>31</i>
<i>Tabelle 3-2: Kennwerte des Verdampfers, neue Konfiguration.....</i>	<i>32</i>
<i>Tabelle 3-3: Kennwerte des Absorbers, ursprüngliche Konfiguration</i>	<i>35</i>
<i>Tabelle 3-4: Kennwerte des Absorbers, neue Konfiguration.....</i>	<i>37</i>
<i>Tabelle 5-1: Massen- / Volumenströme externe Quellen und Senken.....</i>	<i>60</i>
<i>Tabelle 5-2: Aufgenommene Messpunkte mit NH₃/H₂O.....</i>	<i>62</i>
<i>Tabelle 5-4: Vergleich von Absorberkennzahlen.....</i>	<i>71</i>
<i>Tabelle 5-5: Vergleich von Verdampferkennzahlen</i>	<i>72</i>
<i>Tabelle 5-6: Wärmeverluste einzelner Komponenten</i>	<i>73</i>
<i>Tabelle 5-7: COP-Werte, mit Wärmeverluste und ohne Wärmeverluste.....</i>	<i>74</i>

Nomenklatur

Abkürzungen und Indizes:

ABS	Absorber	Absorber
aq	hydration	Hydratisierung
BRN	Cold water (brine)	Kaltwasser (Sole)
c	Concentration	Konzentration
CON	Condenser	Kondensator
COP _{C/H}	Coefficient of performance, cooling / heating	
DEP	Dephlegmator	Dephlegmator
DIFF	Difference	Differenz
EVA	Evaporator	Verdampfer
g	Gas	Gasförmig
GEN	Generator	Generator
HP	High pressure	Hochdruck
HS	Heat source	Wärmequelle
in	Inlet	Einlass
l	Liquid	Flüssig
LP	Low pressure	Niederdruck
m	Arithmetic mean value	Arithmetischer Mittelwert
out	Outlet	Auslass
pso	Poor solution	Arme Lösung
PT	Pressure transmitter	Drucktransmitter
PUMP	Solution pump	Lösungspumpe
RAC	Refrigerant accumulator	Kältemittelsammelbehälter
REC	Rectification column	Rektifikationskolonne
ref	Refrigerant	Kältemittel
rso	Rich solution	Reiche Lösung
RTH	Refrigerant throttle	Kältemitteldrossel
s	Saturation	Sättigung
SAC	Solution accumulator	Lösungssammelbehälter
SNK	Sink water	Wärmesenke
sol	Solution	Lösung
SRC	Source water	Heizwasser
STH	Solution throttle	Lösungsdrossel

Formelzeichen:

α	Wärmeübergangszahl	$\text{kJ} / (\text{m}^2 \text{K})$
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$\text{kJ} / (\text{kg K})$
d	Durchmesser	m
d_h	hydraulischer Durchmesser	m
$\Delta\xi$	Entgasungsbreite	-
f	spezifischer Lösungsumlauf	-
g	Erdbeschleunigung	m / s^2
H	Enthalpie	kJ / mol
η_a	Absorberwirkungsgrad	-
K_B	Basiskonstante	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\text{W} / (\text{m K})$
L	Wärmetönung	kJ / kg
l	Lösungswärme	kJ / kg
\dot{m}	Massenstrom	kg / s
Nu	Nusseltzahl	-
ν	kinematische Viskosität	m^2 / s
p	Druck	bar
pH	pH – Wert (Stoffmengenkonzentration H^+)	-
pOH	pOH – Wert (Stoffmengenkonzentration OH^-)	-
P	mechanische oder elektrische Leistung	W
Pr	Prandtlzahl	-
\dot{Q}	Wärmeleistung	W
r	Kondensationswärme	kJ / kg
Ra	Rayleighzahl	-
Re	Reynoldszahl	-
s	spezifische Entropie	$\text{kJ} / (\text{kg K})$
t	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
T	Temperatur	K
ξ	Ammoniakkonzentration	-

1. Einleitung

Die aktuelle Klimaerwärmung ist derzeit ein dominierendes Thema in unserer Gesellschaft. Die Ursache für die aktuelle Veränderung des Klimas ist der anthropogene Treibhauseffekt, der hauptsächlich durch den Ausstoß von CO₂ durch den Menschen erzeugt wird. Hauptverantwortlich für die stark wachsende CO₂-Konzentration in unserer Atmosphäre ist die Verbrennung von fossilen Brennstoffen zur Umwandlung und Nutzung von Energie. Weiters gewinnt aufgrund der zunehmenden Rohstoffknappheit auf der Erde nachhaltiges Wirtschaften immer mehr an Bedeutung. Heiß diskutierte Themen sind daher immer wieder nachhaltige und möglichst CO₂ arme Techniken zur Stromerzeugung. Es sollte aber auch ein großes Augenmerk auf eine effektive Nutzung von Energie beim Endverbraucher gelegt werden.

Einen wesentlichen Anteil zur effektiven Nutzung von Energie können Wärmepumpen beitragen. Wärmepumpen sind in der Lage, Wärme auf einem niedrigen Temperaturniveau aufzunehmen und sie bei höherer Temperatur wieder abzugeben. Die Wärmepumpe ist daher ideal geeignet, um Wärmequellen auf sonst nicht nutzbarem Temperaturniveau, wie z.B. das Erdreich, die Umgebungsluft uvm. für Heizzwecke zu verwenden. Die Eigenschaft der Wärmepumpe, dass sie Wärme auf einem tiefen Temperaturniveau aufnehmen kann, ermöglicht der Wärmepumpe auch die Kühlanwendung. Auch eine kombinierte Anwendung von Heizung und Kühlung ist in einigen Fällen möglich.

Wärmepumpen sind daher in vielen verschiedenen Anwendungsgebieten verwendete Anlagen. In den meisten Fällen werden heutzutage sogenannte Kompressionswärmepumpen eingesetzt. Diese benötigen aber einen nicht unwesentlichen Anteil an Strom für den Antrieb des Kompressors und somit exergetisch hochwertige Energie. Daher beziehen Wärmepumpen einen nicht unbeträchtlichen Anteil am globalen Strombedarf. Gerade an heißen Tagen - wo viele Kältemaschinen zur Klimatisierung in Betrieb gehen - kann dies auch zu einer Überlastung des Stromnetzes führen.

Aus diesem Grund nimmt die Bedeutung des Absorptionswärmepumpenprozesses zu. Dieser ermöglicht den Betrieb einer Wärmepumpe mit Hilfe einer Wärmequelle, ohne - im Vergleich zu den Wärmeleistungen - großen Bedarf an Strom. Man spricht auch von einer thermisch angetriebenen Wärmepumpe. Ein weiterer Vorteil an diesem Prozess ist, dass er

die Möglichkeit bietet alternative Energien für den Antrieb zu verwenden. Zu diesen gehören „umweltfreundliche“ Energien wie z.B. Sonnenenergie, Biomasse und Abwärme. Absorptionswärmepumpen kommen aber derzeit meist nur in großen Leistungsbereichen zum Einsatz. Bei kleineren Anlagen ist die Komplexität in Kombination mit einem geringen Wirkungsgrad einer solchen Anlage, ein Hindernis zu einem ökonomisch sinnvollen Einsatz. Deshalb wurden mehrere Ansätze zur Effizienzsteigerung von Absorptionswärmepumpen erforscht. Zu diesen gehört für den einfachen Absorptionswärmepumpenprozess, die Zugabe von Additiven, um die Effizienz einer solchen Anlage, entsprechend ihrem Einsatzgebiet, zu optimieren.

Einer dieser Zusätze für eine $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionswärmepumpe ist NaOH. Mehrere Simulationsergebnisse weisen auf eine Effizienzsteigerung durch diese Zugabe hin. Nun gilt es diese Ergebnisse in einem realen Prozess zu bestätigen. Aus diesem Grund wurde im Rahmen einer Diplomarbeit von Kalkgruber (2009), für das Projekt „InnovAP“ (Innovative Absorptions-Wärmepump-Prozesse) an der TU Graz ein Prüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen (Rieberer et al., 2009). Im Zuge dieser Diplomarbeit soll dieser Versuchstand konstruktiv umgebaut werden, um die Leistungsfähigkeit zu erhöhen und die Auswirkungen von NaOH auf den $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionswärmepumpenprozess anhand von Messungen am Prüfstand untersucht werden. Die Ergebnisse sollen Aufschluss auf die technische und wirtschaftliche Machbarkeit dieses Prozesses geben.

Die Diplomarbeit ist in folgende Abschnitte unterteilt:

In Kapitel 2 wird der Aufbau und die Funktion einer Absorptionswärmepumpe und dessen einzelnen Komponenten erklärt. Es wird auf die Anforderungen an Arbeitsstoffe bzw. auf die Eigenschaften des eingesetzten Stoffpaares Ammoniak-Wasser eingegangen. Weiters werden die chemischen Zusammenhänge des Stoffgemisches und die Auswirkungen durch die Zugabe von NaOH bezogen auf den Absorptionswärmepumpenprozess erläutert.

Kapitel 3 befasst sich mit der Beschreibung des aufgebauten Prüfstandes und dessen Bauteile. Die an manchen Komponenten durchgeführten Umbaumaßnahmen werden begründet, und dessen Auswirkungen teilweise mit berechneten Kennzahlen beschrieben. Auch auf die Versorgung mit Wärmequellen und Wärmesenken der Anlage wird eingegangen.

Kapitel 4 beschäftigt sich mit der Mess- und Regeltechnik des Prüfstandes. Die Anordnung und die durchgeführte Kalibrierung der installierten Messwertnehmer werden dargestellt. Es werden die vorgegebenen und die regelbaren Prozessgrößen erläutert und die ausgeführte Regelung am Prüfstand beschrieben.

In Kapitel 5 erfolgt die Inbetriebnahme des Prüfstandes mit dem binären Gemisch Ammoniak-Wasser und dem Gemisch mit dem Zusatz NaOH. Es wird erklärt welche Randbedingungen für die Aufnahme von Messpunkten gewählt wurden. Die aufgenommenen Messpunkte sind in entsprechenden Diagrammen und Tabellen dargestellt und werden diskutiert. Die Messergebnisse werden mit denen vor dem Prüfstandsumbau verglichen, um die Auswirkungen der Umbauarbeiten beurteilen zu können.

Kapitel 6 fasst den Inhalt der Diplomarbeit zusammen.

2. Grundlagen

In diesem Kapitel wird zuerst auf das Arbeitsprinzip einer Absorptionswärmepumpe und die Funktionsweise der einzelnen Komponenten eingegangen. Es wird festgehalten, mit welchen Kennwerten die Beurteilung der Effizienz einer Absorptionswärmepumpe und ihrer Bauteile erfolgt. Weiters wird erläutert, welche Idee hinter der Zugabe von Additiven zum binären Ammoniak – Wasser Gemisch steckt und welche theoretischen Auswirkungen dies in einer Absorptionswärmepumpe hat.

2.1. Funktionsweise einer Absorptionswärmepumpe

Eine Absorptionswärmepumpe hat im Prinzip die gleiche Aufgabe wie eine Kompressionswärmepumpe. Sie soll Wärmeenergie von einem niedrigen Temperaturniveau auf ein Höheres bringen. Sie kann also sowohl für die Heiz- und Kühlung eingesetzt werden. Im Gegensatz zur Kompressionswärmepumpe ist für den Betrieb der Wärmepumpe kein großer Einsatz von mechanischer Energie erforderlich. Die Verdichtung vom Kältemittel erfolgt bei der Absorptionswärmepumpe nicht durch einen Kompressor, sondern über einen Lösungsmittelkreislauf; man spricht daher auch von einem „thermisch angetriebenen Verdichter“. Dieser wird durch die Zufuhr von höherwertiger thermischer Energie (und einer Umwälzpumpe) angetrieben. Anstelle des Kompressors im Kältemittelkreis, befindet sich also bei der Absorptionswärmepumpe der Lösungsmittelkreislauf. Um dies zu veranschaulichen, folgt in Tabelle 2-1 und Abbildung 2-1 eine kurze Gegenüberstellung von Kompressions- und Absorptionswärmepumpen.

Tabelle 2-1: Gegenüberstellung von Kompressions.- und Absorptionswärmepumpen

	Absorptionswärmepumpen	Kompressionswärmepumpen
Arbeitsmedien:	Lösungsmittel + Kältemittel	Kältemittel
Temperaturniveaus:	3	2
Antrieb:	thermisch	mechanisch

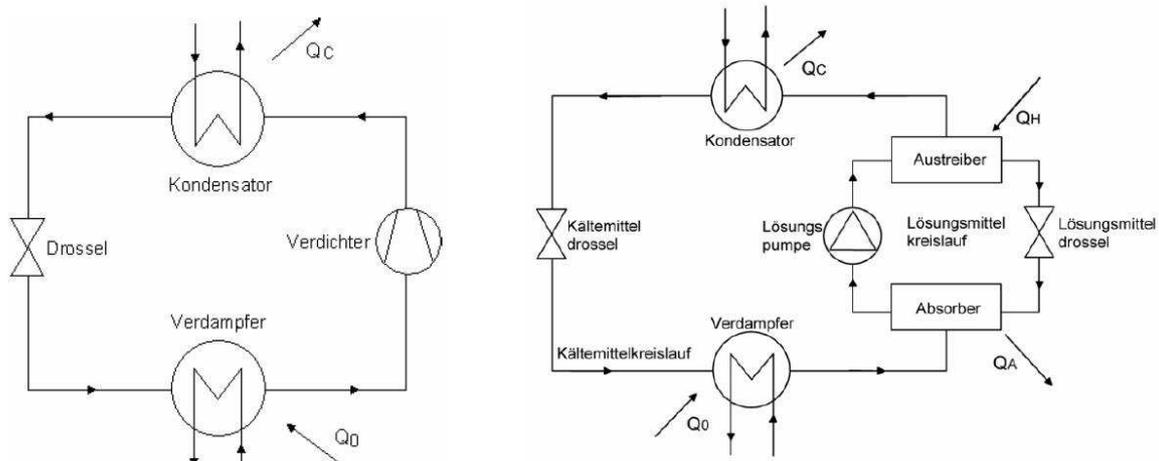


Abbildung 2-1: Vergleich Kompressions- und Absorptionswärmepumpenkreislauf (Rieberer et al., 2010)

Im folgenden Abschnitt werden die Aufgaben der einzelnen Komponenten beschrieben:

- **Kondensator:**

In den Kondensator strömt überhitztes Kältemittel im Hochdruckbereich ein. Dies wird durch die Abfuhr von Wärme gekühlt und kondensiert. Die Kondensationswärme Q_C wird auf mittlerem Temperaturniveau abgeführt.

- **Kältemitteldrossel:**

Das kondensierte Kältemittel wird in der Kältemitteldrossel entspannt und somit auf das Niederdruckniveau gebracht. Das Kältemittel liegt nun im zweiphasigen Zustand vor und befindet sich auf dem niedrigen Temperaturniveau.

- **Verdampfer:**

Das Kältemittel kann nun durch die Zufuhr der Verdampferwärme Q_0 auf niedrigem Temperaturniveau verdampft und überhitzt werden.

- **Absorber:**

Anstatt in den Verdichter, wie im Kompressionswärmepumpenkreislauf, strömt der Kältemitteldampf in den Absorber. Dort trifft das Kältemittel auf die sogenannte „arme Lösung“ und es erfolgt durch eine Wärmeabfuhr Q_A auf mittlerem Temperaturniveau die Absorption des Kältemittels vom Lösungsmittel.

- **Lösungspumpe:**

Die nun genannte „reiche Lösung“ wird mittels einer Umwälzpumpe (die Lösungsmittelpumpe) wieder auf das höhere Druckniveau gebracht. Dies benötigt im Gegensatz zu einem Verdichter im Kompressionswärmepumpenprozess aufgrund der

annähernden Inkompressibilität der „reichen Lösung“ nur eine vernachlässigbar kleine Antriebsenergie.

- **Generator:**

Um die beiden Arbeitsmittel wieder zu trennen ist eine Zufuhr der Wärme Q_H auf hohem Temperaturniveau im Generator erforderlich. Bei dem nun wieder im gasförmigen Zustand befindlichen Kältemittel schließt sich der Kreislauf, in dem es in den Kondensator strömt.

- **Lösungsmitteldrossel:**

Die sich in flüssiger Form befindliche arme Lösung wird durch die Lösungsmitteldrossel auf das niedrige Druckniveau gebracht um anschließend wieder in den Absorber zu fließen.

2.2. Stoffpaare einer Absorptionswärmepumpe

In diesem Unterpunkt wird beschrieben welche Anforderungen ein Kältemittel und ein Lösungsmittel für den Einsatz in einer Absorptionswärmepumpe erfüllen sollen. Weiters wird näher auf das im Prüfstand verwendete Arbeitsstoffpaar Ammoniak – Wasser eingegangen.

2.2.1. Anforderungen an ein Kältemittel

Im Allgemeinen sind die benötigten Eigenschaften für ein Kältemittel bei einer Absorptionswärmepumpe ähnlich wie bei einer Kompressionswärmepumpe. Es folgt eine Auflistung einer Auswahl entscheidender Eigenschaften für ein Kältemittel nach Niebergall (1981):

- **Dampfspannungskurve:** Die kritische Temperatur soll möglichst hoch und die Erstarrungstemperatur möglichst niedrig sein
- **Volumetrische Kälteleistung:** Ist das Produkt aus Verdampfungsenthalpie und des spezifischen Gewichts des Kältemitteldampfes und sollte hinsichtlich der sonst großen Dimensionen der Anlagenbauteile möglichst groß sein
- **Viskosität von Dampf und Flüssigkeit:** Um die Druckverluste zu minimieren sollte diese möglichst klein sein
- **Wärmeleitfähigkeit von Dampf und Flüssigkeit:** Sollte aufgrund der etlichen Wärmeübergänge groß sein
- **Oberflächenspannung:** Eine kleine Oberflächenspannung ist bei der Verdampfung und Absorption von Vorteil
- **Chemischen Anforderungen:** Das Kältemittel soll in seinem zum Einsatz kommenden Temperatur- und Druckbereich stabil sein und sollte im Zusammenwirken mit Verunreinigungen inaktiv sein

- **Brennbarkeit, Explosionsgefahr und toxische Wirkung:** Sollte wenn möglich nicht gegeben sein

2.2.2. Ammoniak als Kältemittel

Ammoniak hat sich bereits als Kältemittel in Kompressionswärmepumpen sehr gut bewährt. In folgender Tabelle sind einige wichtige thermische Eigenschaften für das verwendete Kältemittel Ammoniak aufgelistet. Für einen guten Vergleich werden einige thermodynamische Eigenschaften denen des allseits bekannten Wassers in Tabelle 2-2 gegenübergestellt.

Tabelle 2-2: kalorische Eigenschaften von Ammoniak und Wasser

Größe	Ammoniak	Wasser	Einheit
Erstarrungspunkt atm.	-77,7	0	°C
Siedepunkt atm.	-33,7	100	°C
kritischer Punkt	132,4	374	°C
Sättigungsdruck 10°C / 50°C	6,15 / 20,34	0,0123 / 0, 1235	bar
Verdampfungsenthalpie 30°C	1144	2290	kJ/kg
volumetrische Kälteleistung	10357	69,62	kJ/m ³

Grundsätzlich kann man schnell erkennen, dass sich Ammoniak im Gegensatz zu Wasser auch für unter 0°C im Verdampfer eignet. Aufgrund der hohen Sättigungsdrücke wird der Ammoniak Kältekreislauf meist bei Überdruck betrieben und kann bei entsprechend hohen Temperaturen sehr hohe Drücke erreichen. Erst bei Verdampfertemperaturen von unter -34°C stellt sich ein Unterdruck im Verdampfer ein. Ammoniak besitzt zwar, im Vergleich zu Wasser, eine geringe Verdampfungsenthalpie; jedoch hat es eine, aufgrund seiner viel größeren Dichte in der Gasphase, eine hohe volumetrische Kälteleistung. Dies ist die Ursache für die kleineren Anlagengrößen von mit Ammoniak betriebenen Kältemaschinen. Eine kleine Anlagengröße bei Ammoniak - Kältemaschinen ermöglicht geringe Wärmeverluste im Vergleich zu ihrer Wärmeleistung. Auch die geringe Viskosität von Ammoniak ist hervorzuheben und von Vorteil.

Die physiologischen Eigenschaften des Kältemittels sind dagegen ungünstig. Ammoniak ist giftig und ist in bestimmter Zusammensetzung mit Luft brennbar bzw. explosionsfähig. Dafür macht sich Ammoniak in der Umgebungsluft wegen seines geringen Geruchsschwellenwertes schnell bemerkbar. Chemisch ist Ammoniak sehr beständig. Hinsichtlich Korrosion kann Edelstahl problemlos verwendet werden. Kupfer, kann vor allem bei Anwesenheit von Luftfeuchtigkeit angegriffen werden. Ein großer Vorteil von Ammoniak

gegenüber einigen anderen Kältemittel ist das nicht vorhandene Ozonabbaupotential (ODP) und Treibhauspotential (GWP). (Niebergall, 1981)

2.2.3. Wasser als Lösungsmittel für Ammoniak

Für Absorptionswärmepumpen werden fast ausschließlich die Arbeitsstoffpaare Wasser - Lithiumbromid (Kältemittel - Lösungsmittel) und das in unserem Fall verwendete Ammoniak - Wasser eingesetzt. Die Eigenschaften des Gemisches Ammoniak - Wasser sind daher bereits ausreichend erforscht.

Wasser gelöst in Ammoniak ist ein zeotropes Gemisch, das heißt es besitzt keinen Siedepunkt sondern einen Siedebereich. Während des Verdampfungs- bzw. Verflüssigungsvorganges ändert sich daher die Konzentration der Gasphase und Flüssigphase.

Für die gute Löslichkeit der beiden Stoffe und damit die schnelle Aufnahme von Ammoniak im Absorber ist eine hohe Mischungsenthalpie verantwortlich. Nachteilig ist die geringe Temperaturdifferenz der Siedepunkte. Dies sorgt im Generator für einen großen Anteil an Wasser im ausgetriebenen Ammoniakdampf. Die beiden Komponenten sind miteinander uneingeschränkt mischbar. (Loewer et al., 1987)

Kleine Verunreinigungen durch Wasser im Kältemittel sorgen im Kondensator und im Verdampfer bereits für einen hohen Temperaturgleit während der Verdampfung bzw. Kondensation und somit für eine Verschlechterung der Wärmeverhältnisse in den beiden Komponenten. Deshalb sind zum Teil bei einem Prozess mit Ammoniak-Wasser Gemisch noch weitere Einrichtungen notwendig, um eine möglichst hohe Konzentration von Ammoniak im Kältemittelkreislauf zu erzielen. Diese werden im Kapitel 2.3 näher erläutert.

2.2.4. Absorptionswärmepumpenprozess im Ammoniak – Wasser Lösungsfeld

Für die Darstellung von Sorptionsprozesse sind die sonst üblichen T,s – Diagramme nicht geeignet, da in diesen die für diese Prozesse relevanten Konzentrationen des Zweistoffgemisches nicht darstellbar sind. Es ist also ein Diagramm von Nöten, aus dem die Konzentration des Gemisches und ihre thermodynamischen Zustände erkennbar sind. Diese Anforderungen erfüllt ein Diagramm, in dem als Abszisse der Logarithmus des Druckes und als Ordinate die reziproke Temperatur aufgetragen ist. (Niebergall, 1981)

In diesem sogenannten $\lg p$ vs. $1/T$ Diagramm ist es nun möglich den vollständigen Absorptionswärmepumpenprozess darzustellen. In der Abbildung 2-2 ist dieser Prozess mit den Medien Ammoniak und Wasser dargestellt. In diesem sind die Dampfdruckkurven bei entsprechenden Konzentrationen eingetragen. Die roten durchgezogenen Linien stellen die Siedelinien und die blauen unterbrochenen Linien die Taulinien dar. Mit einem eingezeichneten Absorptionspumpenprozess sieht das $\lg p$ vs. $1/T$ folgendermaßen aus:

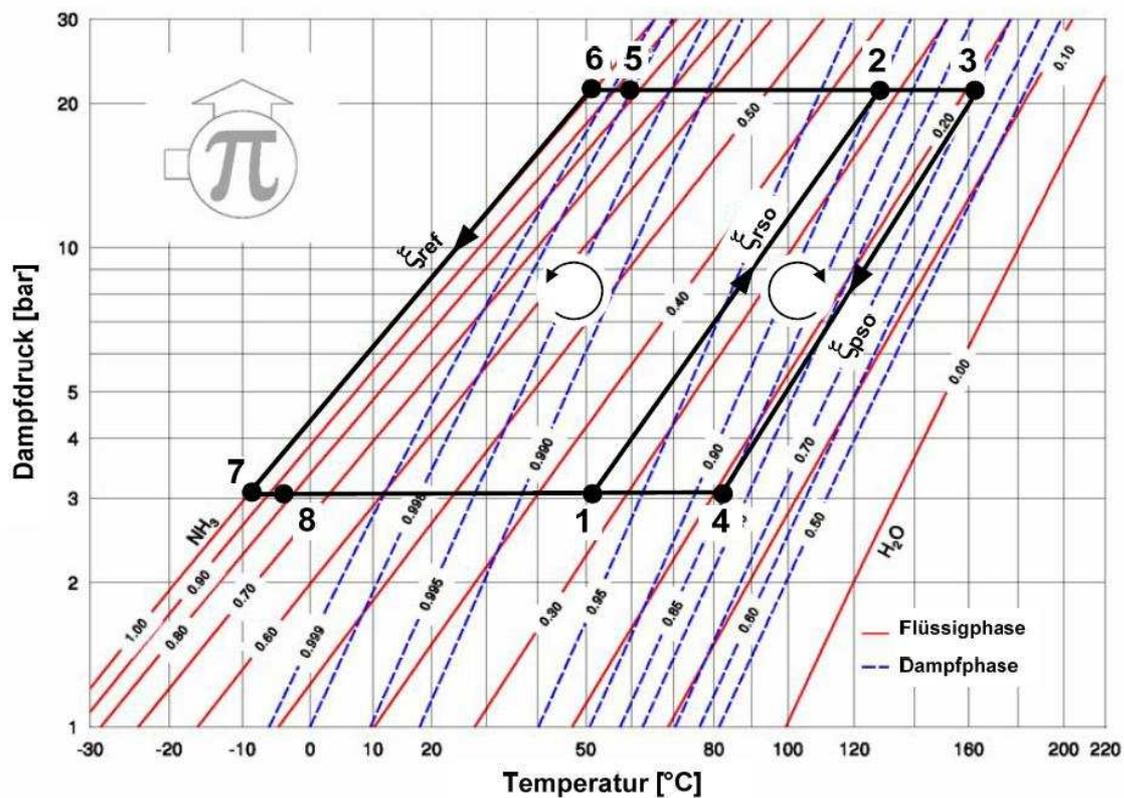


Abbildung 2-2: Absorptionswärmepumpenprozess im $\lg p$ vs. $1/T$ Diagramm (Rieberer et al., 2010)

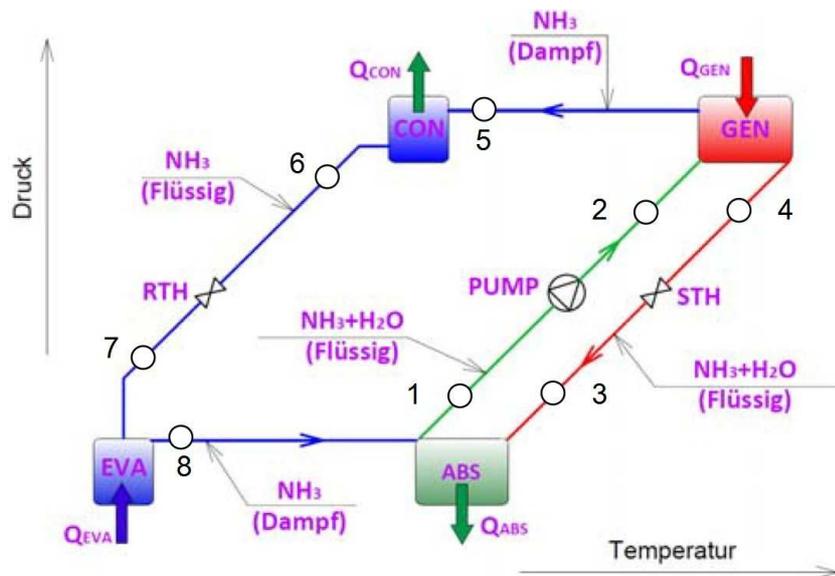


Abbildung 2-3: Schematisch dargestellter Absorptionswärmepumpenprozess (Rieberer et al., 2010)

Zum Verständnis wird das eingetragene Prozessbeispiel (Abbildung 2-2) und die dargestellten Punkte im $\lg p$ vs. $1/T$ – Diagramm und im Schaltschema (Abbildung 2-3) nun näher erläutert:

Der Punkt (1) entspricht dem Austritt aus dem Absorber. Die reiche Lösung hat eine Temperatur von 52°C , eine Ammoniakkonzentration ξ_{rso} von 0,34% und befindet sich im Niederdruckgebiet, das einem Druck von 3 bar entspricht. Die reiche Lösung wird nun über die Lösungsmittelpumpe auf das Hochdruckniveau von 22 bar gebracht; Punkt (2). Im Generator kommt es durch die Zufuhr von Wärme auf hohem Temperaturniveau zur teilweisen Verdampfung. Dabei erhält man eine Gasphase mit hoher Konzentration und eine Flüssigphase mit niedriger Konzentration an Ammoniak bei 160°C ; Punkt(3). Die Konzentration ξ_{pso} der im flüssigen Zustand befindlichen Phase, die arme Lösung, sinkt auf 19%. Die arme Lösung wird nun über die Lösungsmitteldrossel auf das Niederdruckniveau entspannt und wieder dem Absorber zugeführt; Punkt (4).

Die ausgetriebene Dampfphase wird durch die vorhandene Rektifikationskolonne + Dephlegmator abgekühlt. Die Dampfphase entspricht nun der Konzentration des Kältemittels (ξ_{ref} von 99,8%) und erreicht mit 60°C den Kondensator; P unkt (5). Hier geht das Kältemittel wieder durch Wärmeabfuhr in die Flüssigphase über und erreicht eine Temperatur von 50°C ; Punkt (6). Durch die Verunreinigung des Kältemittels durch Wasser von 0,2% entsteht die Temperaturdifferenz zwischen Punkt (5) und (6).

Die Entspannung erfolgt über die Kältemitteldrossel auf das Niederdruckniveau. Die Temperatur sinkt auf -10°C ; Punkt (7). Die anschließende Verdampfung erfolgt über die Wärmezufuhr auf niedrigem Temperaturniveau; Punkt (8). Dabei braucht der kleine Anteil an Wasser im Kältemittel nicht vollständig verdampft werden. Die übriggebliebene Flüssigkeit kann dem Absorber in flüssiger Form zugeführt werden um eine sonst im Verdampfer unnötig hohe Temperaturdifferenz zu vermeiden. Das Kältemittel und die „arme Lösung“ treffen nun im Absorber wieder aufeinander; die beiden Kreisprozesse schließen sich.

2.3. Rektifikation

Wenn als Lösungsflüssigkeit ein flüchtiger Stoff im Einsatz ist, so wird im Generator bei der Verdampfung auch ein Teil des Lösungsmittels ausgetrieben. Dabei ist der Anteil des leichter siedenden Stoffes im Dampf höher bzw. in der verbleibenden Flüssigkeit niedriger. Die Konzentration an mitverdampftem Lösungsmittel nimmt dabei mit weiter auseinanderliegenden Siedepunkten der Flüssigkeiten ab. Da im Kältemittelkreislauf aber kein Lösungsmittel erwünscht ist, muss versucht werden, die Konzentration des Lösungsmittels im Kältemittel so weit wie möglich zu senken. (Niebergall, 1981)

Die Rektifikation beruht wie die Destillation auf der unterschiedlichen Flüchtigkeit und Siedetemperaturen beider Komponenten. Aber im Gegensatz zur einfachen Destillation ist man mit einer Rektifikation in der Lage, Flüssigkeiten mit nahe beieinander liegenden Siedepunkten zu trennen. Das Verfahren beruht auf einer mehrmaligen Verdampfung und Kondensation. Deshalb spricht man auch von einer Mehrfachdestillation. Die Verdampfung findet bei einem Absorptionswärmepumpenprozess im Generator statt, die Kondensation in einem sogenannten Dephlegmator der die Kondensationswärme meist über das Kühlwasser abführt (vgl. Wärmebilanzen, Kapitel 2.5).

Durch diese mehrfache Destillation nimmt die Konzentration der leichtflüchtigeren Komponente ständig zu. Ausgeführt wird eine Rektifikation meist in einer senkrecht stehenden Kolonne, wo der aufsteigende Dampf im Gegenstrom zum herabfließenden Kondensat strömt. Diese Art der Rektifikation wird auch Gegenstromrektifikation bezeichnet. Durch den ständigen Kontakt von Dampf und Kondensat kommt es zu einem intensiven Stoff- und Wärmeaustausch. Dabei kondensieren an der Flüssigkeitsoberfläche die schwerflüchtigen Anteile und setzen ihre Verdampfungswärme frei. Diese wird benötigt, um die leichtflüchtigen Anteile aus dem Kondensat auszutreiben. Der Dampf reichert sich also mit zunehmender Höhe mit der leichtflüchtigen Komponente an und das Kondensat auf

dem Weg nach unten erreicht eine immer größere Konzentration der schwerflüchtigeren Komponente.

Für die Maximierung des Stoff- und Wärmeübergangs sind in der Kolonne Füllkörper, Böden oder geordnete Packungen eingebaut. Sie verlängern die Zeit des Kontaktes beider Phasen, erhöhen die Kontaktfläche und sorgen für eine hohe Turbulenz. (Christen, 2010)

In der Abbildung 2-4 ist ein schematischer Aufbau einer kontinuierlich betriebenen Rektifikationskolonne dargestellt:

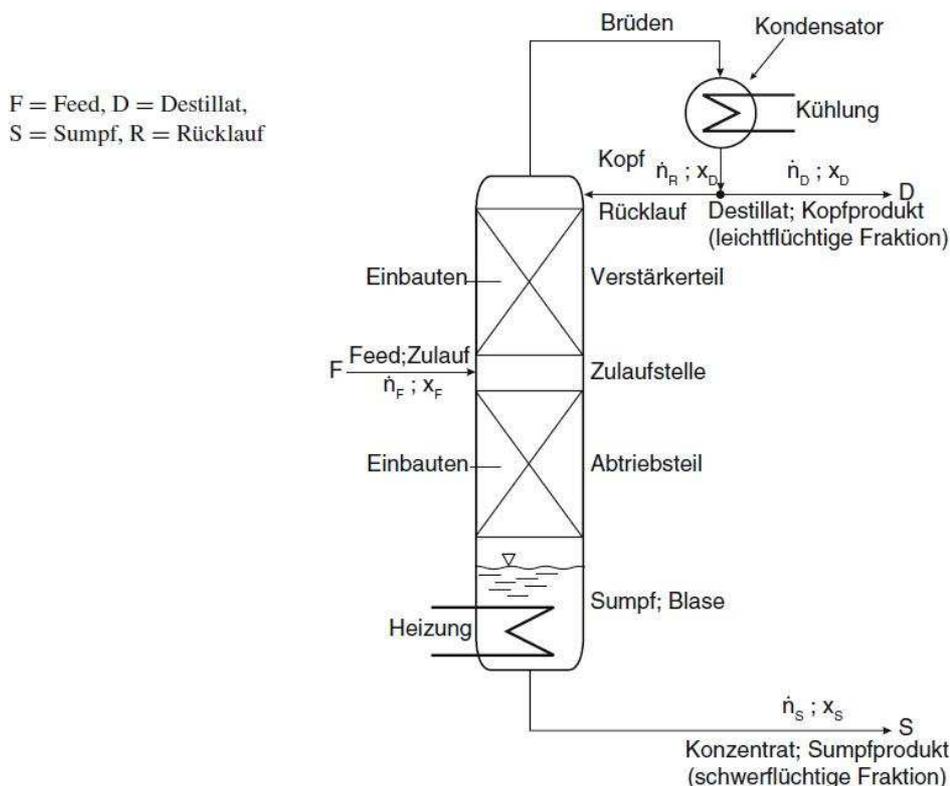


Abbildung 2-4: Aufbau einer Rektifikationskolonne (Christen, 2010)

2.4. Absorption / Desorption

„Unter Absorption (Wäsche) versteht man das Lösen gasförmiger Stoffe (Absorptive) in einer Flüssigkeit (Absorbens, Waschmittel). Der umgekehrte Vorgang wird als Desorption (Strippen) bezeichnet.“ (Mersmann et. al., 2005)

Dabei wird grundsätzlich unterschieden wo sich der aufgenommene Stoff im sogenannten Sorptionsmittel oder auch Lösungsmittel genannt anlagert. Von einer Adsorption spricht man, wenn sich der Stoff lediglich an der Oberfläche des Lösungsmittels ansammelt. Bei der

Absorption dringt hingegen der zu sorbierende Stoff in das Sorptionsmittel ein. Bei dem Stoffpaar Ammoniak / Wasser fungiert das Wasser als Lösungsmittel für Ammoniak. Das gasförmige Ammoniak geht im Absorber durch die Absorption in Wasser in flüssige Phase über. Während des Lösungsvorganges gehen mehrere chemische und physikalische Vorgänge vonstatten (Vgl. Kapitel 2.6). Es entsteht ein homogenes Gemisch aus Ammoniak und Wasser.

Bei einer Absorption handelt es sich also um einen Stoffübertragungsvorgang. Dabei geht in einem Absorptionswärmepumpenprozess der Kältemitteldampf in die absorbierende Lösung über. Dieser Vorgang erfordert eine große Berühroberfläche zwischen dem Kältemittel und der Lösung. Weiters tritt bei der Absorption in Kälteanlagen eine beträchtliche Wärmemenge auf. Dabei ist neben der Kondensationswärme zusätzlich noch ein großer Anteil an Lösungswärme an die Umgebung abzuführen (Vgl. Kapitel 2.6). Deshalb ist neben einer guten Wärmeabfuhr auch für eine große Wärmeübertragungsfläche zu sorgen. Entscheidende Merkmale einer Konstruktion eines Absorbers einer Kälteanlage sind somit die groß ausgeführten Stoff- und Wärmeübertragungsflächen. (Niebergall, 1981)

Die Desorption ist die Trennung eines Stoffes von einem Lösungsmittel. Sie ist also im Allgemeinen die Umkehrung der Absorption oder Adsorption. Diese Trennung kann z.B. durch die Zufuhr von Wärme oder durch das Absenken des Druckes erfolgen, denn die Gaslöslichkeit des gelösten Stoffes nimmt mit steigender Temperatur und sinkendem Druck ab. In Absorptionswärmepumpen erfolgt diese Austreibung durch Wärmezufuhr in einem sogenannten Generator.

Bei binären Gemischen ist dabei entscheidend ob das flüssige Absorptionsmittel selbst flüchtig ist. Flüchtige Absorptionsmittel entwickeln einen eigenen Dampfdruck; das heißt beim Austreiben eines Stoffes entsteht kein reiner Dampf des auszutreibenden Stoffes, sondern ein Dampfgemisch mit dem entsprechenden Partialdruck des Lösungsmittels. Dies ist eine Eigenschaft die auch das Gemisch Ammoniak-Wasser besitzt. Es sind daher nach dem Generator noch weitere Einrichtungen erforderlich um die Reinheit des ausgetriebenen Dampfes zu erhöhen (Vgl. Kapitel 2.6).

2.5. Wärmebilanzen und Kennzahlen einer Absorptionswärmepumpe

Merkmal einer Absorptionskältemaschine ist, dass mit Ausnahme von dem sehr kleinen mechanischen Leistungsbedarf der Lösungsmittelpumpe, nur Wärmeleistungen im Spiel sind. In Abbildung 2-5 sind die zu- und abgeführten Wärmeströme in einem Schaltschema eines einfachen Absorptionswärmepumpenprozesses mit Rektifikation eingezeichnet.

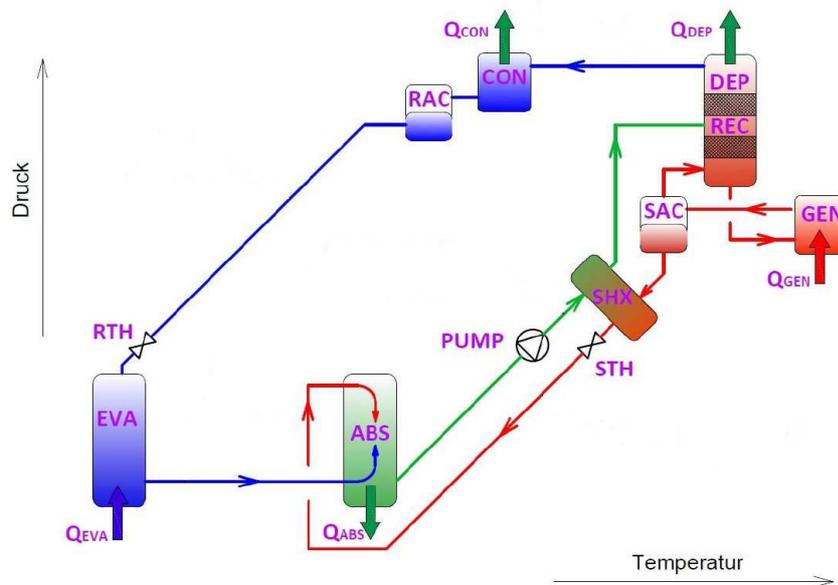


Abbildung 2-5: Darstellung der Wärmeströme in einem Schaltbild eines einfachen Absorptionswärmepumpenprozesses mit Rektifikation (Rieberer et al., 2010)

Die Bilanz von den zu- und abgeführten Leistungen unter der Vernachlässigung von Wärmeverluste lautet folgendermaßen:

$$\dot{Q}_{EVA} + \dot{Q}_{GEN} + P_{PUMP} = \dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{DEP} \quad \text{Gl. 2-1}$$

$\dot{Q}_{EVA} \dots$	zugeführte Wärme im Verdampfer
$\dot{Q}_{GEN} \dots$	zugeführte Wärme im Generator
$P_{PUMP} \dots$	Antriebsleistung der Lösungsmittelpumpe
$\dot{Q}_{ABS} \dots$	abgeführte Wärme im Absorber
$\dot{Q}_{CON} \dots$	abgeführte Wärme im Kondensator
$\dot{Q}_{DEP} \dots$	abgeführte Wärme im Dephlegmator

Die Wärmeleistungen werden wie bereits erwähnt auf 3 verschiedenen Temperaturniveaus der Maschine ab- und zugeführt. Deren Bezeichnung lautet folgendermaßen:

- Kaltwassertemperatur, am Verdampfer
- Kühlwassertemperatur, am Kondensator, Absorber und Dephlegmator
- Heizwassertemperatur, am Generator

Um die Güte einer Absorptionsmaschine mit einer Kennzahl zu beschreiben wird der „Coefficient of Performance“ (COP) herangezogen. Er beschreibt die Wärmeverhältnisse der Maschine, in dem er den Nutzen dem Aufwand gegenüberstellt. Dabei ist zu beachten, dass die Energien, die dem Nutzen oder Aufwand zugeordnet werden, für die Heiz- und Kühlanwendung unterschiedlich sind. Für die Kühlanwendung stellt die zugeführte Wärme am Verdampfer den Nutzen dar, für die Heizungsanwendung die abgegebene Wärme am Absorber, Kondensator und Dephlegmator. Deshalb existiert für einen Sorptionsprozess ein COP_H für den Heizbetrieb und ein COP_C für den Kühlbetrieb. Die beiden COP - Werte sind in den Gleichungen 2-2 und 2-3 dargestellt.

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{DEP}}{\dot{Q}_{GEN} + P_{PUMP}} \quad \text{Gl. 2-2}$$

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{GEN} + P_{PUMP}} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Dabei kann aber die Leistung der Lösungsmittelpumpe (P_{PUMP}) meist vernachlässigt werden, da diese im Vergleich zu den Wärmeflüssen gering ist.

Die Lage der Temperaturniveaus des Sorptionsprozesses wird mit den Kennzahlen Temperaturhub und Temperaturschub beschrieben. Die Differenz von mittlerer Kühlwassertemperatur ($t_{snk,m}$) und mittlerer Kaltwassertemperatur ($t_{brn,m}$) wird als Temperaturhub (Gl. 2-4) bezeichnet. Der Temperaturunterschied der mittleren Heiztemperatur ($t_{src,m}$) und der mittleren Kühlwassertemperatur ($t_{snk,m}$) wird mit dem Temperaturschub (Gl. 2-5) beschrieben.

$$\Delta T_{LIFT} = t_{snk,m} - t_{brn,m} \quad \text{Gl. 2-4}$$

$$\Delta T_{SCHUB} = t_{src,m} - t_{brn,m} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Über die Konzentrationen des Stoffpaares im Sorptionsprozess geben die beiden Kennzahlen, Entgasungsbreite und spezifischer Lösungsumlauf Auskunft. Die Differenz der Konzentrationen von reicher und armer Lösung ergibt die Entgasungsbreite (Gl. 2-6).

$$\Delta\xi = \xi_{rso} - \xi_{pso} \quad \text{Gl. 2-6}$$

Das Verhältnis der Massenströme von reicher Lösung zu Kältemittel wird als spezifischer Lösungsumlauf (Gl. 2-7) bezeichnet. Dies lässt sich auch mithilfe der Konzentrationen ausdrücken.

$$f = \frac{\dot{m}_{rso}}{\dot{m}_{ref}} = \frac{\xi_{ref} - \xi_{pso}}{\xi_{rso} - \xi_{pso}} \quad \text{Gl. 2-7}$$

Hier kann man schnell erkennen, dass eine kleine Entgasungsbreite einen großen spezifischen Lösungsumlauf zur Folge hat. Für hohe Generatortemperaturen ergibt sich ein kleiner spezifischer Lösungsumlauf für niedrige Temperaturen ein hoher. Bei höheren Generatortemperaturen ist der Aufwand für die Rektifikation größer, dafür nimmt der Massenstrom der armen Lösung ab. Für eine Absorptionswärmepumpe gibt es daher eine optimale Entgasungsbreite bzw. Lösungsumlauf.

Bei einem idealen Absorptionsvorgang wird davon ausgegangen, dass die Absorption auf einer Isobaren verläuft und umkehrbar ist. Bei einem realen Absorptionsvorgang sorgen Druckverluste und vor allem die Unterkühlung der absorbierenden Lösung für eine Abweichung von der idealen Absorption. Die Notwendigkeit der Unterkühlung der absorbierenden Lösung lässt sich durch die endliche Wärmeaustauschfläche und der endlichen Verweilzeit im Absorber erklären. Der Begriff der Unterkühlung ist daher für einen Absorber eine charakteristische Größe. Sie wird auf den Austrittszustand der angereicherten Lösung aus dem Absorber bezogen und entspricht der Differenz aus der theoretischen und der tatsächlichen Temperatur der aus dem Absorber austretenden Lösung (Gl. 2-8). In Abbildung 2-6 ist die Abweichung von Druck und Temperatur, der austretenden reichen Lösung, vom idealen Absorptionsvorgang dargestellt. (Niebergall, 1981)

$$\Delta T_{RSO} = t_{RSO_THEOR} - t_{RSO} \quad \text{Gl. 2-8}$$

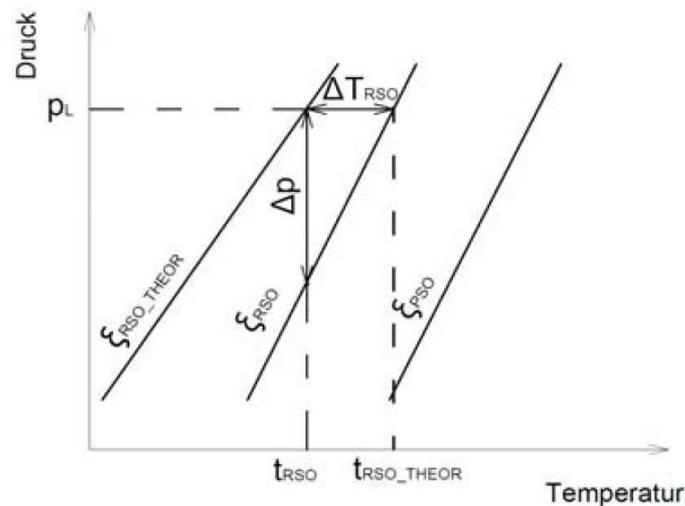


Abbildung 2-6: Darstellung der Unterkühlung und des Druckabfalls im Absorber im Lösungsfeld (Rieberer et al., 2010)

Ein Absorber kann mit einem Absorptionswirkungsgrad (Gl. 2-9) bewertet werden. Dieser vergleicht die tatsächliche Anreicherung der armen Lösung mit der theoretisch möglichen Konzentration der reichen Lösung (ξ_{RSO_th}) einer isobaren Absorption, die aus dem Absorber austritt. (Niebergall, 1981)

$$\eta_a = \frac{\xi_{RSO} - \xi_{PSO}}{\xi_{RSO_THEOR} - \xi_{PSO}} \quad \text{Gl. 2-9}$$

2.6. Wärmetönung und chemische Vorgänge im Ammoniak - Wasser Gemisch

Die Wärmemenge, die einem Sorptionsprozess zu- oder abzuführen ist, bezeichnet man als Wärmetönung. Sie wird bestimmt durch Aufheiz- oder Abkühlvorgänge, Verdampfungs- und Kondensationsvorgänge und durch die Lösungswärme. Die Lösungswärme, auch als Mischwärme bezeichnet, tritt bei dem zeotropen Gemisch Ammoniak-Wasser auf und kann beträchtliche Größen annehmen. Es ist ein Anzeichen dafür, dass Veränderungen im molekularen Zustand der beiden Mischbestandteile auftreten. Die Lösungswärme ist jene Wärme, die beim Übergang eines gasförmigen oder flüssigen Stoffes in Lösung auftritt. Diese Wärmemenge ist der Lösung zuzuführen oder zu entziehen um einen isothermen Mischvorgang zu erreichen. Sie wird auf 1 kg des aufzulösenden Stoffes bezogen. (Niebergall, 1981)

Somit setzt sich die Wärmetönung aus folgenden Termen zusammen (Gl. 2-10):

$$L = c_{p-g} \cdot (t - t_s) + r - c_{p-l} \cdot (t - t_s) + l \quad \text{Gl. 2-10}$$

$c_{p-g} \cdot (t - t_s)$: Wärmemenge, um den überhitzten Dampf (t) auf die Sättigungstemperatur (t_s) zu bringen

r : Kondensationswärme

$c_{p-l} \cdot (t - t_s)$: Wärmemenge, um das kondensierte Arbeitsmittel auf die Temperatur des Lösungsmittels zu bringen

l : Lösungswärme; für das Gemisch Ammoniak–Wasser positiv

Im Absorptionswärmepumpenprozess kommt es im Absorber zu einer Lösung von gasförmigen Kältemittel in flüssiger Lösung; Wärme muss abgeführt werden. Im Generator findet der Umkehrprozess statt, das heißt Wärme muss zugeführt werden.

Ammoniak- und Wassermoleküle sind Dipolmoleküle. Sie besitzen die Eigenschaft, dass ihre Schwerpunkte der positiven und negativen Ladungen nicht zusammenfallen. Das heißt eine Seite des Moleküls ist negativ, die andere positiv geladen. Durch die Polarität der beiden Moleküle kommt es zu einer Anziehung. Der Molekülaufbau und ihre gerichteten Ladungen sind in Abbildung 2-7 zu sehen.

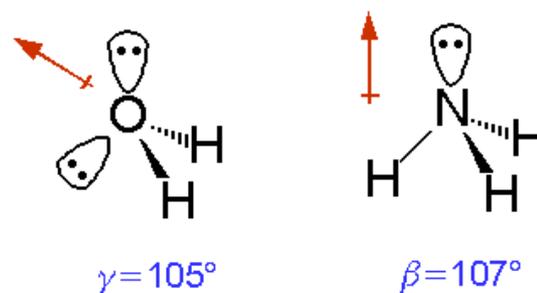


Abbildung 2-7: Molekülaufbau und Polarität von Wasser und Ammoniak

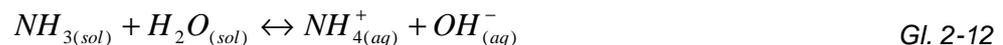
Wasser besitzt einen besonders starken Dipolcharakter. Aus diesem Grund gilt Wasser als sehr wirksames polares Lösungsmittel. Es löst hervorragend polare Bindungen wie Salze, Säuren, Basen und auch organische Substanzen mit polaren Verbindungen. (Bannwarth, 2007)

Die beiden Moleküle gehen in Lösung eine Dipol-Dipol-Bindung ein. Zusätzlich treten noch Wasserstoffbrückenbindungen auf. Wenn nun gasförmiges Ammoniak in Wasser hydratisiert wird (Gl. 2-11), findet eine Energiefreisetzung statt.



Diese Energie muss bei reinem Ammoniak - Wasser Gemisch im Absorber abgeführt bzw. im Desorber zugeführt werden. (Vgl. mit Wärmetönung, Gl. 2-10)

Zusätzlich kommt es, wenn Ammoniak und Wasser in Lösung gehen, zur Ausbildung einer Lauge. Dabei dissoziiert die Base Ammoniak in Wasser in ein Hydroxid-Ion und in ein Baserest-Ion. Die entstehende Lauge wird auch umgangssprachlich als Salmiakgeist bezeichnet. Folgender chemischer Vorgang (Gl. 2-12) ermöglicht die Bildung von Hydroxid-Ionen, die für eine basische Lösung verantwortlich sind. (Czeslik et. al., 2010)



Das Gemisch Ammoniak-Wasser ist eine schwache Base. Es erfolgt keine vollständige Ausbildung von OH^- und NH_4^+ Ionen. Es stellt sich, je nach Konzentration von Ammoniak in der Lösung, ein gewisses Gleichgewicht ein. Dieses Gleichgewicht wird durch die Basenkonstante K_B ausgedrückt und ist die Gleichgewichtskonstante für die Reaktion einer schwachen Base mit Wasser. Sie beträgt für das Gemisch Ammoniak Wasser $K_B = 1,8 \cdot 10^{-5}$ mol/L (Gl. 2-13 und Gl. 2-14). (Mortimer und Müller, 2007)

$$K_B = \frac{c(OH^-) \cdot c(NH_4^+)}{c(NH_3)} \quad \text{Gl. 2-13}$$

$$pK_B = -\lg \frac{K_B}{mol \cdot L^{-1}} \quad \text{Gl. 2-14}$$

Durch die laut Reaktionsgleichung (Gl. 2-12) gleiche Konzentration von OH^- und NH_4^+ ergibt sich über die bekannte Basenkonstante und das vorhandene Mischungsverhältnis von Ammoniak im Wasser eine bestimmte Konzentration an OH^- Ionen. Diese OH^- Konzentration wird auch mit der Anwendung des negativen dekadischen Logarithmus, durch den pOH – Wert, ausgedrückt (Gl. 2-15 und Gl. 2-16). Der Zusammenhang von dem üblicherweise

verwendeten pH-Wert und dem pOH-Wert ist in Gl. 2-17 dargestellt. (Latscha und Klein, 2007)

$$pOH = -\lg \frac{c(OH^-)}{\text{mol} \cdot L^{-1}} \quad \text{Gl. 2-15}$$

$$pOH \approx \frac{1}{2} \left(pK_B - \lg \frac{c(NH_3)}{\text{mol} \cdot L^{-1}} \right) \quad \text{Gl. 2-16}$$

$$pH + pOH = 14 \quad \text{Gl. 2-17}$$

Aus der Definition des pH-Wertes lässt sich nun einfach das Verhältnis von NH_4^+ -Ionen zu Ammoniak bestimmen. Dies ist in Abbildung 2-8 dargestellt:

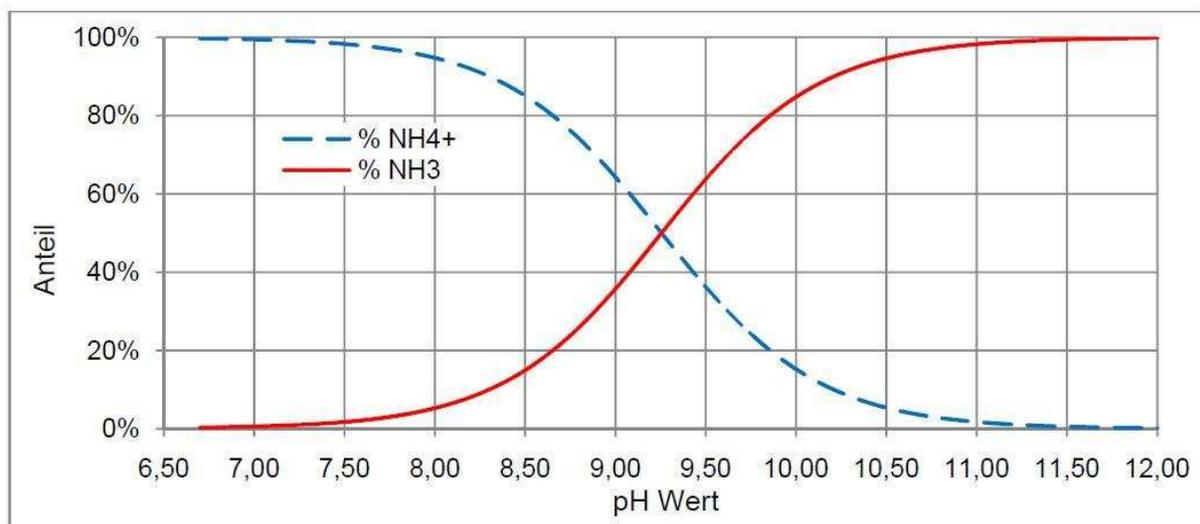


Abbildung 2-8: Ammoniak vs. NH_4^+ in Abhängigkeit des pH-Wertes (Rieberer et al., 2010)

Der Einfluss von Druck und Temperatur auf eine Lösung kann mit dem Prinzip des kleinsten Zwanges beschrieben werden. Wenn wie bei Ammoniak-Wasser eine Energieabfuhr notwendig ist, um in den gelösten Zustand überzugehen, steigt die Löslichkeit mit sinkender Temperatur. Bei Erhöhung des Druckes weicht das Gas aus, indem es in Lösung geht. (Mortimer und Müller, 2007)

2.7. Ammoniak, Wasser und Zusätze

Der herkömmliche Ammoniak-Wasser Absorptionspumpenprozess bringt für manche Anwendungen einige Probleme mit sich. Dazu gehören vor allem die hohe Temperatur zum Antrieb des Generators und die Notwendigkeit einer Rektifikation inklusive eines

Dephlegmators. Aus diesen Gründen ist es oftmals nicht möglich die Absorptionswärmepumpe mit z.B. solarer Energie oder industrieller Abfallwärme zu betreiben. Dies führte dazu, dass es zu vielen Untersuchungen bezüglich Zusätze zu dem Gemisch Ammoniak-Wasser kam, um eine geringere Generator Temperatur und einen höhere Kältemittelreinheit nach der Austreibung zu realisieren.

2.7.1. Chemische Grundlagen

Zu diesen Zusätzen zählen in erster Linie Salze oder salzähnliche Hydroxide, die mit Wasser in Lösung gehen. Als Salze bezeichnet man chemische Bindungen, die aus negativen Ionen, den sogenannten Anionen, und aus positiv geladenen Ionen, den Kationen, aufgebaut sind. Salze gehen im Gegensatz zu Ammoniak mit Wasser eine Ion-Dipol Bindung ein, die im Allgemeinen stärker als eine Dipol-Dipol Bindung ist.

Allgemein kann man sagen, dass sich nur polare mit polaren und unpolare mit unpolaren Stoffen lösen. Kristalle mit kovalenten Verbindungen sind in allen Flüssigkeiten unlöslich. Wasser ist eine polare Flüssigkeit und ist imstande viele Ionen-Verbindungen wie in etwa Salze aufzulösen. Die positiven Ionen (Kationen) gehen eine Bindung mit den negativ geladenen Enden der Lösungsmittelmoleküle ein, die negativen Ionen (Anionen) mit den positiven Enden (Abbildung 2-9). Es entstehen Ion-Dipol Bindungen die von Wassermolekülen umgeben sind. Dieser Vorgang wird auch als Hydratation bezeichnet. (Mortimer und Müller, 2007)

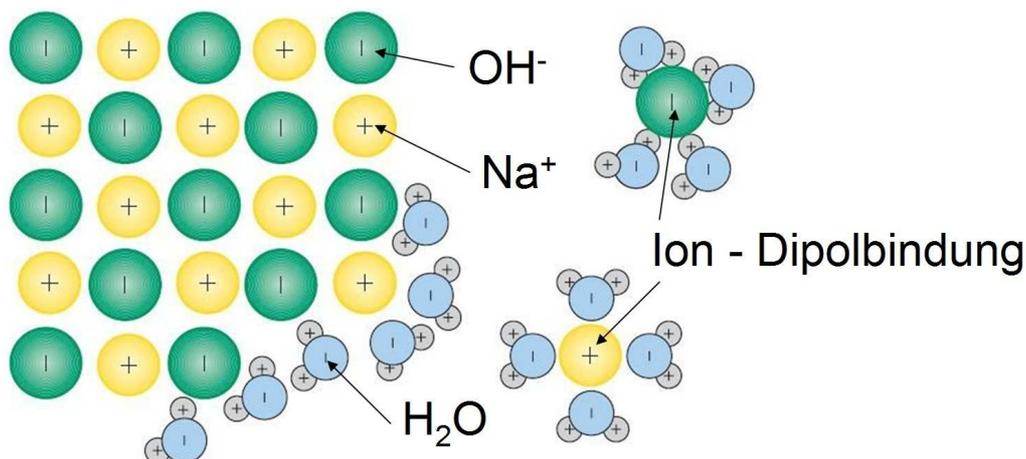
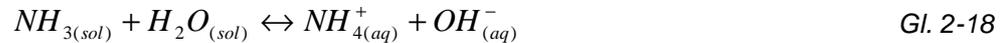


Abbildung 2-9: Hydratation eines Ionenkristalls (gem. Mortimer und Müller, 2007)

Durch die Anwesenheit eines Salzes in der Ammoniak Wasser Lösung verdrängt das Salz die NH_4^+ Ionen von den Wassermolekülen. Es kommt zu einer Verlagerung des

Gleichgewichts in Richtung der Ausgangsstoffe; in Gl. 2-18 nach links. Dies sorgt für eine Abnahme der Löslichkeit von Ammoniak in Wasser und somit auch für eine größere Reinheit des Ammoniakdampfes nach der Verdampfung im Generator.



Die Zugabe von Salzen oder Hydroxide in diese Lösung hat auch einen entscheidenden Einfluss auf die Siedetemperatur. Daher unterscheidet man zwischen den beiden Zusatzgruppen, die den Dampfdruck der Ammoniak-Wasser Lösung erhöhen oder erniedrigen. (Steiu et. al., 2009)

- Siedetemperaturerhöhung (LiBr, LiCl und LiNO₃)
- Siedetemperaturniedrigung (NaOH, KOH und LiOH)

Die Siedetemperaturerhöhung wird durch die von den Zusätzen bevorzugte flüssige Phase der Ammoniakmoleküle begründet. Das Absinken der Siedetemperatur durch Zusätze lässt sich mit den kaum mehr vorhandenen Dipol-Dipol Bindungen zwischen den Ammoniak- und Wassermolekülen erklären. Für den Betrieb einer Absorptionswärmepumpe mit Wärmequellen auf möglichst niedrigem Temperaturniveau kommen daher nur Zusatzstoffe in Frage die die Siedetemperatur im Generator senken. (Steiu et. al., 2009)

Die Hydroxide in der Gruppe der Siedetemperaturniedrigenden Stoffe sind aufgrund ihrer OH⁻ Ionen in ihrem Molekülaufbau starke Basen. Durch die Beigabe dieser Hydroxide in ein Ammoniak-Wasser Gemisch erhöht sich der pH-Wert des nun ternären Gemisches stark. In Abbildung 2-8 ist ersichtlich, dass die Konzentration von Ammoniumsalz (NH₄⁺) bei hohen pH-Werten stark abnimmt. Somit kann man in einer Ammoniak-Wasser Lösung durch die Zugabe einer starken Base die Ammoniumsalze wieder in Ammoniak überführen. Ammoniak ist in diesem ungelösten Zustand unter den Temperaturen im Generator gasförmig und treibt somit aus. Mithilfe des Programmes ASPEN Plus wurden die Siedelinien des Dreistoffgemisches für verschiedene NaOH Konzentrationen (Abbildung 2-10) berechnet (Rieberer, 2010). Wie man in dieser Abbildung gut erkennen kann, sinkt die Siedetemperatur der Lösung Ammoniak-Wasser, mit der Zunahme der NaOH-Konzentration in dem Gemisch (außer bei sehr geringen Ammoniakkonzentrationen).

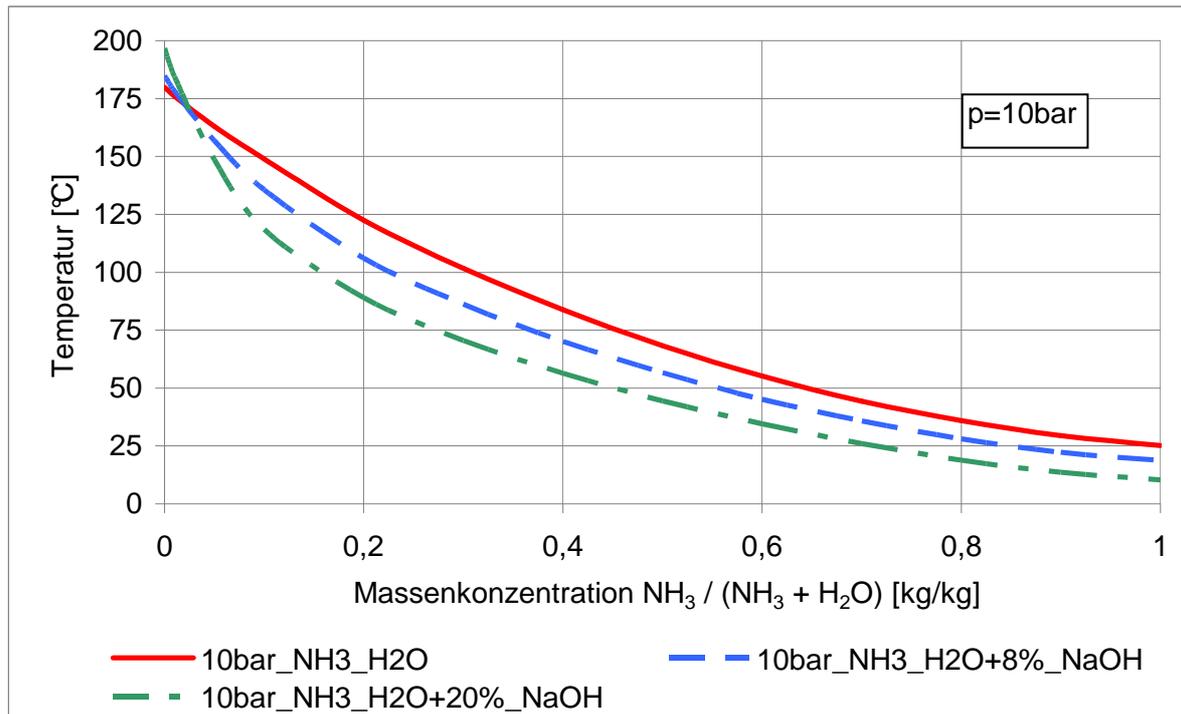


Abbildung 2-10: Vergleich der Siedelinien von NH₃/H₂O mit verschiedenen NaOH Konzentrationen (gem. Rieberer et al., 2010)

2.7.2. Der NH₃ / H₂O Absorptionswärmepumpenprozess mit dem Zusatz NaOH

Wie im vorherigen Kapitel erwähnt sinkt durch die Zugabe von NaOH die Siedetemperatur des 3-Stoffgemisches. Dies kann die Anwendungsgebiete einer Absorptionswärmepumpe erweitern. Da diese Hydroxide aber nicht nur im Generator anwesend sind, ergeben sich dadurch auch mehrere Nachteile. Dazu gehören im Besonderen die Verschlechterung der Bedingungen für die Absorption und die Möglichkeit der Kristallisation in mehreren Bauteilen. Weiters erhöht sich durch den Zusatz NaOH die Viskosität des Gemisches. Dies hat eine negative Auswirkung auf den konvektiven Wärmeübergang in den Komponenten. Zusätzlich ist durch die Anwesenheit von NaOH mit einem stärker auftretenden Korrosionsangriff zu rechnen. Laut Kalkgruber (2009) der Korrosionsuntersuchungen mit dem Dreistoffgemisch NH₃ / H₂O / NaOH durchführte, kam es bei den Mischungen ab 20 Gew.-% NaOH in Probebehältern aus Stahl (1.4401) zu Undichtheiten, besonders in der Nähe von Schweißnähten.

Der ideale Absorptionswärmepumpenprozess mit dem Dreistoffgemisch (Abbildung 2-11) ähnelt stark dem des ohne Zusätze. Im Generator erfolgt die teilweise Verdampfung der reichen Lösung (NH₃+H₂O+NaOH), NH₃-Dampf gelangt in den Kältemittelkreislauf. Der

Ammoniak wird kondensiert, gedrosselt und wieder verdampft und gelangt schließlich in den Absorber. Die im Generator übrig gebliebene flüssige arme Lösung ($\text{NH}_3+\text{H}_2\text{O}+\text{NaOH}$) fließt über die Lösungsmitteldrossel in den Absorber wo der Kältemitteldampf absorbiert wird. Über die Lösungspumpe gelangt die reiche Lösung wieder in den Generator.

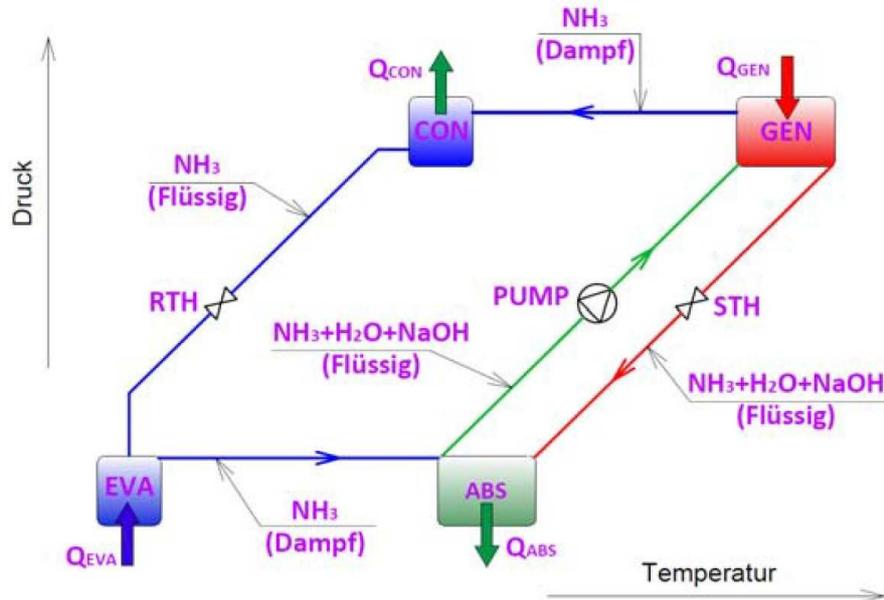


Abbildung 2-11: Absorptionswärmepumpenprozess mit Dreistoffgemisch (Rieberer et al., 2010)

Für einen Absorptionswärmepumpenprozess mit dem ternären Gemisch Ammoniak-Wasser-NaOH wurden Simulationen in ASPEN Plus von Bruno et al. (2005) und Steiu et al. (2009) durchgeführt. In Abbildung 2-12 ist ein Vergleich der Simulationsergebnisse dargestellt. Beide Ergebnisse wurden bei ähnlichen Randbedingungen ermittelt und deuten darauf hin, dass sich die Effizienz einer $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ Absorptionswärmepumpe mit der Zugabe von NaOH steigert.

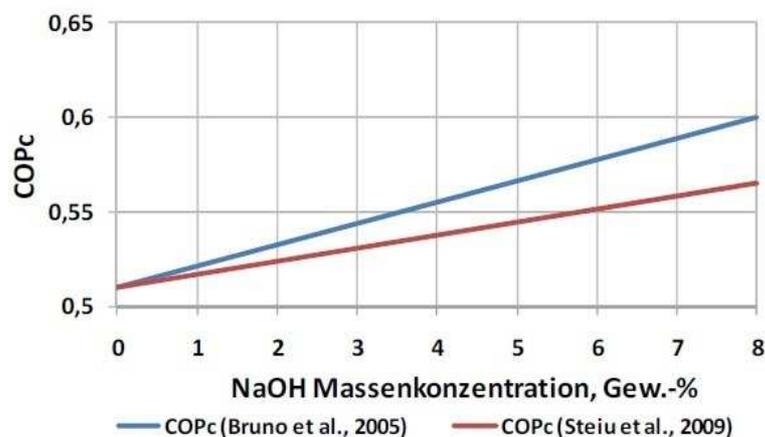


Abbildung 2-12: Simulationsergebnissvergleich, COPc - NaOH Konzentration (gem. Steiu et al., 2009; Bruno et al., 2005)

Auch am Institut für Wärmetechnik wurden für das Projekt InnovAP von Rieberer et al. (2010) Simulationen in ASPEN Plus für den $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}/\text{NaOH}$ Absorptionswärmepumpenprozess durchgeführt. Das Ergebnis zeigt ebenfalls eine Zunahme der Effizienz der Absorptionswärmepumpe mit steigendem Anteil an NaOH im Gemisch. In Abbildung 2-13 ist der COP_c bei verschiedenen Generatortemperaturen und zwei unterschiedlichen Temperaturhüben für 4 verschiedene NaOH Konzentrationen dargestellt.

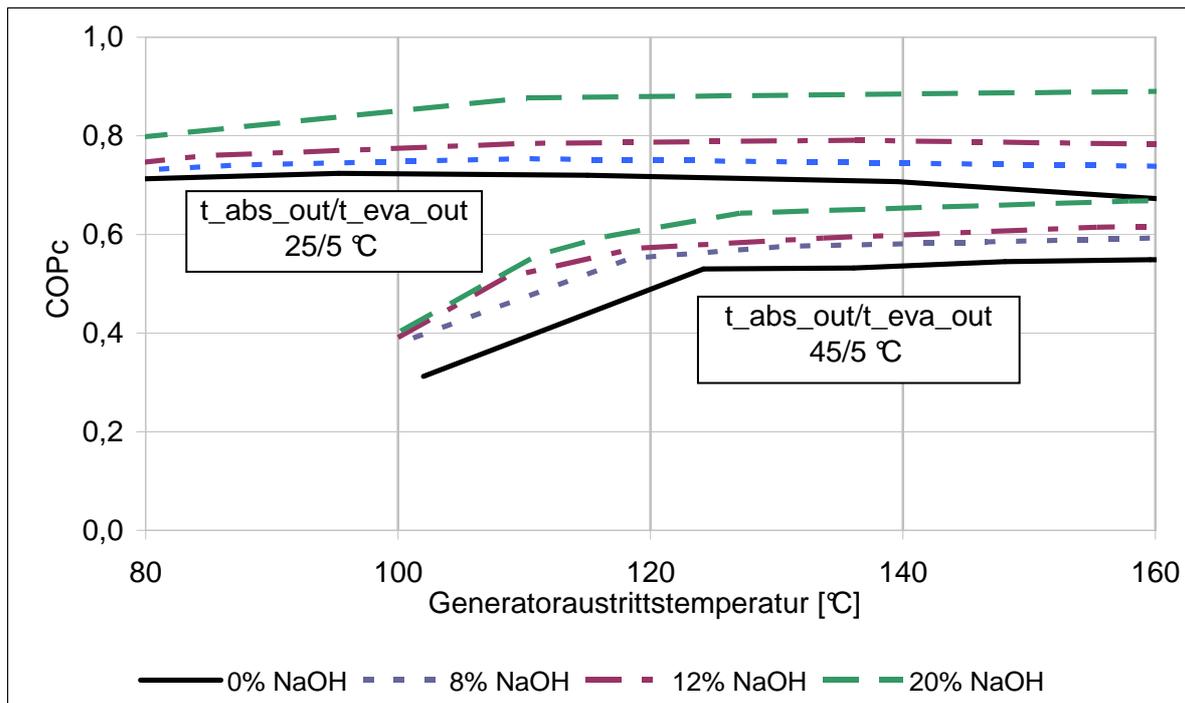


Abbildung 2-13: Abhängigkeit des COP_c von der Generatortemperatur mit verschiedenen NaOH Konzentrationen bei den Absorber- / Verdampferaustrittstemperaturen von 25/5°C und 45/5°C (gem. Rieberer et al., 2010)

3. Aufbau des Versuchstandes und konstruktive Veränderungen

Im Rahmen des Projektes „InnovAP“ wurde in den letzten Jahren am IWT ein Absorptionswärmepumpenprüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen. In erster Linie soll der Teststand die Auswirkungen von NaOH auf den Ammoniak - Wasser Absorptionswärmepumpenprozess zeigen. Die erhaltenen Messergebnisse werden dann in einem in ASPEN Plus erstellten Simulationsmodells des Prüfstandes weiter ausgewertet. Deshalb wurde besonderes Augenmerk auf eine gute Messbarkeit der Zustandsgrößen geachtet. Für die Inbetriebnahme im Zuge dieser Diplomarbeit wurden an einigen Komponenten konstruktive Veränderungen vorgenommen, um die Leistungsfähigkeit und die Effizienz der Anlage zu verbessern. In diesem Kapitel wird der Aufbau des Versuchstandes erläutert und auf die Details der Umbauarbeiten und ihre Hintergründe eingegangen. Von den Umbaumaßnahmen betroffen waren, Absorber und Verdampfer wo konstruktive Änderungen zu Verbesserung des Wärmeübergangs durchgeführt wurden, und der Tropfenabscheider nach dem Dephlegmator dessen Abmessungen abgeändert wurde.

3.1. Prozessführung des Teststandes

Die Wahl fiel damals auf einen einstufigen Absorptionswärmepumpenprozess mit einem Lösungsmittelwärmetauscher. Durch den Lösungsmittelwärmetauscher kann Wärme der armen Lösung (kommend vom Lösungsmittelbehälter) auf die reiche Lösung (kommend von der Lösungsmittelpumpe) übertragen werden. Dies hat den positiven Effekt, dass erstens weniger Energie für die Desorption benötigt wird, und zweitens im Absorber weniger Wärme abgeführt werden muss. Im Endeffekt erzeugt dies eine deutlich erhöhte Gesamteffizienz der Anlage. Aufgrund des Stoffpaares Ammoniak-Wasser, ist wie im Kapitel 2.3 erläutert eine Rektifikationskolonne inklusive eines Dephlegmators nach dem Generator angeordnet. Die Prozessführung des Prüfstandes ist in Abbildung 3-1 dargestellt.

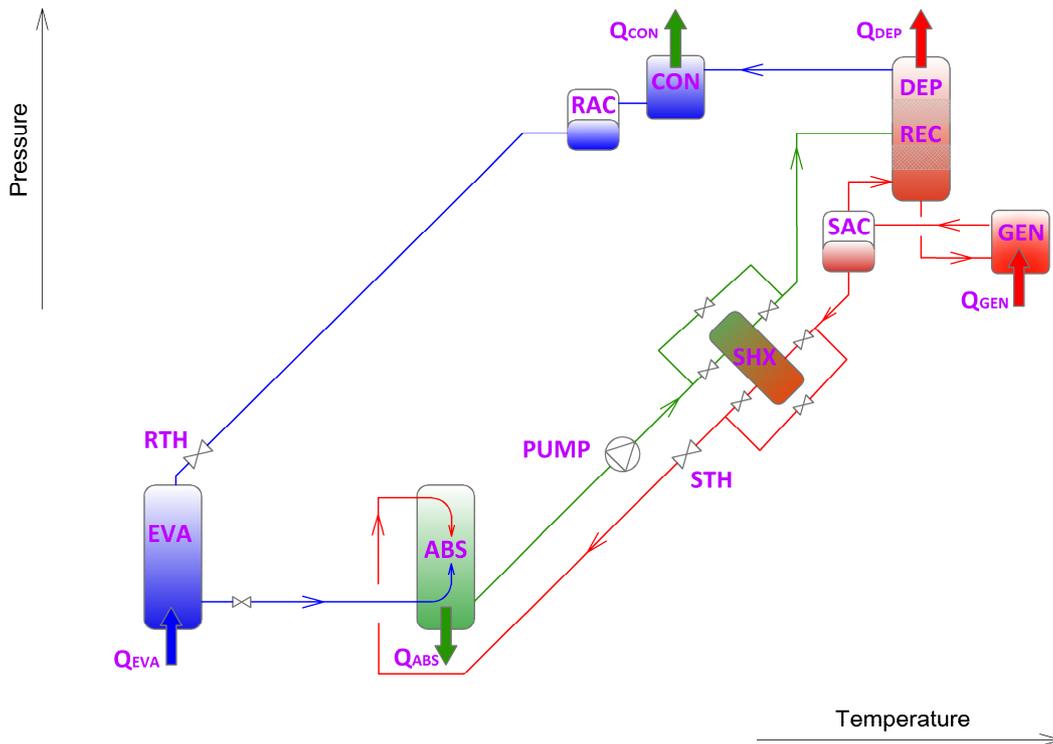


Abbildung 3-1: Prozessführung des AWP – Prüfstandes

3.2. Komponenten

In folgenden Kapiteln werden die Auswahl und der Aufbau der im Versuchstand eingesetzten Komponenten beschrieben. Zusätzlich wird auf die im Rahmen dieser Diplomarbeit ausgeführten Umbaumaßnahmen eingegangen, die aufgrund bereits im Betrieb beobachteter Probleme durchgeführt wurden. Dabei handelt es sich konkret um Abänderungen am Absorber, Verdampfer, Tropfenabscheider und dem Lösungsmittelwärmetauscher. Am ursprünglichen Aufbau von Absorber und Verdampfer wurde festgestellt, dass diese die Leistung der Anlage limitieren. Deshalb wurde der Wärmeübergang an diesen beiden Bauteilen optimiert. Um die Reinheit des Kältemitteldampfes zu erhöhen wurde ein anderer Tropfenabscheider installiert um den Tropfenabscheidegrad nach dem Dephlegmator zu erhöhen. Für eine leichtere Auswertung von Messdaten in einer Simulation in ASPEN Plus wurde eine Schaltungsvariante aufgebaut die den Betrieb des Absorptionswärmepumpenprozesses ohne Lösungsmittelwärmetauscher ermöglicht.

3.2.1. Verdampfer (EVA)

Die Verdampfung des Kältemittels erfolgt durch die Zufuhr von Wärme aus dem sogenannten Kaltwasser. Dies erfolgt bei Kälteanlagen über verschiedenste Bauformen von

Wärmetauschern. Bei Ammoniak - Wasser Absorptionswärmepumpenanlagen ist aber aufgrund der Existenz von geringen Anteilen an Wasser im Kältemittelkreislauf - trotz ausreichender Rektifikation - besonders auf die Art der Ausführung des Verdampfers zu achten. Wichtig ist, dass keine Gefahr besteht, dass sich flüssiges Wasser im Verdampfer ansammelt. Das sich im Verdampfer befindliche Wasser würde einen Teil des Ammoniaks binden und einen hohen Temperaturgleit aufgrund der zeotropen Eigenschaft des Gemisches Ammoniak - Wasser verursachen. Dies wiederum sorgt für ein Absinken des Niederdrucks und somit zu einem deutlichen Leistungsabfall der Anlage.

- **Vor Umbau**

Für den Versuchstand wurde als Verdampfertyp ein Fallfilmverdampfer realisiert. Eine Schnittansicht des Verdampfers ist in Abbildung 3-2 dargestellt. Der Verdampfer ist aus mehreren ineinander geschobenen Rohren aufgebaut. Die äußere Hülle bildet ein Rohr mit der Größe von $\text{Ø}48,3 \times 3\text{mm}$. Der eigentliche Wärmeübergang findet an einem Rohr ($\text{Ø}21,3 \times 3\text{mm}$) statt - dem sogenannten Innenrohr, an dem sich im inneren das Kaltwasser und außen der Kältemittelfallfilm befindet. Kaltwasser und Kältemittel strömen im Gegenstrom zueinander. Das Kaltwasser von unten nach oben, das Kältemittel von oben nach unten.

Das Kaltwasser tritt von unten in einem in das Innenrohr eingeschobenen Rohr ($\text{Ø}10,2 \times 2\text{mm}$) in den Verdampfer ein. Es gelangt durch Bohrungen im eingeschobenen Rohr nach außen, auf die Innenseite des Innenrohrs, und strömt aufwärts. Das Kaltwasser gibt Wärme über das Innenrohr nach außen ab. Dieses in das Innenrohr eingeschobene Rohr hat weiters den Zweck, dass es den Querschnitt im Innenrohr reduziert, die Geschwindigkeit des Kaltwassers erhöht und somit den Wärmeübergang verbessert. Zusätzlich ist im Ringspalt noch eine Wendel angebracht (Abbildung 3-2 Detail A). Diese soll die Geschwindigkeit und somit die Turbulenz der Strömung erhöhen. Am Ende des Ringspaltes verjüngt sich das Innenrohr auf $\text{Ø}10,2 \times 2\text{mm}$ und tritt nach oben aus dem Verdampfer wieder aus.

Das von der Kältemitteldrossel (RTH) kommende flüssige Kältemittel tritt waagrecht am oberen Ende des Verdampfers über ein Rohr ($\text{Ø}10,2 \times 2\text{mm}$) in den Verdampfer ein. Es fließt zwischen dem verjüngten Innenrohr und dem Verteilstück abwärts. Das Verteilstück ($\text{Ø}21,3 \times 1\text{mm}$, Abbildung 3-2) ist bündig an der Verjüngung des Innenrohrs angeschweißt. Das Kältemittel kann somit nur durch die im Verteilstück angebrachten Bohrungen abfließen. Es befinden sich 3 übereinander angeordnete 1 mm Bohrungen und diese 8 mal über den Umfang gleichmäßig verteilt am Verteilstück.

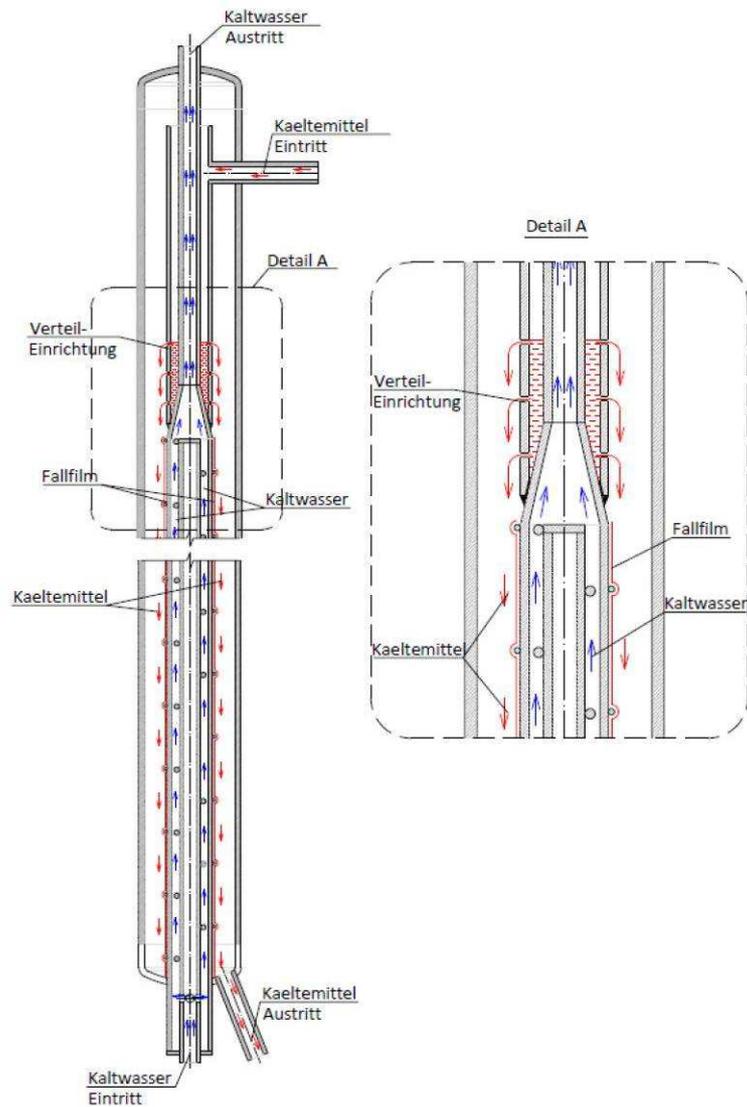


Abbildung 3-2: Ausführung des Verdampfers (Detail A: Verteileinrichtung) (Rieberer et al., 2010)

Diese sollen einen über den Umfang gleichmäßigen Austritt des Kältemittels gewährleisten. Das Kältemittel fließt im Fallfilm an der Außenseite des Innenrohrs hinunter. An der Außenseite des Innenrohrs wurde noch zusätzlich eine Wendel ($\varnothing 1,5 \text{ mm}$, $\sphericalangle 24^\circ$; Abbildung 3-2 Detail A) angebracht, um für eine verbesserte Benetzung des Kältemittels am Rohr zu sorgen. Das Kältemittel verdampft durch die Aufnahme der vom Kaltwasser abgegebenen Wärme und tritt mit dem geringen Anteil an flüssigem Wasser unten aus dem Verdampfer aus.

Da der Verdampfer in den vorangegangenen Versuchen oftmals an seine Leistungsgrenze gekommen ist, wurde die Konstruktion des Verdampfers überarbeitet. Ziel war es, durch verschiedene Maßnahmen den Wärmeübergang auf der Kaltwasser- und Fallfilmseite zu

verbessern, da der Aufbau der verschachtelten Rohre wegen des sonst hohen Umbaufwands beibehalten wurde. Aus diesem Grund wurde zuerst eine Berechnung des Wärmeübergangs nach Gl. 3-1 durchgeführt (VDI Wärmeatlas, 2006).

$$\dot{Q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot H \cdot \Delta T_{\log}}{\frac{1}{\alpha_a \cdot r_a} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_i \cdot r_i}} \quad \text{Gl. 3-1}$$

H ...	Höhe des Rohres
ΔT_{\log} ...	logarithmische Temperaturdifferenz
r_i ...	Innenradius
r_a ...	Außenradius
α_i ...	Wärmeübergangszahl auf der Innenseite
α_a ...	Wärmeübergangszahl auf der Außenseite
λ ...	Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials

Die Berechnung der Wärmeübergangszahl des Fallfilms wurde mit der Annahme von reinem Kältemittel im Sättigungszustand im Verdampfer laut VDI Wärmeatlas (2006) Kapitel Md (Nusseltansatz im Anhang, Gl. 8-11 bis Gl. 8-12) durchgeführt. Die Rieselmenge wurde so gewählt, sodass die übertragene Wärmeleistung, das Ammoniak von flüssigem Sättigungszustand ausgehend, vollständig verdampft (Vereinfachung: im realen Prozess tritt das Kältemittel im 2-phasigen Zustand in den Verdampfer ein). Dies entspricht auch der in Tabelle 3-1 dargestellten maximalen Verdampfungsleistung. Die Berechnung des Wärmeübergangs auf der Kaltwasserseite erfolgte unter stark vereinfachten Annahmen und sollen nur näherungsweise die Veränderungen durch die Umbauten zeigen. Für die Wärmeübergangszahl wurden vereinfacht die Nusseltansätze für eine konzentrische Ringspaltströmung (VDI Wärmeatlas (2006) Kapitel Gb) herangezogen. Diese Nusseltansätze sind im Anhang, Gl. 8-1 bis Gl. 8-9 abgebildet. Angenommen wurde, dass die Strömung entlang der Wendel, der einer Ringspaltströmung entspricht. Weiters wurden die Leckageströmungen zwischen Wendel und Rohrwand vernachlässigt. Die Berechnungen des Wärmeübergangs wurden zuerst an dem ursprünglichen Aufbau des Verdampfers durchgeführt. Für einen besseren Vergleich wurden die Berechnungen für verschiedene Niederdrücke und Kaltwassereintrittstemperaturen durchgeführt (Tabelle 3-1).

3. Aufbau des Versuchstandes und konstruktive Veränderungen

Tabelle 3-1: Kennwerte des Verdampfers, ursprüngliche Konfiguration

Größe	ursprüngliche Konfiguration								Einheit
Kaltwassermassenstrom	200								kg/h
Kaltwassereintrittstemperatur	5				10				°C
Kaltwasseraustrittstemperatur	2,3	3,0	3,7	4,3	6,3	7,1	7,8	8,3	°C
Rieselmenge	1,43	1,04	0,69	0,38	1,95	1,56	1,21	0,91	kg/h
Kältemitteltemperatur	-9,3	-5,4	-2	1,2	-9,3	-5,4	-2	1,2	bar
logarithmische Temperaturdifferenz	12,7	9,1	6,0	3,2	17,2	13,6	10,5	7,7	K
Wärmeübergangszahl Kaltwasser	522	522	522	523	526	526	526	527	W/(m ² K)
Wärmeübergangszahl Fallfilm	7468	8288	9455	11465	6739	7237	7829	8576	W/(m ² K)
U - Wert bezogen auf Aussendurchmesser	404	405	407	408	406	407	408	409	W/(m ² K)
Leistung	515	369	243	133	701	554	428	318	W

- **Nach Umbau**

An den Wärmeübergangszahlen des Fallfilms und des Kaltwassers ist schnell ersichtlich, dass die Kaltwasserseite der limitierende Faktor für den Wärmeübergang ist. Dafür verantwortlich ist das für das Kaltwasser verwendete Ethylenglykol-Wasser Gemisch, das im Vergleich zu Wasser eine hohe kinematische Viskosität besitzt. Dies sorgt für eine kleine Reynoldszahl und somit für eine laminare Strömung im Ringspalt. Deshalb wurde die Steigung der Wendel von 35° auf 20° reduziert, um eine höhere Strömungsgeschwindigkeit zu erreichen. Der Drahtdurchmesser der Wendel wurde von 2,5 mm auf 3 mm erhöht, um die Leckagen zwischen Innenrohr und Wendel zu minimieren. Zum Vergleich ist die alte Wendel und die neue angebrachte Wendel auf der Kaltwasserseite auf der Abbildung 3-3 und Abbildung 3-4 zu sehen.

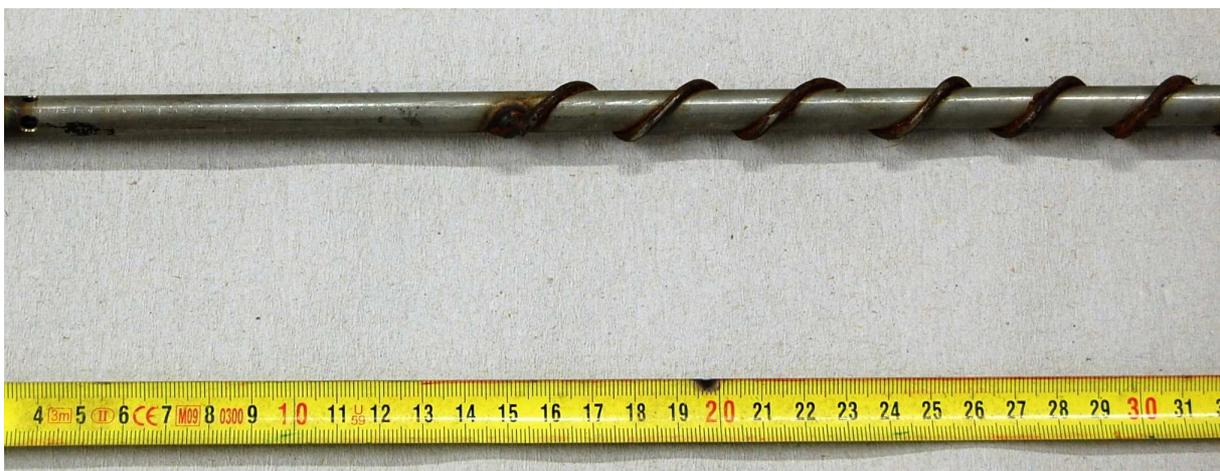


Abbildung 3-3: Verdampfer vor Umbau - Wendel Kaltwasser

3. Aufbau des Versuchstandes und konstruktive Veränderungen



Abbildung 3-4: Verdampfer nach Umbau - oben: Außenrohr mit Schaugläser, unten: Wendel Kaltwasser

Zusätzlich soll der Kaltwassermassenstrom im Betrieb auf 270 kg/h erhöht werden. Die berechneten Kennwerte des Verdampfers mit der abgeänderten Wendel bei identischen Betriebspunkten wie in Tabelle 3-1 sind in Tabelle 3-2 dargestellt.

Tabelle 3-2: Kennwerte des Verdampfers, neue Konfiguration

Größe	neue Konfiguration								Einheit
Kaltwassermassenstrom	270								kg/h
Kaltwassereintrittstemperatur	5				10				°C
Kaltwasseraustrittstemperatur	2,7	3,3	3,9	4,4	6,0	6,7	7,4	7,6	°C
Rieselmenge	1,65	1,19	0,79	0,44	2,83	2,36	1,91	1,48	kg/h
Kältemitteltemperatur	-9,3	-5,4	-2	1,2	-9,3	-5,4	-2	1,2	bar
logarithmische Temperaturdifferenz	12,9	9,2	6,1	3,3	17,1	13,4	10,3	7,2	K
Wärmeübergangszahl Kaltwasser	594	594	594	595	794	837	877	914	W/(m ² K)
Wärmeübergangszahl Fallfilm	7131	7913	8933	10742	5954	6301	6730	7289	W/(m ² K)
U - Wert bezogen auf Außendurchmesser	456	458	459	462	594	625	655	683	W/(m ² K)
Leistung	591	424	279	153	1016	839	674	518	W

Bei dem Vergleich der ursprünglichen und neuen Konfiguration des Verdampfers erkennt man, dass die Wärmeübergangszahl auf der Kaltwasserseite durch die Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit stark gestiegen ist. Dies sorgt bei gleichen Randbedingungen für einen erhöhten U-Wert des Verdampfers und somit auch für einen Anstieg der maximal möglichen Verdampfungsmenge.

3.2.2. Absorber (ABS)

Laut Niebergall (1981) gibt es 2 Möglichkeiten für die Durchführung des Absorptionsprozesses in der Kältetechnik. Bei einer Oberflächenabsorption streicht das Gas über die Oberfläche des Lösungsmittels und reichert es an. Die weitere Möglichkeit ist eine Blasenabsorption, in dem das Gas in Bläschen im Absorptionsmittel aufsteigt und diese anreichert. Für den Versuchstand wurde eine Oberflächenabsorption in der Ausführung eines Fallfilmabsorbers realisiert. Wesentlicher Vorteil dieser Absorberbauart für den Versuchstand ist, dass die Möglichkeit besteht den Absorptionsvorgang und somit auch die Auswirkungen von NaOH gut beobachten zu können.

- **Vor Umbau**

Von der Bauweise ähnelt der Absorber stark dem Verdampfer. Er ist ebenfalls aus mehreren verschachtelten Rohren aufgebaut, in denen ein Fallfilm auftritt. In Abbildung 3-5 ist der Aufbau des Fallfilmabsorbers dargestellt. Das Kühlwasser tritt von unten über ein $\varnothing 21,3 \times 3,2$ mm großes Rohr in den Absorber ein. Über mehrere Öffnungen gelangt es anschließend auf die Innenseite des Innenrohrs ($\varnothing 33,7 \times 3,2$ mm). Der durch diese beiden Rohre entstehende 1,8 m lange Ringspalt ermöglicht eine hohe Geschwindigkeit und einen guten Wärmeübergang. Weiters ist in diesem Ringspalt eine Wendel eingebaut, auf die später noch im Detail eingegangen wird. Das Innenrohr verjüngt sich nach dem Ringspalt auf $\varnothing 21,3 \times 3$ mm und das Kühlwasser tritt nach oben hin aus dem Absorber aus.

Die arme Lösung von der Lösungsmitteldrossel kommend tritt seitlich im oberen Bereich des Absorbers ein und fließt zwischen dem verjüngten Innenrohr und dem Verteilstück nach unten. Sie sammelt sich am Ende des Verteilstückes, das am Konus des Innenrohrs angebracht ist und tritt durch mehrere kleine gleichmäßig am Umfang verteilte Öffnungen (Abbildung 3-5, Detail A) aus. Auf der Außenseite des Innenrohres fließt die arme Lösung als Fallfilm hinunter. Das vom Verdampfer kommende gasförmige Kältemittel strömt im unteren Bereich zwischen dem Außenrohr und dem Innenrohr in den Absorber ein. Es steigt auf und es stellt sich ein Gegenstrom zwischen dem Lösungsmittel und dem Kältemitteldampf ein. Das Kältemittel wird an der Oberfläche des Fallfilms absorbiert und Lösungswärme wird frei, die über das Innenrohr an das Kühlwasser abgeführt wird. Die vom Fallfilm kommende nun reiche Lösung sammelt sich am Behälterboden und wird seitlich abgelassen.

3. Aufbau des Versuchstandes und konstruktive Veränderungen

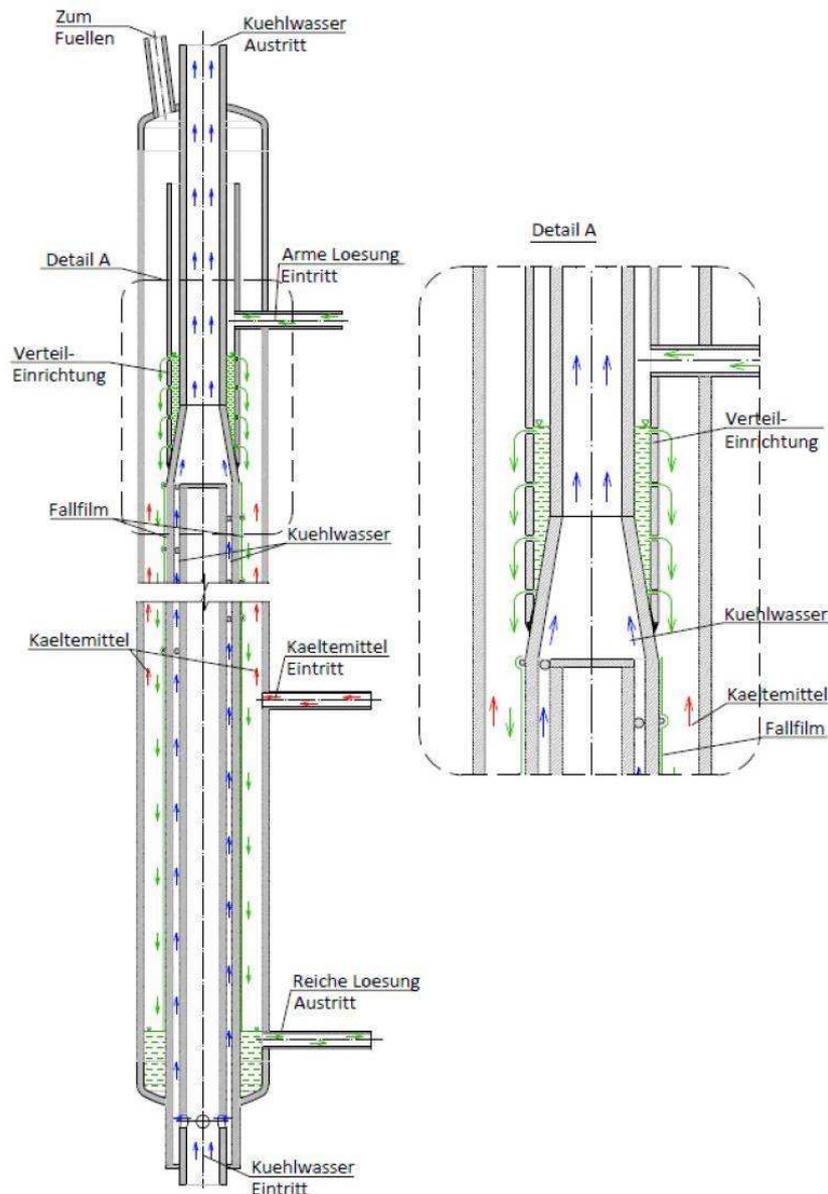


Abbildung 3-5: Ausführung des Absorbers (Detail A: Verteileinrichtung) (Rieberer et al., 2010)

Beim Absorber galt es nun ebenfalls dessen Leistung zu erhöhen. Dies ist hinsichtlich der Versuche mit dem Zusatz NaOH von großer Bedeutung, da mit dem Zusatz NaOH die Viskosität der Lösung zunimmt. Wie beim Verdampfer wurden die verschachtelten Rohre beibehalten und durch Einbauten am Innenrohr die Wärmeübergänge verbessert. Für den Absorber wurde ebenfalls eine Berechnung des Wärmeübergangs von der Kühlwasserseite auf die Lösungsseite nach Gl. 3-1 durchgeführt. Für die Ermittlung der Wärmeübergangszahl auf der Kaltwasserseite und des Fallfilms wurde dieselbe Methodik wie beim Verdampfer angewendet (Gl. 8-1 bis Gl. 8-9). Für die Lösung des Fallfilms wurde eine einheitliche Konzentration angenommen und dass diese im gesättigtem Zustand vorliegt. Es wurden

3. Aufbau des Versuchstandes und konstruktive Veränderungen

Kennwerte bei unterschiedlichen Kühlwassereintrittstemperaturen, Rieselmengen und Fallfilmkonzentrationen berechnet und in der Tabelle 3-3 dargestellt.

Tabelle 3-3: Kennwerte des Absorbers, ursprüngliche Konfiguration

Größe	ursprüngliche Konfiguration								Einheit
Kühlwassermassenstrom	215								kg/h
Niederdruck	4								bar
Kühlwassereintrittstemperatur	25				35				K
Kühlwasseraustrittstemperatur	54,7	39,3	53,7	38,8	56,5	41,1	55,8	40,9	°C
Rieselmenge	5		15		5		15		kg/h
mittlere Fallfilmkonzentration	30	40	30	40	30	40	30	40	%
logarithmische Temperaturdifferenz	15,8	8,1	16,8	8,6	11,0	3,3	11,7	3,5	K
Wärmeübergangszahl Kühlwasser	5135	4673	5105	4659	5510	5025	5487	5018	W/(m ² K)
Wärmeübergangszahl Fallfilm	5748	5467	3986	3790	5748	5467	3986	3790	W/(m ² K)
U - Wert bezogen auf Außendurchmesser	2461	2302	2241	2102	2565	2404	2329	2189	W/(m ² K)
Leistung	7419	3561	7174	3439	5378	1519	5203	1468	W

- **Nach Umbau**

Wie in Tabelle 3-3 ersichtlich sind im Absorber im Gegensatz zum Verdampfer die Wärmeübergangszahlen an der Innen- und Außenseite des Innenrohres ausgeglichener. Dies liegt vor allem an der geringeren kinematischen Viskosität und somit höheren Reynoldszahlen im Gegensatz zum Ethylenglykol – Wasser Gemisch im Verdampfer. Deshalb erfolgte eine Änderung der Konstruktion am Fallfilm und an der Kühlwasserseite. Aus gleichen Gründen wie im Verdampfer wurde auf der Kühlwasserseite der Drahtdurchmesser von 2 mm auf 2,5 mm erhöht und die Wendelsteigung von 21° auf 15° reduziert (Abbildung 3-6 und Abbildung 3-7). Der Fallfilm wurde durch das Anbringen einer Gitterstruktur verändert. Dieses Quadratmaschengewebe aus Edelstahl besitzt einen Drahtdurchmesser von 0,1 mm und eine Maschenweite von 0,265 mm. Es wurde enganliegend an das Innenrohr befestigt. Die Struktur soll für eine schnelle und gleichmäßige Benetzung am Rohr sorgen, um eine konstante und dünne Filmdicke zu erreichen, die einen guten Wärmeübergang ermöglicht. Zusätzlich sorgt die an das Rohr anliegende Gitterstruktur für eine größere Oberfläche und somit für eine weitere Verbesserung der Wärmeabfuhr der Lösung. Über der Kapillarstruktur wurde wieder eine Wendel mit dem Drahtdurchmesser von 1,5 mm und einer Steigung von 16° angebracht um die Verteilung der Lösung nochmals zu unterstützen (Abbildung 3-7).

3. Aufbau des Versuchstandes und konstruktive Veränderungen

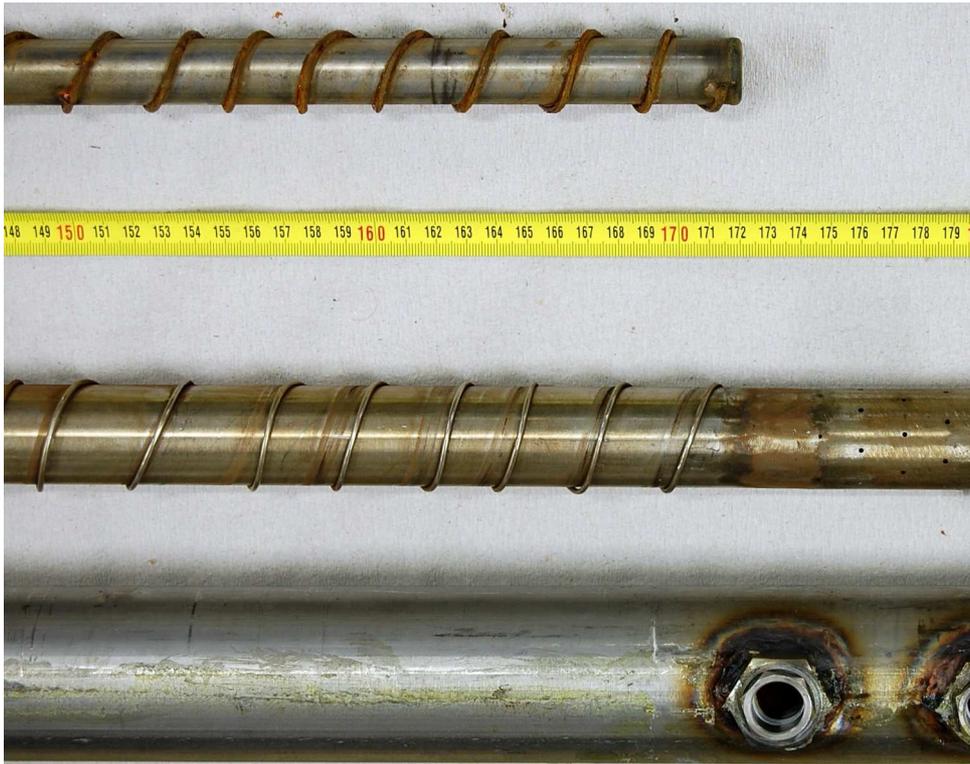


Abbildung 3-6: Absorber vor Umbau - oben: Wendel Kühlwasser, mitte: Wendel Fallfilm, unten: Außenrohr mit Schaumgläser



Abbildung 3-7: Absorber nach Umbau - oben: Gitternetz und Wendel Fallfilm, unten: Wendel Kühlwasser

Die Berechnung des Wärmeübergangs an der Kapillarstruktur erfolgte nach VDI Wärmeatlas (2006) Kapitel Mi (Gleichung im Anhang, Gl. 8-13). Da der radiale Wärmeübergang beim

Kondensieren in einer Kapillarstruktur von der Wärmeleitung in der benetzten Struktur bestimmt wird, wird der Wärmewiderstand bei der Kondensation vernachlässigt. Für die Wärmeleistung wurde daher die Gleichung Gl. 3-1 folgendermaßen abgeändert:

$$\dot{Q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot H \cdot \Delta T_{\log}}{\frac{1}{\lambda_{\text{eff}}} \cdot \ln \frac{r_{a_K}}{r_{i_K}} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_i \cdot r_i}} \quad \text{Gl. 3-2}$$

λ_{eff} ... effektive Wärmeleitzahl der benetzten Kapillarstruktur

r_{a_K} ... Außenradius der Kapillarstruktur

r_{i_K} ... Innenradius der Kapillarstruktur

Die effektive Wärmeleitzahl λ_{eff} des benetzten Gitternetzes ergibt sich aus dem Flächenverhältnis von Fluid und Gitter und deren Wärmeleitzahl. Als Schichtdicke wird der Drahtdurchmesser der Struktur angenommen. Die Rieselmenge wurde bei den Berechnungen der Kennwerte in Tabelle 3-4 nicht variiert, da der Wärmeübergang der Gitterstruktur bei vollständiger Benetzung ermittelt wurde. Die Kennzahlen der Wärmeberechnung des abgeänderten Absorbers sind in Tabelle 3-4 dargestellt.

Tabelle 3-4: Kennwerte des Absorbers, neue Konfiguration

Größe	neue Konfiguration				Einheit
Kühlwassermassenstrom	215				kg/h
Niederdruck	4				bar
Kühlwassereintrittstemperatur	25		35		K
Kühlwasseraustrittstemperatur	58,4	41,6	59,0	42,0	°C
mittlere Fallfilmkonzentration	30	40	30	40	%
logarithmische Temperaturdifferenz	11,01	4,99	7,60	2,03	K
Wärmeübergangszahl Kühlwasser	7291	8560	7764	9107	W/(m ² K)
Wärmeleitzahl Kapillarstruktur	27,76	16,84	27,76	16,84	W/(m K)
U - Wert bezogen auf Außendurchmesser	3972	4367	4142	4539	W/(m ² K)
Leistung	8337	4151	5999	1752	W

Bei der Gegenüberstellung von Tabelle 3-3 und Tabelle 3-4 ist ersichtlich, dass sich wie beim Verdampfer die Wärmeübergangszahlen auf der Kühlwasserseite stark erhöhen. Weiters existiert aufgrund der kleineren Filmdicke an der Kapillarstruktur - im Vergleich zum

Fallfilm - auf der Lösungsseite ein geringerer Wärmewiderstand. Dies sorgt für einen Anstieg der Absorberleistung bei gleichen Randbedingungen.

3.2.3. Rektifikationskolonne + Dephlegmator (REC + DEP)

Die beiden Komponenten haben die Aufgabe den im Generator ausgetriebenen Ammoniak - Wasser Dampf soweit wie möglich vom Wasser zu befreien, um ein möglichst reines Kältemittel zu erhalten. Dabei strömen in der Rektifikationskolonne der aufsteigende Dampf und das Kondensat im Gegenstrom zueinander. Zu diesem Gegenstrom kommt es durch eine teilweise Kondensation des Dampfes im Dephlegmator. Für einen günstigen Stoff- und Wärmeaustausch der im Gegenstrom fließenden Stoffe sorgen Füllkörperkolonnen. Diese sollen eine große Oberfläche zwischen den beiden Phasen schaffen.

Ausgeführt wurde die Füllkörperkolonne und der Dephlegmator in einem Rohr dessen Maße 48,3 x 2,8 mm betragen (Abbildung 3-9). In diesem Rohr sind 2 Kolonnen mit einer Höhe von jeweils 30 cm eingesetzt. Als Füllkörper dienen sogenannte Metall-Raschig-Ringe mit den Dimensionen von $\varnothing 6,0 \times 3$ mm (Abbildung 3-8). Diese werden mit 2 Siebböden im Rohr gehalten (Abbildung 3-11). Bei der Ausführung der Siebböden wurde darauf geachtet, dass diese den Rohrquerschnitt so wenig wie möglich versperren, sodass die Gefahr der Flutung der Siebböden gesenkt wird. Der Dephlegmator (Abbildung 3-10) ist als Rohrwendel oberhalb der beiden Kolonnen angebracht. Er wird vom Kühlwasser kommend vom Kondensator durchströmt und erzeugt den Rücklauf in den Füllkörperkolonnen.

3. Aufbau des Versuchstandes und konstruktive Veränderungen

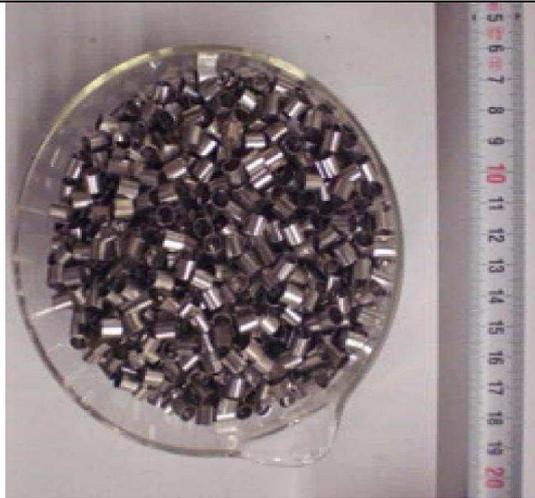


Abbildung 3-8: Raschig Ringe (Rieberer et al., 2010)

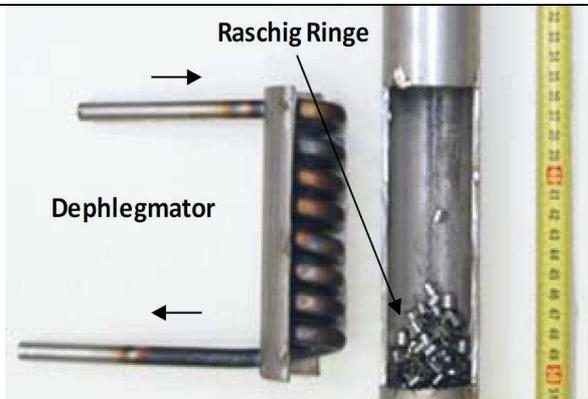


Abbildung 3-10: Dephlegmator (Rieberer et al., 2010)



Abbildung 3-11: Siebboden der Füllkörperkolonne (Rieberer et al., 2010)

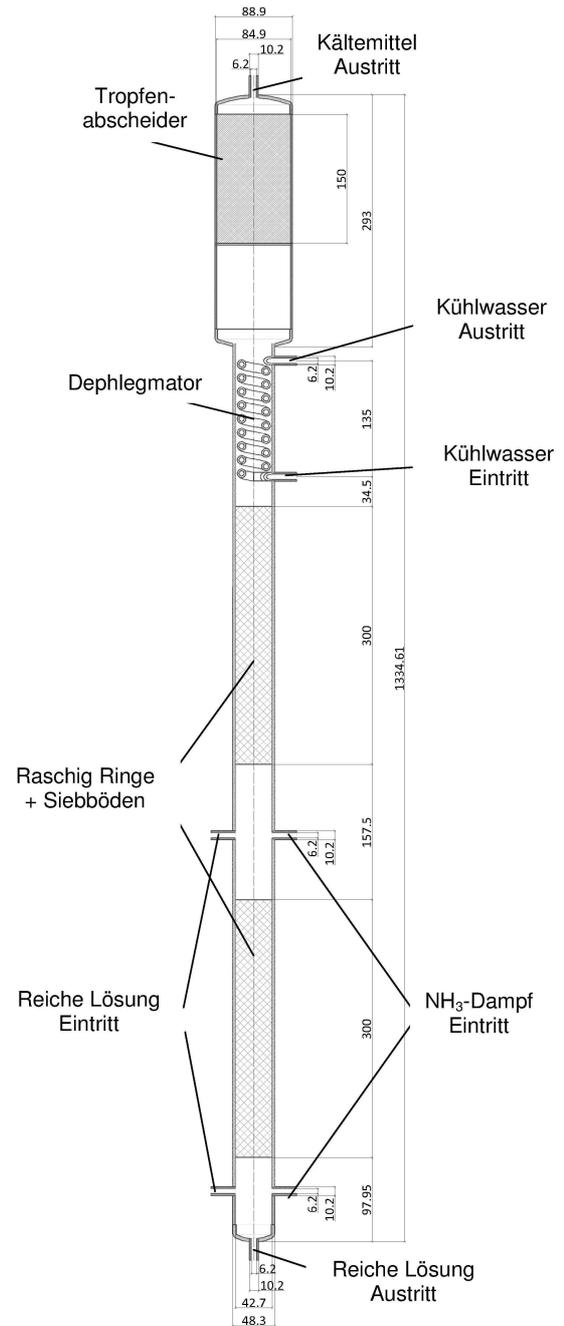


Abbildung 3-9: Konstruktion Rektifikationskolonne, Dephlegmator und Tropfenabscheider

Oberhalb des Dephlegmators ist ein Tropfenabscheider angebracht, der eventuell durch die Strömung mitgerissene wasserhaltige Flüssigkeitsteilchen zur Rektifikationskolonne rückführen soll. Ausgeführt wurde der Abscheider mit einer aufgewickelten Maschenstruktur.

3. Aufbau des Versuchstandes und konstruktive Veränderungen

Aufgrund von in vergangenen Versuchen auskristallisiertem NaOH im Verdampfer bestand der Verdacht, dass der Abscheidegrad des Tropfenabscheiders zu gering ausfiel. Deshalb wurde im Zuge der Diplomarbeit ein neuer Tropfenabscheider installiert. Zum Einsatz kommt wieder eine aufgewickelte Maschenstruktur, die mit einem Stahlwollefilter verglichen werden kann. Der Abscheidemechanismus beruht auf der Umlenkung der Strömung und somit ein Ausschleudern von Tropfen; man spricht auch von einem Pralleffekt. Der Abscheidegrad eines solchen Stahlwollefilters nimmt laut Bürkholz (1982) mit seiner Filterlänge und somit seinem Druckverlust zu. Deshalb wurde die Länge des Tropfenabscheiders von 5 cm auf 15 cm erhöht. Weiters wurde das Rohr, in dem das Drahtgeflecht sitzt, auf 89 x 2 mm erweitert und die Distanz vom Dephlegmator zum Abscheider auf ca. 13 cm erhöht, um die Strömung zu beruhigen. Der minimale Tropfendurchmesser, der durch die Strömung mitgerissen wird, reduziert sich durch die nun kleinere Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes und ermöglicht dadurch bereits ein vorzeitiges Ausscheiden von Tropfen. Ein Vergleich des alten und des neue installierten Tropfenabscheiders ist in Abbildung 3-12 a, b zu sehen.



Abbildung 3-12: a.) Tropfenabscheider vor Umbau; b.) Tropfenabscheider nach Umbau

Die Rektifikationskolonne kann im Betrieb mit 2 unterschiedlichen Schaltungsvarianten betrieben werden. Die reiche Lösung und der ausgetriebene Dampf kommend vom Lösungsmittelbehälter, können durch Umschalten mehrerer Kugelhähne entweder oberhalb oder unterhalb der unteren Füllkolonne eingebracht werden. Wie in Abbildung 3-13 ersichtlich, ist je nach Schaltungsvariante die Abtriebskolonne in der Rektifikationskolonne in Betrieb oder nicht. Wenn die reiche Lösung unterhalb der Abtriebssäule und der Dampf unterhalb der Auftriebssäule eingeleitet wird, findet in der Abtriebskolonne keine Wärme- und Stoffübertragungsvorgänge statt (Abbildung 3-13, links). Diese Schaltungsvariante wird verwendet wenn bei niedrigen Generatortemperaturen bereits eine Füllkörperkolonne eine

ausreichend hohe Reinheit des Kältemittels am Austritt erzielt. Wenn die reiche Lösung oberhalb der Abtriebssäule und der Dampf unterhalb der Abtriebssäule eingeleitet wird, so nimmt die reiche Lösung bereits am Rektifikationsprozess teil; die untere Füllkörperkolonne ist aktiv (Abbildung 3-13, rechts). Diese Schaltungsvariante wird verwendet wenn sich aufgrund hoher Generatortemperaturen große Wasseranteile im Dampf befinden und deshalb beide Füllkörperkolonnen benötigt werden.

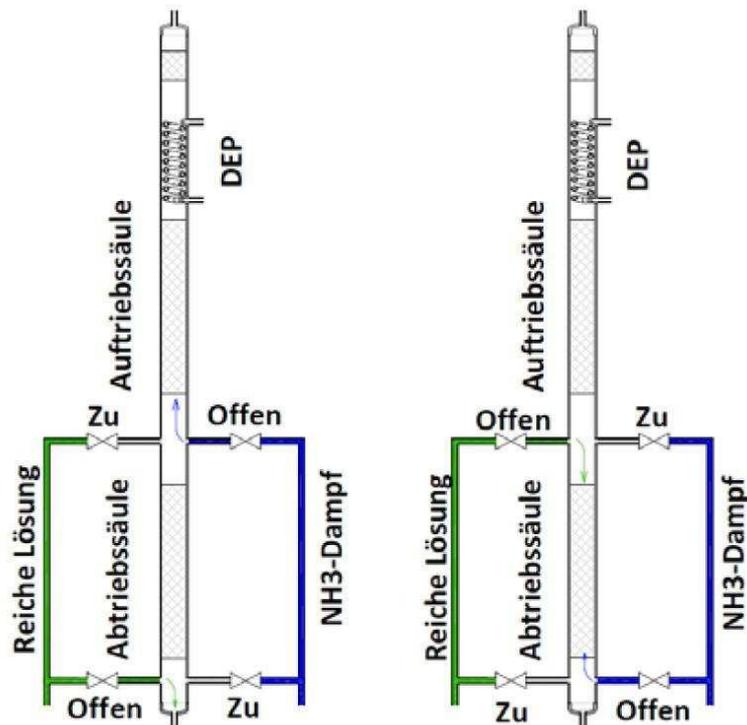


Abbildung 3-13: Schaltungsmöglichkeiten der Rektifikationskolonne (Rieberer et al., 2010)

3.2.4. Weitere Wärmetauscher (CON, GEN, SHX)

Neben Absorber und Verdampfer die vom Funktionsprinzip auch einem Wärmetauscher entsprechen, kommen noch zusätzliche Wärmetauscher zum Einsatz: Kondensator, Generator und der Lösungsmittelwärmetauscher. Sie sind wie in Abbildung 3-1 ersichtlich im Absorptionswärmepumpenprozess positioniert. Zum Einsatz kommen für alle 3 Komponenten Plattenwärmetauscher der Firma „Alfa Laval“.

a) Kondensator (CON):

Im Kondensator findet die Kondensation des Kältemittels durch die Wärmeabgabe an das Kühlwasser statt. Um Wärmeverluste und somit mögliche Kondensation in der Leitung von der Rektifikationskolonne bis zum Kondensator zu vermeiden, ist dieser direkt über der Kolonne angeordnet. Der Kältemitteldampf strömt von oben in den Wärmetauscher ein,

kondensiert und strömt in den Kältemittelsammelbehälter. Das Kühlwasser durchströmt den Kondensator von unten nach oben im Gegenstrom zum Kältemittel. Als Plattenwärmetauscher ist der Typ Alfa Nova 14-20H im Einsatz, der aus 20 Platten und einer Wärmetauscherfläche von 0,3 m² besteht.

b) Generator (GEN):

Der Generator hat die Aufgabe, der von der Rektifikationskolonne kommenden Lösung Wärme zuzuführen und somit eine teilweise Verdampfung zu erzielen. Es entsteht also ein Zweiphasengemisch aus einem an Kältemittel reichen Dampf und aus einer an Kältemittel armen Flüssigphase. Die Lösung durchfließt den Wärmetauscher aufgrund der teilweisen Verdampfung von unten nach oben. Die Zufuhr der Wärme erfolgt über das Heizwasser das im Gegenstrom zur Lösung fließt. Der Typ des Plattenwärmetauschers ist für den Generator ein Alfa Nova 14–28H. Dieser besitzt eine Wärmetauscherfläche von 0,4 m² und insgesamt 28 Platten.

c) Lösungsmittelwärmetauscher (SHX):

Der Lösungsmittelwärmetauscher hat die Aufgabe Wärme der höher temperierten armen Lösung auf die kältere reiche Lösung zu übertragen. Die Vorteile des Einsatzes dieses Wärmetauschers ist in Kapitel 3.1 beschrieben. Als Lösungsmittelwärmetauscher kommt der gleiche Wärmetauschertyp wie im Generator zum Einsatz (Alfa Nova 14-28H). Dieser wird auch als Gegenstromwärmetauscher betrieben. Die arme Lösung strömt von oben nach unten, die reiche Lösung von unten nach oben durch den Wärmetauscher.

3.2.5. Lösungspumpe (Pump)

Die Lösungspumpe hat die Aufgabe, das Lösungsmittel vom Niederdruck- auf das Hochdruckniveau zu bringen. Für den Versuchsstand wurde eine Kolben-Membranpumpe angeschafft. Der Kolben treibt durch seine Vor- und Rückwärtsbewegung das Öl an und sorgt somit für eine Auslenkung der Membran. Auf der Lösungsseite kommt es durch die Bewegung der Membran zu einem Ansaug- und einen Pumpvorgang. Die Rückschlagventile an Ein- und Auslass stellen einen Lösungsmittelfluss in nur eine Richtung sicher. In Abbildung 3-14 ist das Funktionsprinzip der Pumpe schematisch abgebildet.

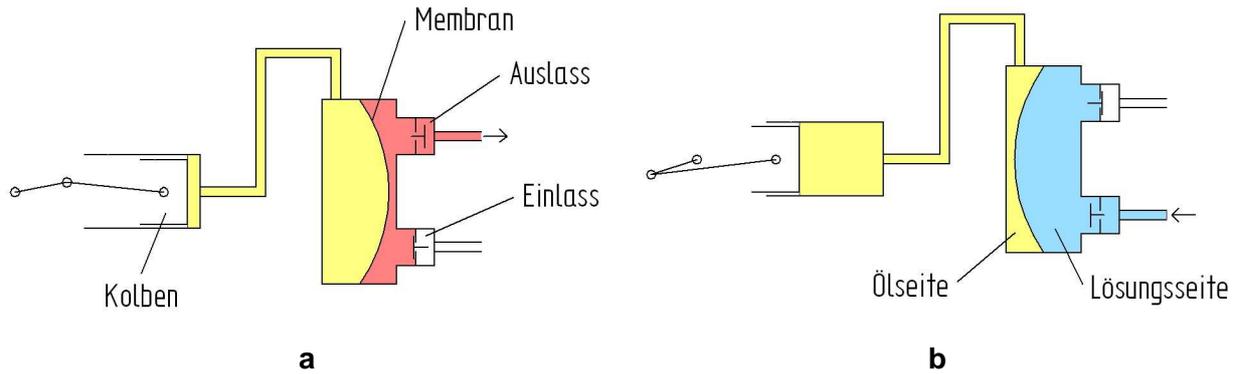


Abbildung 3-14: Arbeitsprinzip der Membranpumpe; a.) Pumpen; b.) Saugen

Als Membran fungiert eine Scheibe aus Teflon, die zwischen der Ölseite und Lösungsmittelseite eingespannt ist und zusätzlich für die Abdichtung sorgt (Abbildung 3-15b). In Abbildung 3-15a ist die Ölseite und die Lösungsseite der Membranpumpe abgebildet (ohne Kolbenantrieb). Zwischen diesen beiden Teilen wird die Teflonmembran montiert.

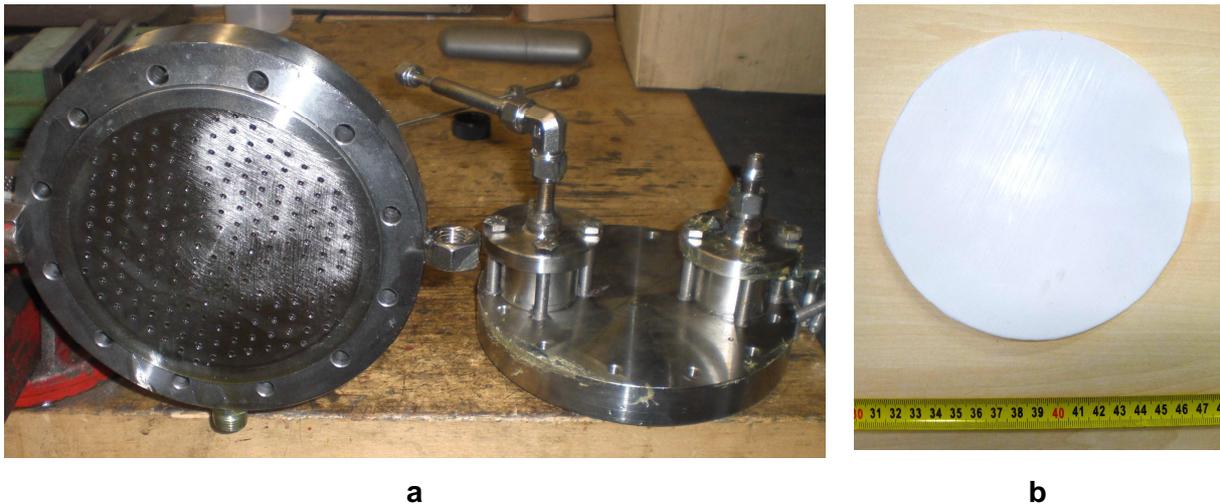


Abbildung 3-15: a.) geöffnete Lösungspumpe; links Ölseite, rechts Lösungsseite + Ventile; b.) Teflonmembran

Die Membran ermöglicht einen Pumpbetrieb, ohne dass das Arbeitsmedium mit dem Antrieb der Pumpe in Kontakt tritt. Weiters erfüllt sie die Anforderung, dass ein Leakagefreier Betrieb, der bei Absorptionskältemaschinen unabdingbar ist, gewährleistet ist. Auch die sonst bei anderen Pumpenbauarten gegebenen Verunreinigungen durch Öl kann durch diese Bauweise verhindert werden.

3. Aufbau des Versuchstandes und konstruktive Veränderungen

Die Leistungsänderung der Pumpe erfolgt durch eine Drehzahländerung der Kurbelwelle, die durch einen mit einem Frequenzumrichter gesteuerten Elektromotor angetrieben wird. Der Volumenstrom kann somit unabhängig vom Druckverhältnis eingestellt werden. Auf der Lösungsseite der Membran muss für die volle Ausnützung des Hubvolumens der Membran ein Mindestdruck vorhanden sein, damit die Membran beim Ansaugvorgang vollständig ausgelenkt wird. Dieser beträgt aus Erfahrungen im Betrieb des Versuchstandes in etwa 3 bar. Diese Tatsache beschränkt somit den minimalen Niederdruck der Anlage. Ein Niederdruck von 3 bar bedeutet, dass das Temperaturniveau im Verdampfer nicht unter -9°C gesenkt werden kann.

Im Betrieb traten Probleme mit der Teflonmembran auf. Zuerst wurden Teflonscheiben mit einer Dicke von 1 mm als Membran verwendet. Die Montage der Scheibe erfolgte mit einem Anzugsdrehmoment der Befestigungsschrauben von 30 Nm. Während des Betriebes kam es öfters zu einem plötzlichen Ausfall des Förderstromes der Pumpe, wenn sich der Niederdruck des Prozesses unter ca. 3,5 bar absenkte. Es wird vermutet, dass sich die Membran, bedingt durch den niedrigen Druck, sich nicht mehr in Richtung der Ölseite auslenkte. Dieser Effekt wurde durch an manchen Membranen aufgetretene Faltenbildung (Abbildung 3-16) unterstützt. Die Falten erschweren die Auslenkung der Membran und vermindern das Hubvolumen. Letztendlich wurde eine Teflonscheibe mit einer Dicke von 0,5 mm eingebaut und die Schrauben mit einem Drehmoment von 25 Nm montiert und diese nach einem Betriebstag nochmals mit 35 Nm nachgezogen. In dieser Konfiguration reduzierten sich die Pumpenausfälle merklich.



Abbildung 3-16: Faltenwurf der Teflonmembran

3.2.6. Kältemittel- (RAC) und Lösungsmittelsammelbehälter (SAC)

Der Kältemittelsammelbehälter am Versuchstand ist als Hochdrucksammelbehälter ausgeführt und deshalb zwischen der Kältemitteldrossel und dem Kondensator angebracht. Das heißt, es kommt im Kältemittelkreislauf zu keiner Unterkühlung nach dem Kondensator, sondern zu einer Überhitzung im Verdampfer. Der Lösungsmittelsammelbehälter wird vom Generator gespeist und gibt die an Ammoniak arme flüssige Lösung Richtung Lösungsmittelwärmetauscher und die dampfförmige reiche Lösung an die Rektifikationskolonne ab. Beide Behälter sind bis auf den beim Lösungsmittelsammelbehälter vorhandenen seitlichen Einlass, identisch aufgebaut. In Abbildung 3-17 ist der Lösungsmittelsammelbehälter dargestellt. Sie haben ein Volumen von 1,5 l und besitzen eine Tauchhülse in der ein Pt100 Temperaturmessfühler angebracht werden kann.

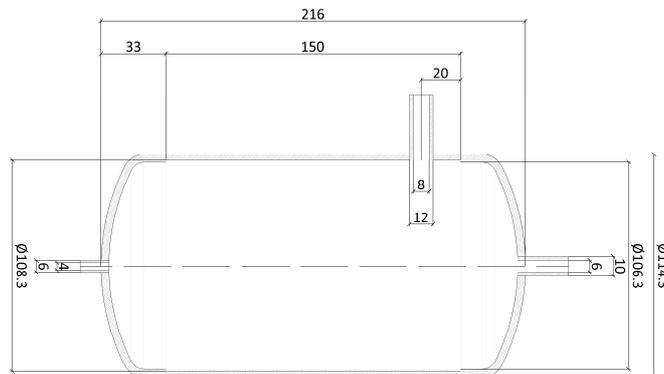


Abbildung 3-17: Konstruktion Lösungsmittelsammelbehälter

3.2.7. Kältemittel- (RTH) und Lösungsmitteldrossel (STH)

Die Kältemitteldrossel bringt flüssiges Kältemittel aus dem Kältemittelsammelbehälter in einen zweiphasigen Zustand auf Niederdruckniveau, um es anschließend dem Verdampfer zuzuführen. Das Druckverhältnis und somit auch die Temperaturdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer kann durch die Verstellung des Ventils geregelt werden. Im Versuchstand eingebaut ist ein elektronisch gesteuertes Expansionsventil der Firma Danfoss (Typ AKVA 10-1). Die Regelung des Ventils erfolgt nach dem Arbeitsprinzip der Pulsweitenmodulation mit einer Periodendauer von 6 Sekunden. Die Drossel besitzt einen Regelbereich von 10 - 100%. Trotz der Auswahl des kleinstmöglichen - für Ammoniak geeigneten - Expansionsventils, ist dessen Durchflusskoeffizient zu groß. Aus diesem Grund wurde ein manuell regulierbares Nadelventil der Firma Swagelok (Typ SS-1RS6MM) nach der Kältemitteldrossel in Serie geschaltet (Abbildung 4-1). Diese zusätzliche Drosselung des

Kältemittels ermöglicht einen günstigeren Regelbereich des sonst überdimensionierten Expansionsventils. Die Lösungsmitteldrossel sitzt zwischen dem Lösungsmittelwärmetauscher (SHX) und dem Absorber (ABS) und bringt die arme Lösung auf das Niederdruckniveau. Im Einsatz ist ein Dosierventil der Fa. Swagelok (Typ SS-31RS6MM), das sich manuell einstellen lässt.

3.2.8. Wärmequellen und Wärmesenken

Für den Antrieb einer Absorptionswärmepumpe sind Wärmequellen/senken auf verschiedenen Temperaturniveaus notwendig. Man benötigt zwei Wärmequellen, das sogenannte Heizwasser und Kaltwasser und eine Wärmesenke, das sogenannte Kühlwasser.

Heizwasserquelle:

Für das Heizwasser, das den Generator mit Wärme auf dem Hochtemperaturniveau versorgt, wurde eigens ein Heizwasserkreis aufgebaut. Als Arbeitsmedium wird entsalztes Wasser eingesetzt. Dieses wird aufgrund der benötigten Antriebstemperaturen von bis zu 170°C unter Überdruck (8,5 bar, Absolutdruck) gesetzt um ein Verdampfen zu verhindern. Für die Zirkulation im Kreislauf sorgt eine Kreiselpumpe mit einem durch ein Stranguliertventil regelbaren Bypass, der die Pumpe auch bei geringen Volumenströmen mit einem ausreichenden Volumenstrom versorgt. Für das Aufwärmen des Heizwassers ist ein Elektroheizstab zuständig, der eine maximale Leistung von 3500 W besitzt. Der Massenstrom des zirkulierenden Wassers wird über ein Stranguliertventil geregelt.

Kaltwasserquelle:

Die Versorgung des Verdampfers mit niedertemperierter Wärme wird über eine mobile Wärmequelle sichergestellt. Diese fördert das Kaltwasser durch den Verdampfer und erhitzt es dabei über einen Elektroheizstab auf eine gewünschte Temperatur. Um den Abkühlvorgang bei der Inbetriebnahme zu beschleunigen bzw. die Versorgung mit konstant temperierten Kaltwasser bei einem Leistungsabfall des Verdampfers sicherzustellen, wird das Kaltwasser in der Mobilien Wärmequellenanlage über einen Wärmetauscher der von einer Wärmepumpe gespeist wird gekühlt. Da sich der Betrieb des Verdampfers und somit das Temperaturniveau des Kaltwassers teilweise unter dem Gefrierpunkt von Wasser befindet, wird als kältebeständige Flüssigkeit ein Gemisch aus 43 Vol% Glysantin und 57 Vol% Wasser für den Kaltwasserkreislauf verwendet. Glysantin wiederum besteht aus den Bestandteilen, Monoethylenglykol und Wasser. Der gewünschte Kaltwassermassenstrom kann über ein am Versuchstand angebrachtes Stranguliertventil eingestellt werden.

Kühlwassersenkung:

Die Abfuhr der Wärme von Absorber, Kondensator und Dephlegmator durch das Kühlwasser erfolgt über die bereits verfügbare zentrale Rückkühlanlage am Institut. Um von der Vorlauftemperatur der Rückkühlanlage unabhängig zu sein, wurde eine Beimischschaltung mit einem Dreiwegeventil inklusive Thermostat mit Anlagefühler installiert. Zwei in Serie geschaltete Umwälzpumpen und ein Strangulierventil sorgen für den gewünschten Volumenstrom des Kühlwassers. Für den Betrieb eignete sich allerdings die aufgebaute Beimischschaltung nicht. Das Dreiwegeventil schaffte es nicht, die im nicht stationären Betrieb der Anlage hervorgerufenen Leistungsdifferenzen von Absorber, Kondensator und Dephlegmator auszugleichen. Ursache dafür könnte auch ein zu groß gewählter Durchflusskoeffizient für das Dreiwegeventil sein. (Da die Druckverluste des Kühlwassers im Versuchstand vor dem Einbau der Beimischschaltung noch nicht bekannt waren, konnte der benötigte Durchflusskoeffizient für das Dreiwegeventil nicht bestimmt werden)

3.3. Versuchsstand

Das Grundgerüst des Prüfstandes besteht aus verschraubten Aluprofilen der Firma Bosch Rexroth und ist auf Rollen fahrbar. Die in dem vorhergehenden Kapitel 3.2 beschriebenen Komponenten sind wie in Abbildung 3-18 ersichtlich am Gerüst befestigt. Das Foto in Abbildung 3-18 stammt aus dem Jahr 2009, noch vor der ersten Inbetriebnahme und wurde deshalb gewählt, weil alle Komponenten wegen der noch nicht vorhandenen Wärmedämmung sichtbar sind. Es sind daher noch die Komponenten vor dem Umbau im Zuge der Diplomarbeit ersichtlich und es fehlen noch diverse Messeinrichtungen (Coriolismassenstromgerät, Temperatursensoren) und der Schaltschrank. Die Anordnung der Bauteile entstand unter Berücksichtigung von kurzen Leitungslängen und der guten Zugänglichkeit der einzelnen Komponenten. Die Komponenten sind mit Edelstahlrohren entsprechend der Volumenströme in den Leitungen dimensioniert verbunden. Es wurde darauf geachtet, dass bei eventuell zweiphasigen Strömungen in einem Rohr die Leitung so angeordnet ist, dass die flüssige Phase aufgrund der Schwerkraft in die vorgesehene Richtung fließt. Weiters sind in den Verbindungsleitungen mehrere Absperrhähne und Ein- / Auslassleitungen angebracht. Sie ermöglichen bzw. erleichtern das Befüllen und Entleeren der Wärmepumpe. Als Sicherheitseinrichtung sind 2 Überdruckventile, jeweils eines für den Hochdruck- und den Niederdruckbereich installiert. Diese öffnen bei einem Niederdruck von über 15 bar bzw. bei einem Hochdruck von über 25 bar. Die durch den Überdruck abgelassene Lösung wird in ein Wasserbad geleitet, wo sich die entwichene Menge in Wasser lösen kann. Im Zuge des Umbaus wurde die Kältemitteldampfleitung vom

Verdampfer zum Absorber größer dimensioniert und ein Kugelhahn eingebaut, um beim Abstellen des Betriebs einen Rückfluss von flüssiger Lösung in den Verdampfer zu verhindern. Weiters wurde für den Lösungsmittelwärmetauscher für die arme und reiche Lösung jeweils eine Bypassleitung angebracht, um einen Betrieb der Anlage mit und ohne Lösungsmittelwärmetauscher zu ermöglichen. Das Schaltschema des gesamten Prüfstandes ist in Abbildung 4-1 ersichtlich. Sämtliche Komponenten und Leitungen sind mittlerweile mit einer Wärmedämmung versehen. Der aktuelle Aufbau des Versuchstandes ist in Abbildung 3-19 dargestellt.

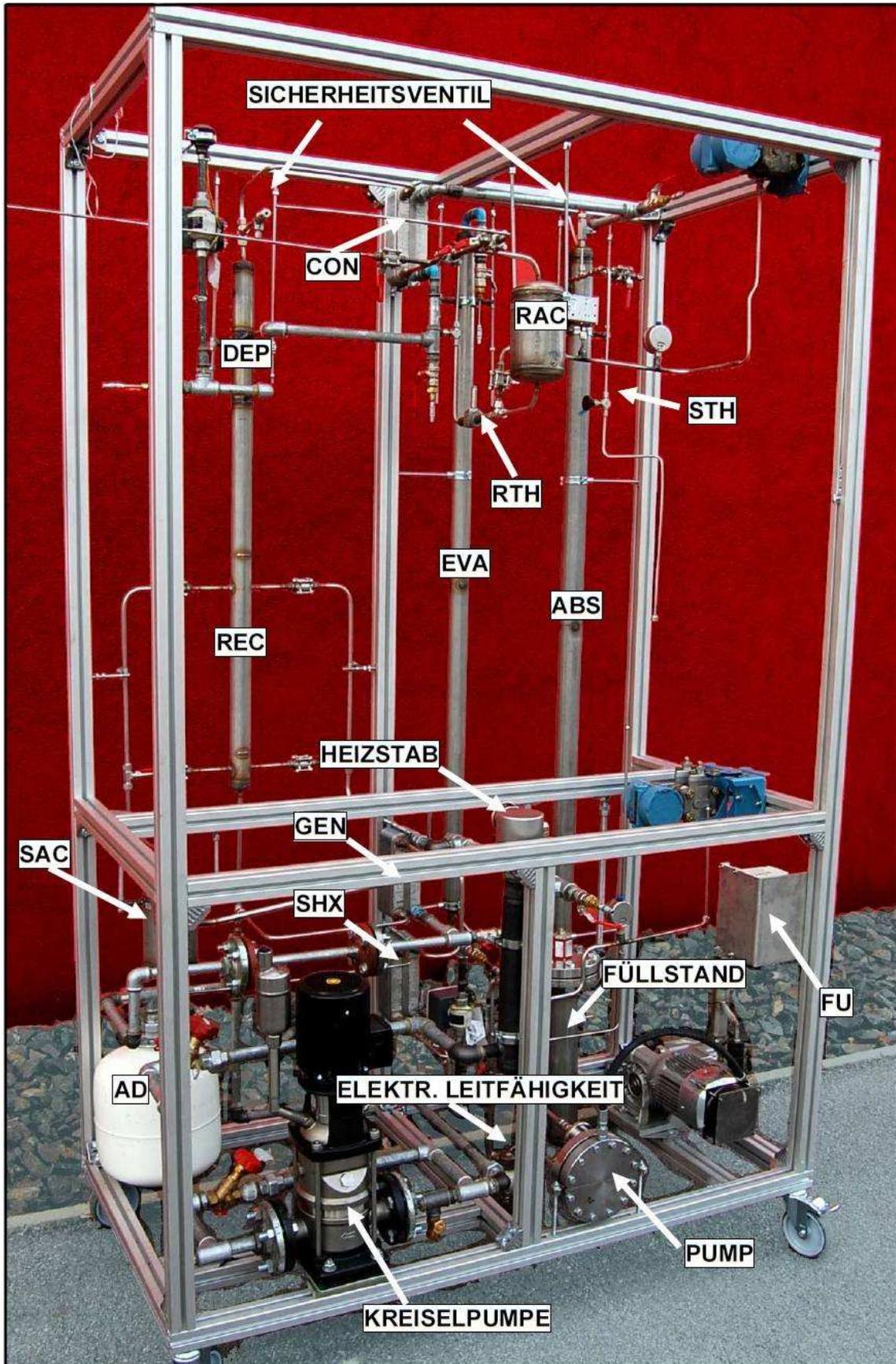


Abbildung 3-18: Aufbau des Versuchstandes - vor Umbau (Rieberer et al., 2010)



Abbildung 3-19: Aufbau des Versuchstandes - nach Umbau

4. Mess- und Regeltechnik

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Erfassung von Zustandsgrößen am Prüfstand und dessen Regelung. Für dies sind etliche Messwertaufnehmer am Prüfstand installiert. Auf deren Ausführung, Einbau und auf die Kalibrierung einiger Messwertaufnehmer wird in diesem Kapitel eingegangen. Im Unterpunkt der Regelung des Prüfstandes werden die verschiedenen Regelparameter für die Absorptionswärmepumpe und deren Handhabung im späteren Betrieb beschrieben.

4.1. Installierte Messtechnik

Für die Erfassung der Zustandsgrößen der Absorptionswärmepumpe sind an der Anlage verschiedenste Messgeräte und Sensoren angebracht. Das Schaltbild des Versuchstandes und die an ihm aufgenommenen Messwerte sind in Abbildung 4-1 dargestellt. Die Bezeichnungen der einzelnen Messwerte in Abbildung 4-1 werden in den darauf folgenden Kapitel weiter verwendet.

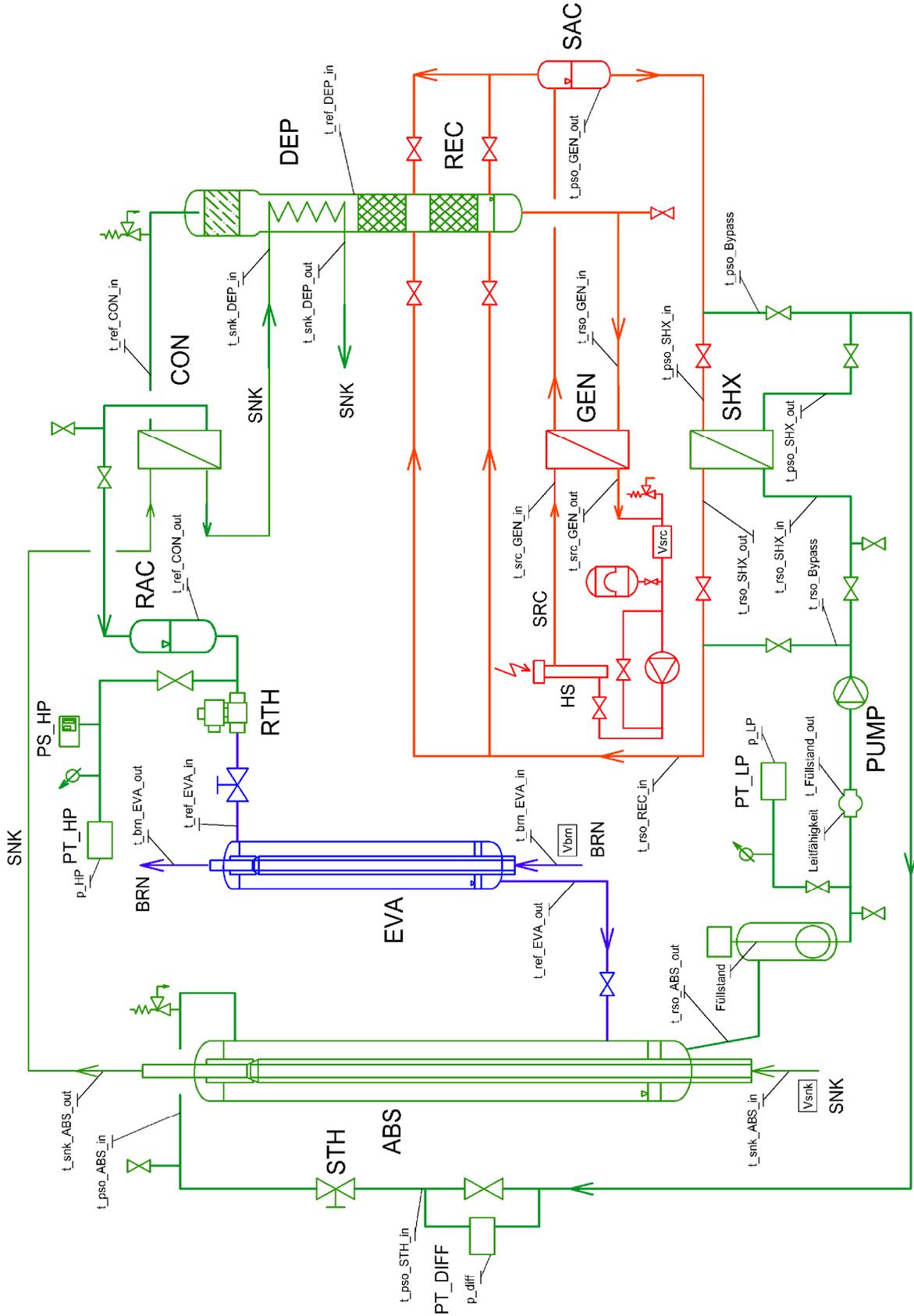


Abbildung 4-1: Schaltbild des Prüfstandes

4.1.1. Temperaturmessung

Die Erfassung der Temperaturen während des Betriebes erfolgt über Thermoelemente und Pt100 (Platin – Temperatursensor) Sensoren. Die Thermoelemente messen die Temperaturen der Lösungen und des Kältemittels des Absorptionswärmepumpenprozesses. Dies erfolgt über eine Messung der Temperaturen an der Außenseite der Rohre. Die Thermoelemente liegen unterstützt mit einer Wärmeleitpaste und einem 1 mm -Draht umwickelt an der Oberfläche der Rohre an (Anlegefühler). Das heißt, die Messungen der Thermoelemente weichen aufgrund des radialen Temperaturverlaufs im Rohr von der tatsächlichen Temperatur des strömenden Fluids ab. Diese Messabweichung wurde aber aufgrund der geringen Schichtdicke und der hohen Wärmeleitfähigkeit des Edelstahlrohres gegenüber der angebrachten Wärmedämmung nicht berücksichtigt.

Die Pt100-Temperaturfühler erfassen die Temperaturen der Wärmequellen und Wärmesenken und der beiden Sammelbehälter RAC und SAC. Sie sind jeweils unmittelbar vor dem Eintritt oder nach dem Austritt einer Komponente zentral entlang der Strömung im Rohr angeordnet. Dies sorgt für eine ausreichend genaue Messung der Temperaturänderungen in den Komponenten, an denen in der Folge mit Hilfe der Volumenströme die Wärmemengen und schließlich auch die COP - Kennzahlen der Anlage berechnet werden. In den Sammelbehältern stecken die Pt100 - Elemente mit Wärmeleitpaste umgeben, in deren angebrachten Tauchhülsen.

Die Kalibrierung der Temperaturfühler erfolgte gemäß deren Einsatz entsprechenden Temperaturbereich, in einem temperierbaren Flüssigkeitsbad. Aufgrund des Temperaturbereichs von -20 - 160°C zur Kalibrierung der Temperaturfühler kamen als Badflüssigkeiten Isopropanol, Wasser und Thermoöl zum Einsatz. Die absolute Abweichung von der gemessenen Referenztemperatur (gemessen mit Tischgerät Serie T900 der Firma Dostmann Electronic) wurde durch eine Anpassung der hinterlegten Ausgleichsgeraden minimiert. Bei den darauf folgenden 2 Kontrollmessungen wurde bei den Thermoelementen eine maximale absolute Abweichung von +/- 0,21 K und eine Standardabweichung von 0,07 K ermittelt. Mit den Pt100 Temperaturfühler konnte eine höhere Messgenauigkeit erzielt werden; die absolute Abweichung betrug bei den Kontrollmessungen maximal +/- 0,05 K und die Standardabweichung 0,02 K.

4.1.2. Druckmessung

Die Druckmessungen erfolgen mit Drucktransmitter der Serie „Alphaline“ der Firma Rosemount. Zwei Drucktransmitter messen Absolutdrücke, ein Drucktransmitter einen Differenzdruck. Über die Drucktransmitter für Absolutdrücke wird der Hochdruck vor der Kältemitteldrossel und der Niederdruck vor der Lösungsmittelpumpe erfasst. Die Messung des Differenzdruckes erfolgt vor und nach einem Nadelventil, das von der armen Lösung durchströmt wird, welches zwischen dem Lösungsmittelwärmetauscher und der Lösungsmitteldrossel angeordnet ist. Die Idee dahinter war, den Volumenstrom der armen Lösung mit dieser Differenzdruckmessung zu erfassen. Dies wird aber aus folgenden Gründen nicht mehr eingesetzt:

Die Stellung des Nadelventils wurde fix eingestellt. Die Höhe des Differenzdruckes bei Betrieb ist somit direkt vom Volumenstrom der armen Lösung abhängig. Der Zusammenhang von Differenzdruck und Volumenstrom wurde durch Versuchsmessungen erfasst und durch ein Polynom 4. Grades ersetzt. Bei Kontrollmessungen wurde aber festgestellt, dass sich relative Abweichungen von bis zu 7% ergaben. Die Messung des Volumenstroms der armen Lösung über den Differenzdruck eignete sich somit vor allem nur zur Kontrolle des Systems. Am Prüfstand wurden bei den aktuellen Messungen keine Lösungsmassenströme mehr erfasst. (Kalkgruber, 2010)

Der Niederdruck- und Hochdrucktransmitter wurde mit dem Kalibriermessgerät Digistan 4422 der Firma Burster kalibriert. Der Niederdruckaufnehmer in einem Absolutdruckbereich von 1 - 15 bar, der Hochdruckaufnehmer von 1 - 30 bar Absolutdruck. Bei mehreren Kontrollmessungen konnte bei beiden Messgeräten eine absolute Abweichung von maximal 36 mbar und eine Standardabweichung von 15,7 mbar vom Referenzgerät festgestellt werden.

4.1.3. Durchflussmessung

Für die Ermittlung der Volumenströme bzw. Massenströme der Wärmequellen und Wärmesenken sind Durchflussmessgeräte im Einsatz. Die Messung dieser Ströme ist ein wesentlicher Bestandteil zur Berechnung der Wärmebilanzen und Kennzahlen. Im Heizwasserkreis ist ein Coriolismassenstromgerät der Firma Schwing eingebaut, im Kaltwasser- und Kühlwasserkreislauf erfolgt eine Messung des Volumenstroms mittels zwei Geräten des Modells „Miniflow“ der Firma ABB, deren Messprinzip auf der magnetischen Induktion beruht. Kalibriert wurden diese Messgeräte über einen mit einer Pumpe erzeugten

Wasserdurchfluss, dessen Durchflussmenge über einen bestimmten Zeitraum abgewogen wurde. Die Abweichungen der Messgeräte wurden wiederum durch eine angepasste Ausgleichsgerade korrigiert. Bei Kontrollmessungen mit der selbigen Methodik wie bei der Kalibrierung, konnten maximale relative Messabweichungen von +/- 1 % festgestellt werden.

4.1.4. Sonstige Messwertaufnehmer

Unmittelbar vor der Lösungsmittelpumpe ist ein Behälter angebracht, indem der Füllstand der reichen Lösung gemessen wird. Dies erfolgt über ein Wegmesssystem der Firma Temposonics (G – Serie) mithilfe eines Ringmagneten. An diesem ist ein Schwimmer angebracht der sich mit dem Pegel des Füllstandbehälters mitbewegt. Die Kontrolle des Flüssigkeitspegels soll ein Ansaugen von gasförmiger Lösung durch die Pumpe verhindern, gibt Aufschluss auf die Menge der sich im Umlauf befindlichen Lösung und man erkennt dynamische Vorgänge in den Lösungsumläufen.

Zwischen dem Füllstandsbehälter und der Lösungsmittelpumpe wurde ein Leitfähigkeitsmessgerät der Firma Endress+Hauser (Indumax H CLS54) mit integrierten Pt1000 Messfühler installiert. Durch die Messung der Leitfähigkeit und der Temperatur sollte die NaOH – Konzentration der reichen Lösung bestimmt werden. Es wurde bei Messungen die Leitfähigkeit von verschiedenen Natronlaugenkonzentrationen aufgenommen. Durch die Zugabe von Ammoniak konnte aber eine wesentliche Abweichung von der wässrigen Lösung festgestellt werden. Durch die Aufnahme von mehreren Messreihen bei unterschiedlichen Ammoniak- und NaOH - Konzentrationen sollte es in Zukunft möglich sein, die NaOH - Konzentration durch die Messung von Druck, Temperatur und der Leitfähigkeit zu bestimmen. (Kalkgruber, 2010)

4.2. Regelung des Prozesses

In den nachfolgenden Punkten werden die vorgegebenen und die regelbaren Größen der Absorptionswärmepumpe beschrieben. Weiters wird auf die realisierte Regelung und die Auswertung der Regel- und Messgrößen eingegangen.

4.2.1. Vorgegebene Größen des Prozesses

Je nach Einsatzgebiet einer Absorptionswärmepumpe für den Heiz- oder Kühlbetrieb sind dem Prozess gewisse Randbedingungen vorgegeben. Zu diesen gehören vor allem die Temperaturniveaus der bereitgestellten Wärmequellen und Wärmesenken bzw. die geforderten Vorlauftemperaturen die zur Kühlung oder Heizung benötigt werden. Die

Temperatur des Heizwassers hingegen kann oftmals geregelt werden. Das heißt, die Kaltwassertemperaturen und die Kühlwassertemperaturen sind als vorgegeben zu betrachten und so sind bereits einige Prozessgrößen der Wärmepumpe gegeben. Das Kaltwasser bestimmt das Temperaturniveau im Verdampfer, das aufgrund des Sättigungszustandes des Kältemittels auch den Niederdruck vorgibt. Der Hochdruck ergibt sich aus der Temperatur des gesättigten Kältemittels im Kondensator, die das Kühlwasser vorgibt. Weiters ist die Kühlwassertemperatur auch für die Menge des absorbierten Kältemittels im Absorber zuständig. Bei niedrigem Temperaturniveau steigt die von der armen Lösung aufgenommene Menge an Kältemittel; bei hohen Temperaturen sinkt sie. Dementsprechend stellt sich das Füllstands-niveau des zurückgehaltenen Kältemittels im Kältemittelsammelbehälter ein. Ziel der Regelung ist es, einen möglichst stationären Betrieb des Absorptionswärmepumpenprozesses zu ermöglichen.

4.2.2. Regelbare Größen des Prozesses

Über die nachfolgenden Regelgrößen werden die Prozessgrößen bestimmt, die in den beiden Gleichungen der Massenerhaltung enthalten sind. Die Gl. 4-1 stellt die Massenerhaltung der Lösungen dar, die Gl. 4-2 die der Ammoniakkonzentrationen.

$$\dot{m}_{RSO} = \dot{m}_{PSO} + \dot{m}_{REF} \quad \text{Gl. 4-1}$$

$$\dot{m}_{RSO} \cdot \xi_{RSO} = \dot{m}_{PSO} \cdot \xi_{PSO} + \dot{m}_{REF} \cdot \xi_{REF} \quad \text{Gl. 4-2}$$

Generatortemperatur:

Da der Hochdruck in der Rektifikationskolonne und im Generator aufgrund der vorgegebenen Größen (vgl. Kapitel 4.2.1) bereits definiert ist, wird die Konzentration der armen Lösung von der Generatortemperatur bestimmt. Die Wahl der Heizwassertemperatur und somit die Generatortemperatur erfolgt manuell. Weiters hat die Temperatur im Generator einen großen Einfluss auf die Reinheit des Kältemittels. Steigt die Generatortemperatur so nimmt der Partialdruck von Wasserdampf im ausgetriebenen Ammoniakdampf zu. Dieser Wasserdampfanteil kann durch die in Kapitel 3.2.3 beschriebenen zwei Schaltungsvarianten der Rektifikationskolonne variiert werden. Die Temperatur im Dephlegmator wird durch das im Absorber und im Kondensator aufgewärmten Kühlwasser bestimmt. Es liegt also nicht die Möglichkeit vor, durch die Variation der Dephlegmatortemperatur, den Rektifikationsvorgang und dadurch die Reinheit des Kältemittels zusätzlich zu beeinflussen. Somit wird die Reinheit

des Kältemittels und die Konzentration der armen Lösung über die Generator Temperatur und die Schaltungsvariante der Rektifikationskolonne bestimmt.

Kältemitteldrossel:

Die Kältemitteldrossel bestimmt den Kältemittelmassenstrom. Der aufgebaute Absorptionswärmepumpenprozess besitzt einen Hochdrucksammelbehälter im Kältemittelkreis, das heißt die Kältemitteldrossel regelt bei vorgegebenen Hochdruck- und Niederdruckniveau den Temperaturanstieg des Kältemittels (Temperaturgleit) im Verdampfer. Die Stellung der Kältemitteldrossel erfolgt dabei über den geforderten Temperaturgleit. Ist der Temperaturgleit im Verdampfer zu hoch, öffnet das Ventil und der Kältemittelmassenstrom erhöht sich was einen Abfall der Kältemittelaustrittstemperatur zur Folge hat. Ist hingegen der Temperaturgleit zu niedrig bzw. wird das Kältemittel nicht vollständig verdampft, schließt die Kältemitteldrossel.

Lösungsmitteldrossel + Lösungspumpe:

Die Lösungsmitteldrossel ist ein manuell einstellbares Nadelventil und bestimmt den Durchfluss der armen Lösung. Der sich ausbildende Lösungsmittelpegel im vor der Lösungsmittelpumpe befindlichen Behälter ändert sich somit mit dem Volumenstrom der armen Lösung. Im Behälter wird die Höhe des Pegels gemessen und mit einem von außen vorgegeben Sollwert abgeglichen. Ist der tatsächliche Wert zu hoch, so wird die Fördermenge der Pumpe über eine Drehzahlregelung erhöht. Ist der Füllstand zu niedrig so wird die Drehzahl der Pumpe gesenkt. Es stellt sich wieder ein stationärer Zustand ein. Durch die Stellung der Lösungsmitteldrossel wird somit auch indirekt der Massenstrom der reichen Lösung eingestellt. Die Stellung der Lösungsmitteldrossel hat durch seine weitreichenden Auswirkungen einen großen Einfluss auf die Leistung des Versuchstandes.

4.2.3. Verarbeitung der Mess- und Regelgrößen

Die Strom- bzw. Spannungssignale der Sensoren für die Zustandsgrößen wie Temperatur, Druck, Leitfähigkeit und Temperatur werden über 3 IMPs (Isolated Measurement Pod) des Typs 35951J der Firma Solartron aufgenommen. Dies erfolgt über deren analoge Eingänge. Ein weiterer IMP des Typs 35951D dient zur Regelung der in Abschnitt 4.2.2 beschriebenen 3 Regelgrößen und zur Regelung des Heizstabs der mobilen Wärmesenke für die Kaltwasserversorgung. Die von den IMPs aufgenommen Werte werden über ein auf der Software LabVIEW basierendem Programm auf einem PC aufgenommen und verarbeitet. Das Programm erfasst alle 2 Sekunden alle verwendeten Größen und speichert diese in einem Textfile ab. Die aufgenommenen Werte und deren zeitlichen Verläufe können direkt

im Programm in mehreren Diagrammen dargestellt werden. Diese im Textfile gespeicherten Daten werden im Programm Microsoft EXCEL weiterverarbeitet und ausgewertet. Die Steuerung des Prüfstandes erfolgt ebenfalls über dieses LabVIEW – Programm. Dessen Oberfläche ist in Abbildung 4-2 dargestellt.

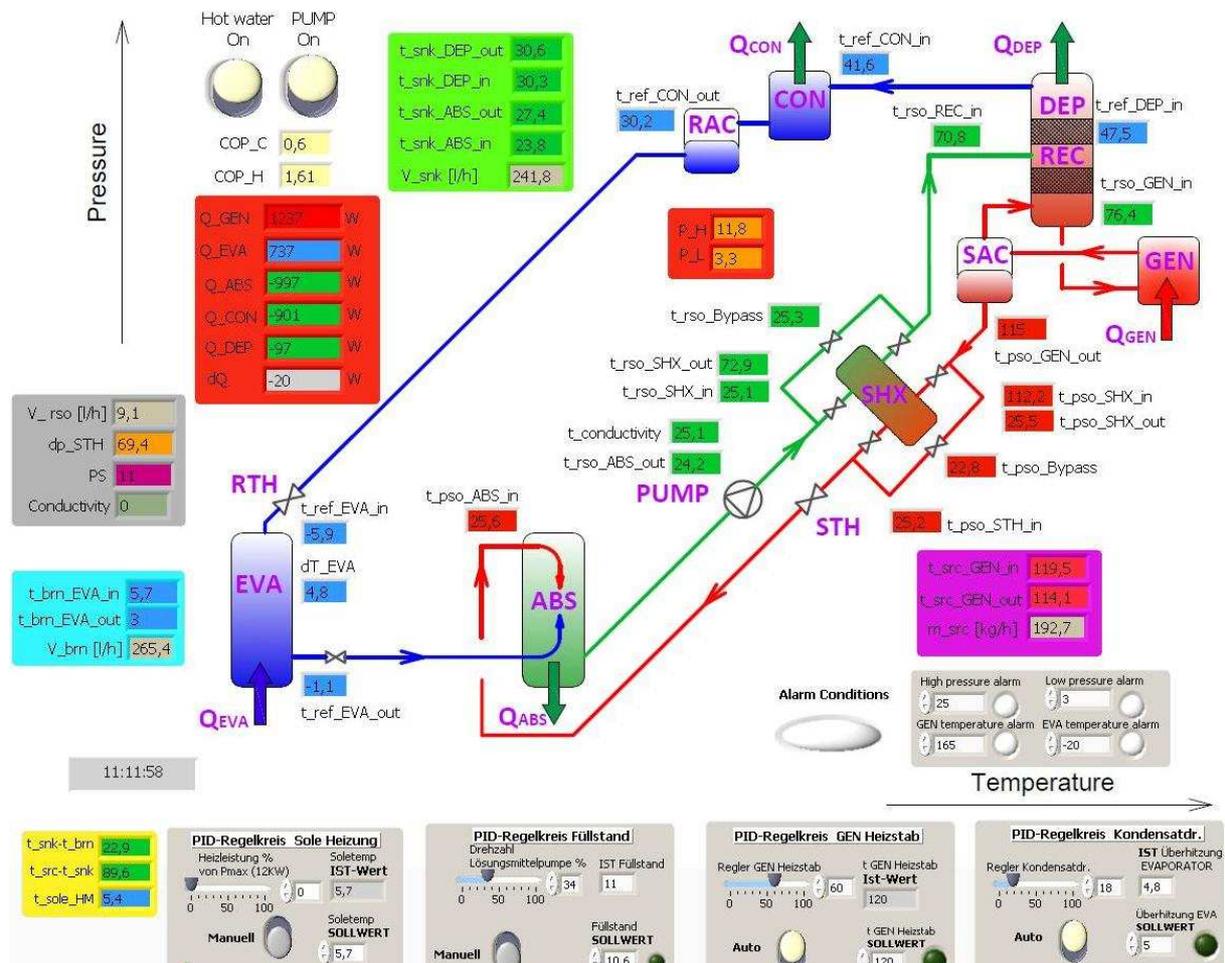


Abbildung 4-2: Graphische Oberfläche der Prüfstandsteuerung

Auf dieser Oberfläche sind das Schaltbild und alle wichtigen Messgrößen und berechneten Kenngrößen dargestellt. Die Pumpe des Heizwasserkreises inklusive Heizstab und die Lösungsmittelpumpe werden über 2 Hauptschalter (Abbildung 4-2 links oben) aktiviert. Die Regelung der vorhin erwähnten 4 Regelgrößen kann entweder manuell oder automatisch erfolgen und wird in den 4 grau hinterlegten Bereichen Abbildung 4-2 eingestellt. Die PID - Parameter (Proportional–Integral–Differential) und Minimum- und Maximum-Werte der Regelung können unter den Regelkreisschaltbilder (nicht mehr ersichtlich in Abbildung 4-2) direkt eingegeben werden. Weiters können verschiedene Grenzwerte eingegeben werden, bei dessen Über- bzw. Unterschreitung ein visueller Alarm ausgelöst wird.

5. Experimentelle Untersuchungen mit und ohne Zusätze

In den folgenden Unterpunkten wird die Inbetriebnahme des Prüfstandes beschrieben. Bis es zu der Aufnahme von Messergebnissen kam, galt es die optimalen Betriebsbedingungen und Betriebsgrenzen zu evaluieren. Schließlich sind die Ergebnisse aus verschiedenen Messreihen dargestellt und werden miteinander verglichen. Es folgen noch eine Abschätzung des Einflusses von Wärmeverlusten auf die Ergebnisse und ein Vergleich von Kennzahlen der während dieser Diplomarbeit umgebauten Komponenten.

5.1. Vorbereitung des Arbeitsgemisches

Nach mehreren Überprüfungen der Dichtheit des Prüfstandes wurde der Prüfstand für die Befüllung evakuiert. Die Menge an Ammoniak-Wasser und dessen Konzentration mit der der Prüfstand befüllt wurde, wurde gleich wie bei den Versuchen mit der Anlage vor dem Umbau gewählt, da sich das Volumen der Komponenten in dem sich das Gemisch befindet sich durch den Umbau nur unwesentlich verändert hat. Die Füllmenge des Prüfstandes betrug insgesamt 2,8 kg mit einer Ammoniakmassenkonzentration von 66 %. Bei ersten Messungen wurde beobachtet, dass im Lösungsmittelwärmetauscher die Temperaturänderung der armen Lösung größer als der der reichen Lösung ist. Aufgrund der Gegebenheit, dass der Massenstrom der armen Lösung geringer sein muss als der der reichen Lösung, ist die Wärmebilanz mit der Annahme, dass beide Lösungen sich in flüssigem Zustand befinden, nicht korrekt. Daher ist man zu dem Schluss gekommen, dass teilweise gasförmige arme Lösung in den Wärmetauscher gelangt ist. Ein weiteres Indiz für die Existenz von Gas in der armen Lösung ist, dass sich eine zu hohe Temperaturdifferenz von ca. 20 K vor und nach der Lösungsmitteldrossel eingestellt hat. Aus diesem Grund wurde die Füllmenge auf 3,2 kg erhöht. Die Ammoniakkonzentration wurde beibehalten. Durch diese Maßnahme wurde das Problem behoben.

Nach den abgeschlossenen Messungen mit dem Zweistoffgemisch wurde der Prüfstand entleert und für die neue Befüllung evakuiert. Für die Messungen mit dem Dreistoffgemisch Ammoniak-Wasser-NaOH wurde der Prüfstand mit derselben Füllmenge (3,2kg) wie bei den Messungen mit Ammoniak-Wasser befüllt. Die Massenkonzentration an NaOH im Gemisch betrug 5,3%. Es wurde auf ein ähnliches Massenverhältnis von Ammoniak-Wasser wie bei den vorangegangenen Versuchen geachtet. Die Massenkonzentrationen betragen 59,1% für Ammoniak und 35,6% für Wasser.

5.2. Betrieb des Prüfstandes mit dem Gemisch $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ohne Zusätze

Dieses Kapitel befasst sich mit der Inbetriebnahme des Prüfstandes, der Auswahl von geeigneten Messpunkten und schließlich mit der Auswertung der aufgenommenen Messpunkte.

5.2.1. Inbetriebnahme

Für die Inbetriebnahme der Anlage werden zu Beginn die Volumenströme und die Temperaturniveaus der externen Wärmequellen und Wärmesenken eingestellt. Die Richtwerte für die eingestellten Volumen- und Massenströme für alle Messpunkte sind in Tabelle 5-1 eingetragen.

Tabelle 5-1: Massen- / Volumenströme externe Quellen und Senken

Größe	Massen- / Volumenströme	Einheit
Kaltwasser	270	l/h
Kühlwasser	220	l/h
Heizwasser	200	kg/h

Zuerst werden die Heizwasserpumpe und der zugehörige Heizstab und dessen Regelung eingeschaltet. Der Generator erwärmt sich auf die eingestellte Generator Temperatur. Währenddessen kann bereits die Lösungsmittelpumpe aktiviert werden, um die Lösung zu erwärmen. Ab einer bestimmten Generator Temperatur beginnt der Austritt von Ammoniak aus der Rektifikationskolonne in den Kältemittelkreislauf. Der Pegel im Füllstandsbehälter sinkt und die Lösungsmengen in den Sammelbehältern RAC und SAC steigen. Nun kann die Regelung der Pumpe über die Füllstandshöhe aktiviert werden, sodass ein konstanter Flüssigkeitspegel in den beiden Sammelbehältern gewährleistet ist. Über die Stellung der Lösungsmitteldrossel wird nun die benötigte Austreiberleistung eingestellt. Schlussendlich erfolgt das Einschalten der Regelung der Überhitzung im Verdampfer über die Kältemitteldrossel. Sobald sich ein annähernd stationärer Zustand einstellt kann ein Messpunkt aufgenommen werden.

Ein Messpunkt wurde immer über eine Dauer von mindestens 30 min aufgenommen. Die Auswertung des aufgenommenen Messpunktes erfolgte meistens über eine Zeitspanne von 20 min, damit eventuelle Unregelmäßigkeiten während eines Messpunktes ausgeschlossen werden konnten.

5.2.2. Ermittlung geeigneter Messpunkte

Für das Zweistoffgemisch Ammoniak-Wasser wurden Messreihen bei 2 verschiedenen Kühlwassereintrittstemperaturen (23°C und 33°C) aufgenommen. Die Kaltwassereintrittstemperatur betrug jeweils 6°C. Weiters wurden diese beiden Messreihen jeweils mit und ohne Lösungswärmetauscher (über die installierte Bypassschaltung) durchgeführt. Für eine Messreihe wurden Messpunkte bei verschiedenen Heizwassertemperaturen, aber konstanter Generatorleistung ermittelt. Der Temperaturgleit im Verdampfer wurde bei allen Messungen, mit der Kältemitteldrossel auf 5 K geregelt. Dieser Wert konnte aber durch die Regelung der Kältemitteldrossel nicht konstant gehalten werden. Der Temperaturgleit während der Aufnahme eines Messpunktes schwankte meist in einem Bereich zwischen ca. 1 und 8 K (siehe Anhang, Abbildung 8-1). Bei der Auswertung eines Messpunktes wurde daher darauf geachtet, dass der Mittelwert des Temperaturgleits im Verdampfer im gewählten Zeitfenster ca. 5 K betrug.

Die Generatortemperaturen sind bei entsprechender Generatorleistung durch die Versuchsanlage wie im nachfolgenden Unterpunkt beschrieben, nach oben und unten begrenzt. Die Leistung im Generator wurde möglichst groß gewählt, damit die Wärmeverluste bezogen auf die Anlagenleistung möglichst gering sind. In mehreren Testläufen der Anlage wurden die Leistungsgrenzen der Anlage beobachtet. Dies erfolgte bei externen Temperaturen von 23/5/110 (Kühlwassertemperatur/Kaltwassertemperatur/Heizwassertemperatur), da aus Erfahrung bei diesen Bedingungen der COP-Wert und somit die Leistungen in den Komponenten, Verdampfer, Absorber und Kondensator am größten sind. Durch das Erhöhen der Generatorleistung konnte ab einem bestimmten Punkt ein Abfall des COP-Wertes festgestellt werden. Aufgrund dieser Messungen erfolgte die Wahl der Generatorleistungen für die Messreihen. Gewählt wurde eine Generatorleistung von 1400 W für Messungen mit Lösungswärmetauscher und eine Leistung von 1700 W für Versuche ohne Lösungswärmetauscher. Aufgrund von unerwarteten Problemen bei niedrigen und hohen Generatortemperaturen (vgl. nächster Unterpunkt, Minimale und maximale Generatortemperaturen) wurden die Leistungen teilweise abgesenkt. Die Generatorleistungen bei den Messungen mit Lösungswärmetauscher betrugen schließlich 1306 bis 1435 W, die der Messungen ohne Lösungswärmetauscher 1390 bis 1745 W. In Tabelle 5-2 ist eine Übersicht der aufgenommenen Messpunkte für das Zweistoffgemisch abgebildet. Im Anhang ist exemplarisch die Auswertung eines Messpunktes mit den wichtigsten Parametern dargestellt (Abbildung 8-1).

Tabelle 5-2: Aufgenommene Messpunkte mit $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

SNK / BRN	Heizwasser Generatoreintritt / t_src_GEN_in					
[°C]	[°C]					
23 / 6 mit SHX	83	90	100	110	120	130
23 / 6 ohne SHX	83	90	100	110	120	130
33 / 6 mit SHX	105	110	120	130	140	
35 / 6 ohne SHX	100	105	110	120	130	

- **Minimale und maximale Generatortemperaturen**

Bei der Absorptionswärmepumpe kommt es bei zu tiefen und zu hohen Generatortemperaturen zu Zuständen, bei welchen die Komponenten an die Grenzen ihrer Leistungsfähigkeit gelangen. Die minimale und maximale Generatoreintrittstemperatur ($t_{\text{src_GEN_in}}$) wurde bei den Generatorleistungen von 1400 W und 1700 W (ohne SHX) ermittelt. Die obere Grenze der Generatortemperatur macht sich im Betrieb durch das Schwingen der Generatorleistung bemerkbar. Durch das Abhören der Zuflussleitung zum Generator mit einem Stethoskop konnte ein diskontinuierlicher Lösungsmassenstrom festgestellt werden. Die Analyse der Lösungseintrittstemperatur (Abbildung 5-1) am Generator bestätigt diese Untersuchung. Das heißt, es findet kein kontinuierlicher Naturumlauf aufgrund des Thermosiphon-Effekts durch die Komponenten Generator, Lösungsmittelsammelbehälter und Rektifikationskolonne statt. Die Ursache dafür könnte ein instationäres Siedeverhalten im Generator sein. Die in Abbildung 5-1 dargestellten Leistungen und Temperaturen wurden bei den externen Temperaturniveaus von 23/6/140 und konstanter Lösungspumpendrehzahl aufgenommen. Für hohe Generatortemperaturen wurde daher teilweise die Generatorleistung etwas abgesenkt, um die Schwankungen der Leistung gering zu halten.

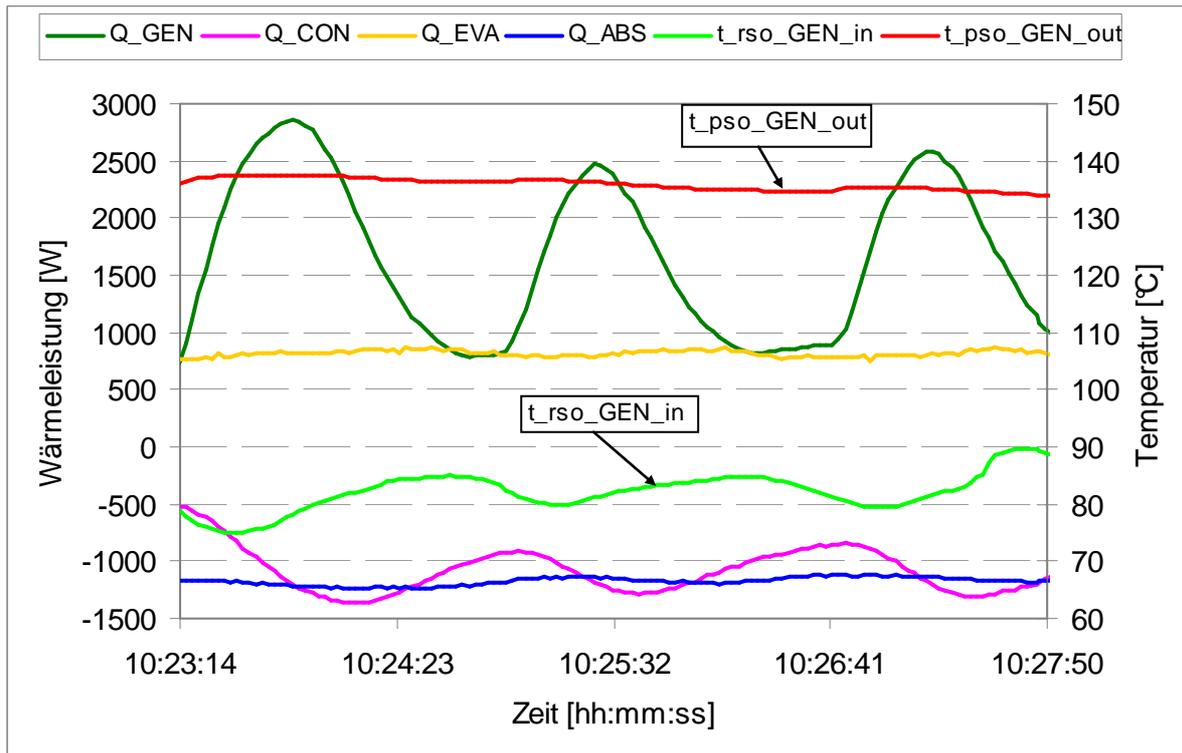


Abbildung 5-1: Leistungsschwankungen durch eine zu hohe Generatortemperatur

Für niedrige Heizwassertemperaturen ergibt sich im Absorptionswärmepumpenprozess eine kleine Entgasungsbreite. Dies bedeutet, dass der spezifische Lösungsumlauf und somit der Volumenstrom der reichen Lösung durch den Generator groß ist. Beim Betrieb des Prüfstandes ergaben sich Probleme die gewünschte Leistung des Generators zu erreichen. Der hohe Lösungsumlauf wirkte sich negativ auf die Regelbarkeit des Prüfstandes aus. Über die Regelung der Pumpendrehzahl und der manuellen Einstellung der Lösungsdrössel konnte kein konstanter Füllstand im Lösungssammelbehälter erreicht werden. Die Aufnahme eines stationären Punktes war nicht möglich. Durch ein Absenken der Pumpendrehzahl und somit eine Reduzierung der Generatorleistung konnte dieses Problem behoben werden. Es wurden daher Messpunkte bei niedrigeren Generatortemperaturen bei reduzierter Generatorleistung aufgenommen.

5.2.3. Messergebnisse bei $t_{\text{SNK_in}} / t_{\text{BRN_in}}$ von 23 / 6

Die Ergebnisse der Messungen bei den externen Temperaturen von 23/6 sind in den beiden Unterpunkten mit und ohne Lösungsmittelwärmetauscher aufgeteilt. Die COPc-Verläufe sind für die Kühlwassertemperatur von 23°C in der Farbe blau und für das Zweistoffgemisch als durchgezogene Linie dargestellt. Der Hoch- und Niederdruck bewegt sich bei diesen externen Temperaturen zwischen ca. 11,4 und 13 bar bzw. zwischen ca. 3,4 und 4,1 bar.

- **Ergebnisse mit Lösungsmittelwärmetauscher:**

Die berechneten Kennzahlen der Absorptionswärmepumpe aus den Messungen sind in der Abbildung 5-2 und Abbildung 5-3 für die zugehörigen Temperaturen der Lösung nach dem Generator dargestellt. Diese Temperatur eignet sich für den Vergleich besser als die Heizwassereintrittstemperatur, da die mittlere Temperaturdifferenz im Generator bei verschiedenen Betriebspunkten unterschiedlich ist. Die Dephlegmatorleistung wurde in den Diagrammen nicht ausgewertet, da sie aufgrund ihrer kleinen Leistung (ca. 50 – 180 W) eine Messunsicherheit von bis zu 100% aufweist. Die Tendenz der Zunahme der Dephlegmatorleistung mit steigender Generatortemperatur war aber meistens erkennbar. Im COP_c-Verlauf sind bei den ausgewerteten Messpunkten die Fehlerindikatoren aufgetragen. Diese resultieren aus den Unsicherheiten der Messwertaufnehmerkalibrierung und wurden mit Hilfe der Gesetze der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung berechnet.

Im Allgemeinen kann man erkennen, dass die Anlageneffizienz über die Generatortemperatur annähernd konstant ist und bei hohen und niedrigen Generatortemperaturen abfällt. Grundsätzlich macht sich eine Reduktion der Anlageneffizienz durch einen Abfall der Verdampfer- und Kondensatorleistung gegenüber den Generator- und Absorberleistungen bemerkbar (vgl. Abbildung 5-3). Bei niedrigen Generatortemperaturen kommt es aufgrund des hohen Lösungsumlaufs zu einer großen Wärmeübertragungsleistung im Lösungswärmetauscher. Wegen der endlichen Übertragungsfläche des Wärmetauschers nimmt die rückgewonnene Wärme bezogen auf die theoretisch mögliche Wärmeübertragung im Wärmetauscher ab. Dies reduziert die Effizienz der Anlage, da die nicht an die reiche Lösung übertragene Wärme im Absorber abgeführt wird. Die reduzierte Effizienz bei hohen Generatortemperaturen wird vor allem durch die höheren am Dephlegmator abgeführten Wärmeleistungen verursacht. Weiters bewirken die höheren Wärmeverluste einen weiteren Abfall der Effizienz.

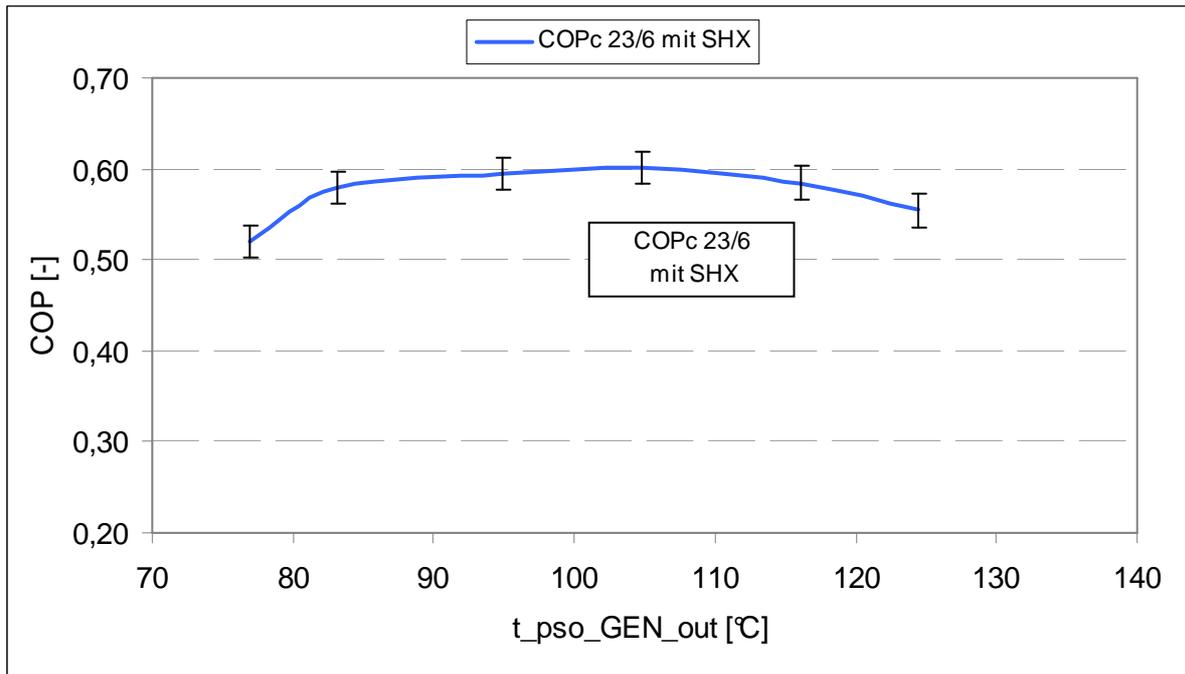


Abbildung 5-2: Abhängigkeit von COPc von der Generatoraustrittstemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$

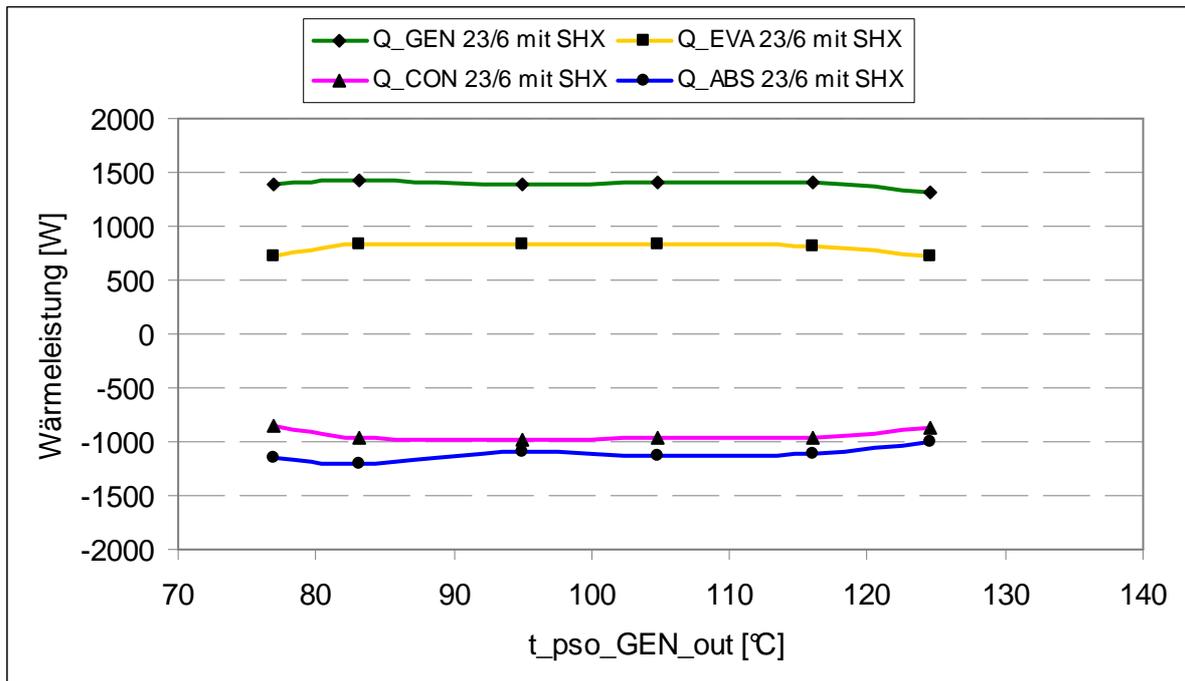


Abbildung 5-3: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$

- **Ergebnisse ohne Lösungsmittelwärmetauscher**

Die Ergebnisse der Messungen und ihre Kennzahlen ohne Lösungsmittelwärmetauscher sind in der Abbildung 5-4 und Abbildung 5-5 dargestellt. In Abbildung 5-4 sind neben den COP_c-Kennzahlen ohne Lösungsmittelwärmetauscher die Verläufe der Werte mit Wärmetauscher dargestellt. Man erkennt, dass der Wirkungsgradabfall durch den Betrieb ohne Lösungsmittelwärmetauscher kontinuierlich mit zunehmender Generatortemperatur abnimmt. Der COP_c Unterschied bei einer Generatortemperatur von ~76°C beträgt ca. 0,28, bei ~125°C nur mehr ca. 0,14. Weiters steigt im Gegensatz zu dem Betrieb mit Wärmetauscher die Effizienz ständig mit der Generatortemperatur an. Dies ist dadurch zu erklären, dass der Verlust durch die nicht wiedergewonnene Wärme im Lösungsmittelwärmetauscher bei großen Lösungsumläufen und niedrigen Heizwassertemperaturen größer ist, als bei hohen Generatortemperaturen und dafür kleinen Lösungsmassenströmen. Im Diagramm der Wärmeleistungen (Abbildung 5-5) erkennt man diesen Effizianzanstieg durch die relative auf die Generatorleistung bezogene Zunahme der Kondensator- und Verdampferleistungen.

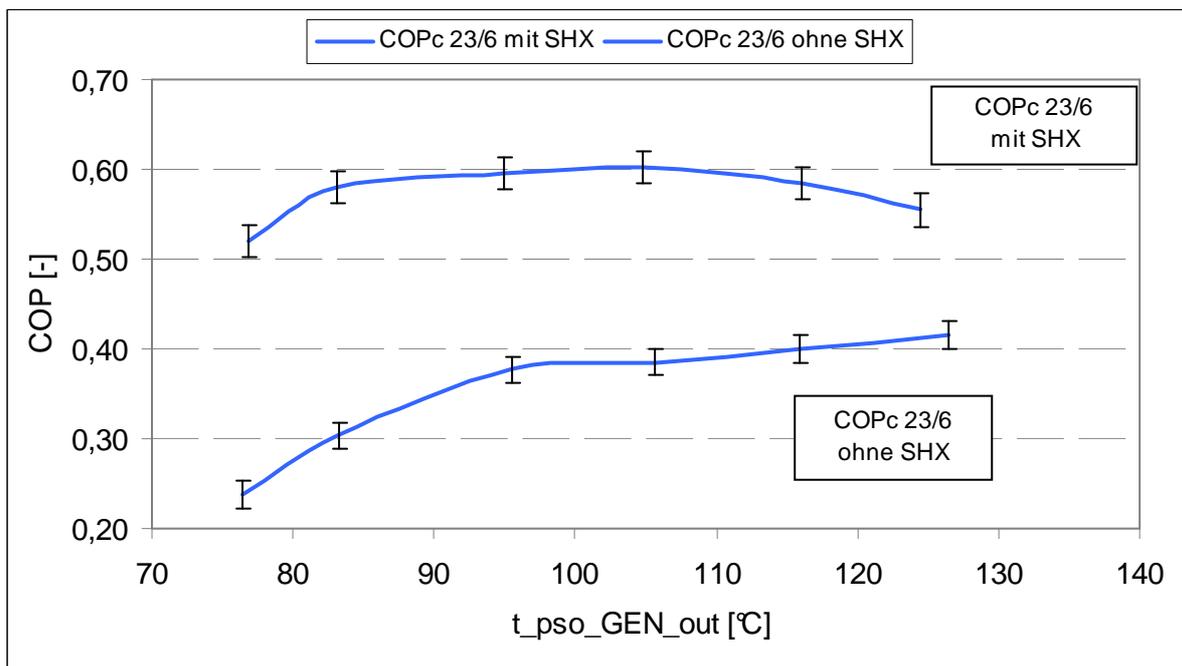


Abbildung 5-4: Abhängigkeit von COP_c von der Generatortemperatur mit und ohne SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$

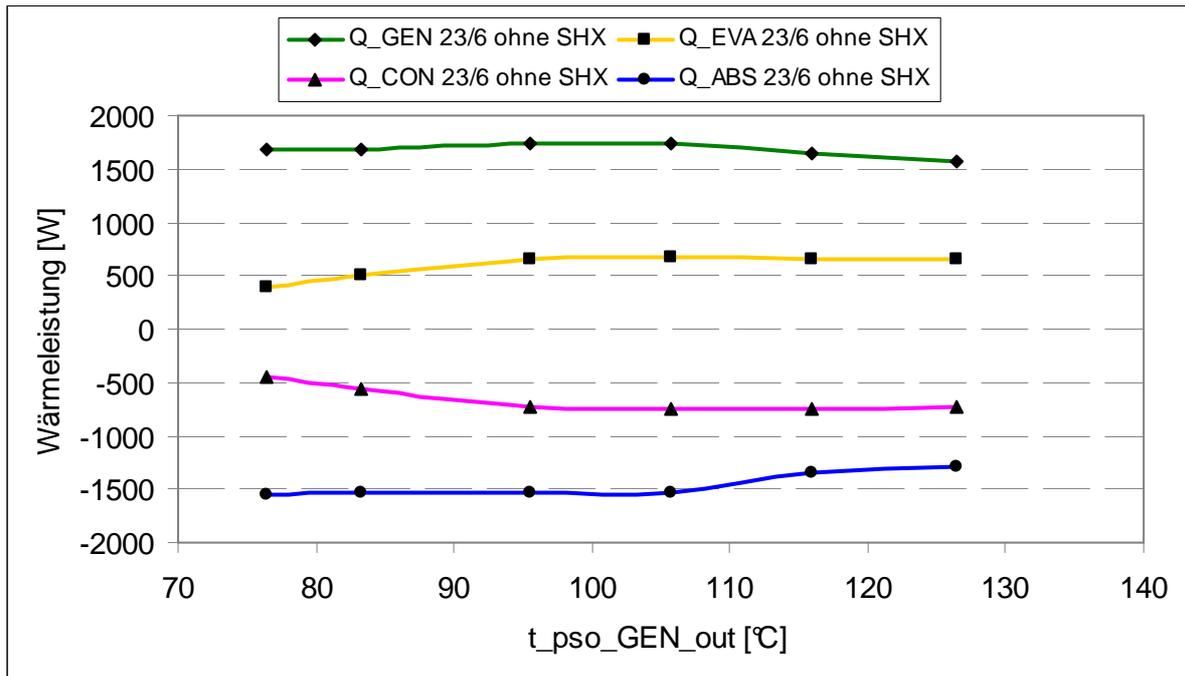


Abbildung 5-5: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatortemperatur ohne SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$

5.2.4. Messergebnisse bei t_{SNK_in} / t_{BRN_in} von 33 / 6

Bei dieser Messreihe wurde die Kühlwassertemperatur von 23°C auf 33°C angehoben um die Auswirkungen eines höheren Temperaturhubes zu zeigen. Die COPc-Verläufe sind für die Kühlwassertemperatur von 33°C in der Farbe rot dargestellt. Durch die erhöhte Kühlwassertemperatur stieg der Hochdruck auf ca. 15,2 bis 16,1 bar an.

- **Ergebnisse mit Lösungsmittelwärmetauscher:**

In der Abbildung 5-6 und Abbildung 5-7 sind zum Vergleich der COP-Werte und Wärmeleistungen diesmal die Werte der Messungen bei einer Kühlwassertemperatur von 23°C eingetragen. Die Lage der Grenzwerte der minimalen und maximalen Generatortemperaturen steigt durch den erhöhten Hochdruck an. Bei den Werten mit annähernd gleichen Generatorleistungen und -temperaturen ist ersichtlich, dass die Leistungen von Verdampfer und Kondensator geringer sind. Dies sorgt für die kleiner ausfallenden COP-Werte bei höheren Temperaturhuben. Die Effekte der geringeren Anlageneffizienz bei hohen und niedrigen Generatortemperaturen sind wie in Kapitel 5.2.3 beschrieben ebenfalls ersichtlich.

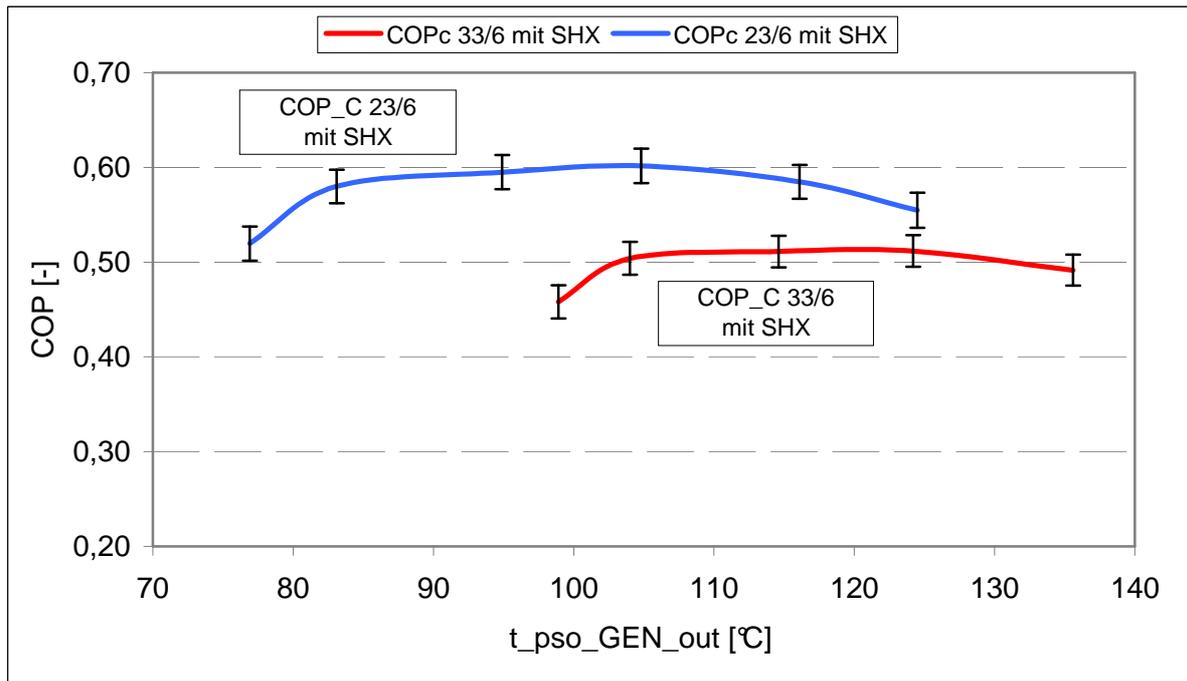


Abbildung 5-6: Abhängigkeit von COPc von der Generatortemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$ und $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$

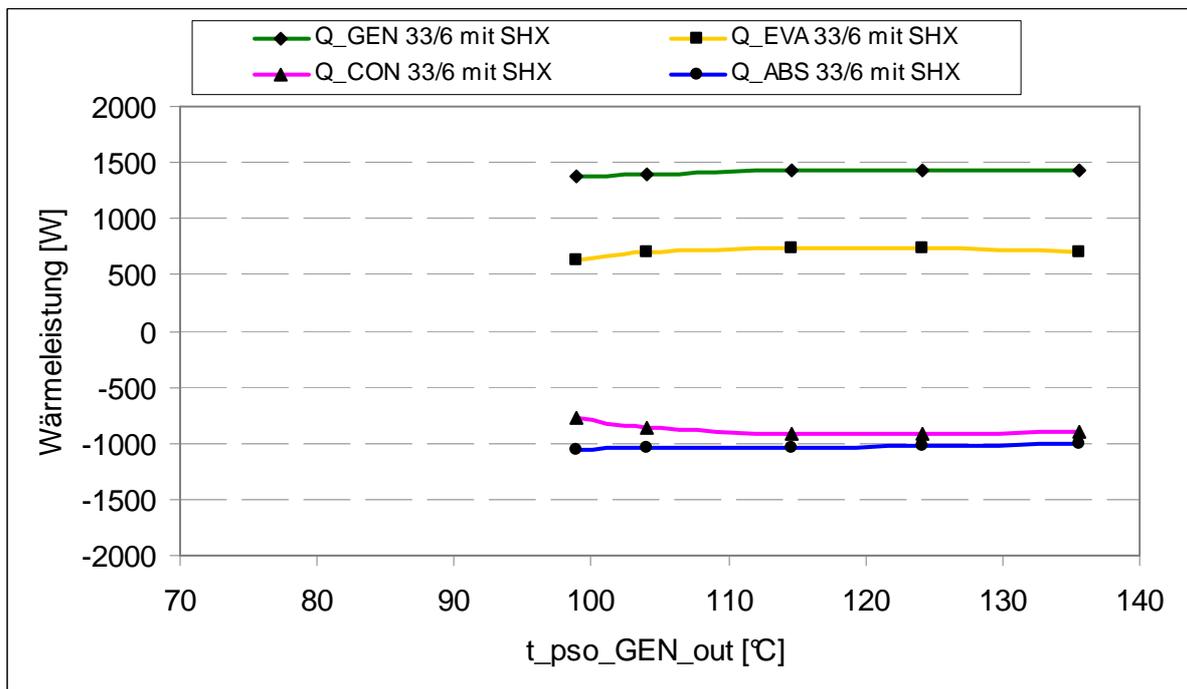


Abbildung 5-7: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatortemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$

- **Ergebnisse ohne Lösungsmittelwärmetauscher:**

Die ausgewerteten Ergebnisse bei erhöhtem Temperaturhub und ohne Lösungsmittelwärmetauscher zeigen dieselben Effekte wie in den vorherigen Kapiteln beschrieben. Die erhaltenen Diagramme (Abbildung 5-8 und Abbildung 5-9) dieser Messreihe sind nachfolgend abgebildet.

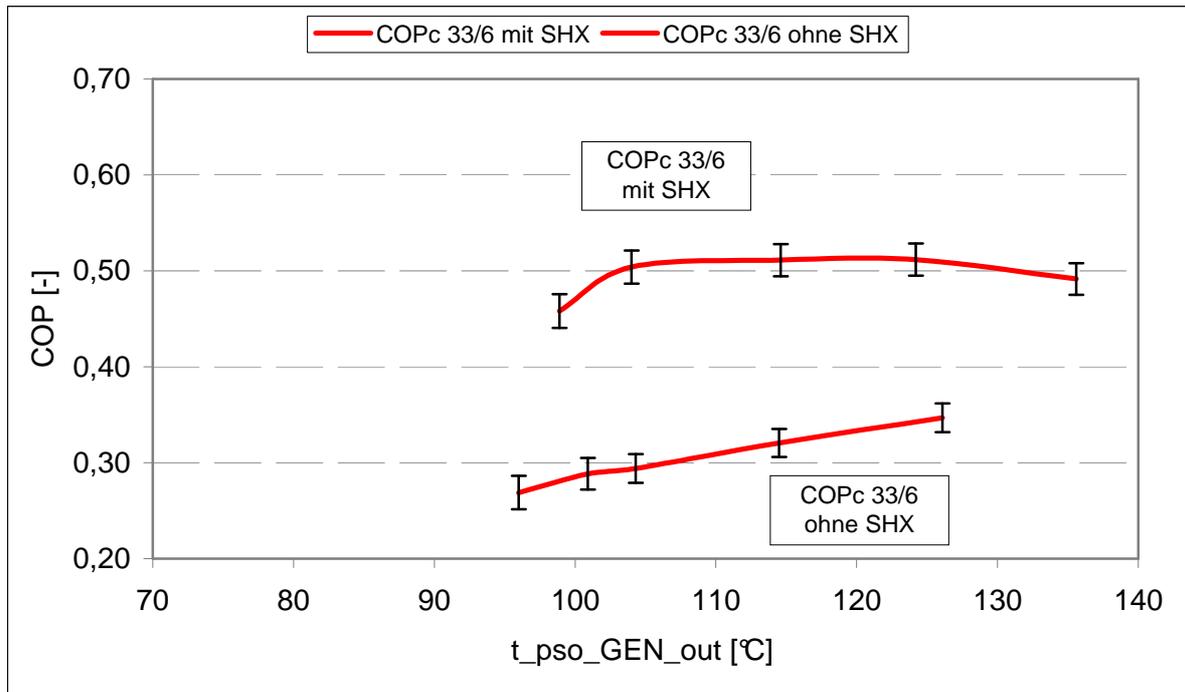


Abbildung 5-8: Abhängigkeit von COPc von der Generatoraustrittstemperatur ohne und mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$

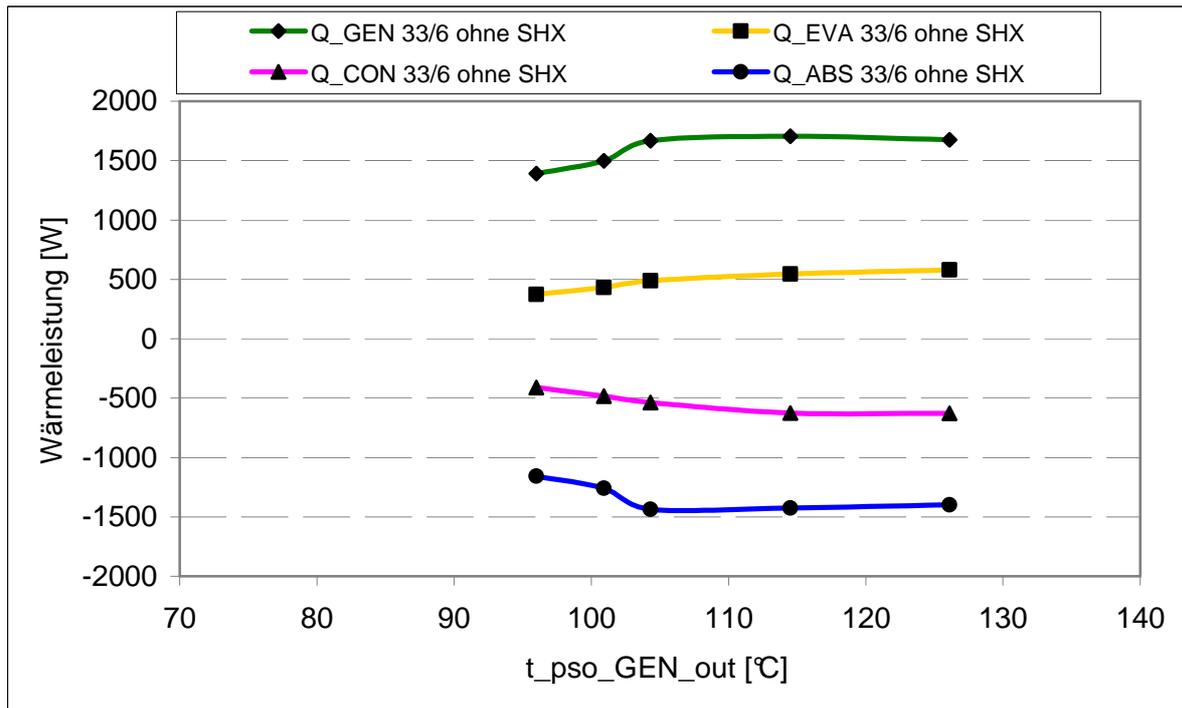


Abbildung 5-9: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur ohne SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$

5.2.5. Auswertung und Vergleich der Messergebnisse

Im Rahmen des Projektes InnovAP wurde ein Simulationsmodell des Prüfstandes mit Hilfe der Software ASPEN Plus erstellt. Anhand des Modells wurden die aufgenommenen Messwerte von Hr. Oleksandr Kotenko am Institut für Wärmetechnik weiter analysiert. Durch eine Analyse wurden weitere Kennzahlen ermittelt, die nicht durch Messungen am Prüfstand erfasst werden konnten. Da sich dieses Simulationsmodell noch in der Entwicklungsphase befand, sind die erhaltenen Kennwerte noch mit Unsicherheiten behaftet. Die ausgewerteten Daten wurden nun herangezogen um die Auswirkungen der konstruktiven Veränderungen am Prüfstand zu untersuchen. Dabei wurde ein Messpunkt am ursprünglichen Versuchsstand und einer am aktuellen Aufbau bei ähnlichen externen Temperaturniveaus verglichen (33/6/120 bzw. 35/6/120). Die Tatsache, dass die Anlage und somit die Komponenten bei nun höheren Leistungen betrieben wurden, erschwert den Vergleich. In den nachfolgenden Punkten werden die Auswirkungen der Umbauten an Absorber, Verdampfer und Tropfenabscheider anhand ihrer Kennzahlen erläutert.

- **Absorber:**

Durch die Betrachtung des Fallfilms durch die installierten Schaugläser im Absorber konnte bereits die Funktion der installierten Kapillarstruktur beobachtet werden. Die Benetzung der

Struktur findet statt und ein gleichmäßiges verteiltes Abfließen der Lösung ist gegeben. In den Kennzahlen des Absorbers macht sich der Umbau wie in Tabelle 5-3 dargestellt bemerkbar. Der Vergleich mit den in Kapitel 3.2.2 berechneten U-Werten zeigt, dass die berechneten Kennzahlen stark von denen der Simulationsanalyse abweichen. Der U-Wert des Absorbers ist in den Berechnungen viel höher. Dies wird an den bei den Berechnungen getroffenen Vereinfachungen liegen. Die prozentuelle Zunahme der Wärmeübergangszahlen stimmt allerdings sehr gut mit den durch die Messungen erhaltenen überein.

Tabelle 5-3: Vergleich von Absorberkennzahlen

Größe	vor Umbau	nach Umbau	Einheit
externe Temperaturen	35/5/120	33/6/120	°C
Massenstrom RSO	9,9	17,2	kg/h
Massenstrom SNK	211	221	kg/h
Wärmeleistung	879	1240	W
U - Wert	579	1028	W/(m ² K)
Absorptionswirkungsgrad	0,61	0,94	-
Unterkühlung	8,9	1	K

Trotz der nun höheren Massenströme der Lösungen, durch die erhöhte Leistung im Absorber kann man sagen, dass sich der Wärmeübergang durch die Maßnahmen an der Kühlwasserseite und durch die Kapillarstruktur stark verbessert hat. Bemerkenswert sind die starke Zunahme des Absorptionswirkungsgrades und auch der Abfall der Unterkühlung. Dies zeigt, dass der gewünschte Effekt einer gleichmäßigen Benetzung und einer geringen Filmdicke auftritt. Der Einsatz einer Kapillarstruktur im Fallfilmabsorber hat sich somit als sinnvoll erwiesen.

- **Verdampfer:**

Auch beim Verdampfer konnten die gewünschten Verbesserungen durch den Umbau erreicht werden. Durch die Absenkung der Wendelsteigung und Erhöhung des Kaltwassermassenstroms konnte der U-Wert fast verdoppelt werden. Dies wird ebenfalls wie im Absorber durch einen höheren Kältemittelmassenstrom begünstigt. Die ausgewerteten U-Werte sind denen in Kapitel 3.2.1 berechneten Werten ähnlich, obwohl einerseits die Überhitzung vernachlässigt wurde und beide Male keine Wärmeverluste berücksichtigt wurden. In Tabelle 5-4 sind die aus den Messergebnissen gewonnenen U-Werte dargestellt.

Tabelle 5-4: Vergleich von Verdampferkennzahlen

Größe	vor Umbau	nach Umbau	Einheit
externe Temperaturen	35/5/120	33/6/120	°C
Massenstrom REF	1,5	2,8	kg/h
Volumenstrom BRN	191	264	l/h
Wärmeleistung	385	732	W
U - Wert	605	1006	W/(m ² K)

- **Tropfenabscheider:**

Das Ziel eines reineren Kältemitteldampfs durch den wie in Kapitel 3.2.3 beschriebenen Einbau eines größeren Tropfenabscheiders wurde laut den Simulationsergebnissen erreicht. Die Simulationsauswertungen der früheren Messungen erforderten eine Anpassung durch die Annahme einer Dampfbzahl (aufgrund von mitgerissenen Tropfen) des nach dem Tropfenabscheider austretenden Kältemittels. Dies ist bei den aktuellen Simulationen nicht mehr von Nöten. Das weist darauf hin, dass sich die Reinheit des Ammoniakdampfes verbessert hat.

- **Änderung der Effizienz der Anlage nach Umbau**

Die Effizienz des Versuchsstandes hat sich bei diesen externen Temperaturen von ursprünglich $COP_c = 0,39$ auf 0,51 (Zunahme von 30,7%) verbessert. Man muss aber beachten, dass der Temperaturhub bei dem aktuellen Messpunkt um 1 K kleiner ist, sodass die tatsächliche Wirkungsgradsteigerung etwas geringer ausfällt.

- **Abweichungen von der Leistungsbilanz:**

Durch die Wärmeverluste der Anlage, der nicht Berücksichtigung der Pumpenleistung und aufgrund von Messfehler, kommt es zu einer Abweichung der in Gl. 2-1 beschriebenen Leistungsbilanz. Der Fehlbetrag um diese Gleichung zu erfüllen, wurde für die einzelnen Messpunkte berechnet. Dieser nimmt mit ansteigender Kühl- und Heizwassertemperatur zu. Den maximalen Betrag von 183 W erreichte er bei dem Messpunkt mit den externen Temperaturen von 33/6/130 ohne Lösungsmittelwärmetauscher. Dies entspricht 10,9% der Generatorleistung. Mit 61,5 W und 4,4% der Generatorleistung war die Abweichung bei dem Messpunkt 23/6/83 mit Lösungsmittelwärmetauscher am geringsten.

- **Abschätzen der Wärmeverluste:**

Für das Abschätzen der Auswirkungen der Wärmeverluste wurden die Verluste an den einzelnen Komponenten untersucht. Die Verbindungsleitungen sowie die Bauteile Füllstandsbehälter und Lösungsmittelpumpe wurden dabei nicht in Betracht gezogen. Die

Ermittlung des Wärmeübergangs erfolgte dabei unter der starken Vereinfachung, dass die Wärmeübergänge auf der Lösungsseite durch die Annahme einer Wandtemperatur vernachlässigt wurden. Zusätzlich wurde die Geometrie der untersuchten Bauteile für die Berechnung stark vereinfacht indem sie als Zylinder oder Quader angenommen wurden. Der Wärmeübergang wurde nur an den vertikalen Flächen durch freie Konvektion an die Umgebung ermittelt (Gleichungen laut VDI Wärmeatlas (2006) im Anhang, Gl. 8-14 und Gl. 8-15). Die an den Komponenten angebrachten unterschiedlichen Wärmedämmungen wurden mit berücksichtigt. Die Verluste wurden für die zwei verschiedenen Kühlwassertemperaturen und den jeweiligen maximalen und minimalen Generatortemperaturen mit Lösungsmittelwärmetauscherbetrieb berechnet. Die Wärmeeinträge und Wärmeverluste sind in Tabelle 5-5 für die verschiedenen Temperaturniveaus dargestellt. Durch die berechneten Wärmeverluste bzw. Wärmeeinträge an den Komponenten kann nun überprüft werden, welche Auswirkungen diese auf die Abweichungen von der Leistungsbilanz (Gl. 2-1) haben. Durch das Einbeziehen dieser Leistungen in den Fehlbetrag dQ erhält man den in Tabelle 5-5 genannten Wert „ dQ Messung angepasst“. Man erkennt, dass dieser Fehlbetrag durch die Mitberücksichtigung der Wärmeverluste bzw. Wärmeeinträge einen wesentlich kleineren Wert annimmt. Weiters unberücksichtigt bleiben die Wärmeverluste an den Leitungen und der Lösungspumpe, und der Leistungseintrag durch die Lösungspumpe.

Tabelle 5-5: Wärmeverluste einzelner Komponenten

Größe	Verlustleistungen				Einheit
Kaltwassertemperatur	5				°C
Kühlwassertemperatur	23		33		°C
Heizwassertemperatur	83	130	105	140	°C
Generator	6	11,2	6	12,3	W
Absorber	0,6		6,5		W
Kondensator	0,9		2,6		W
Lösungsmittelsammelbehälter	11	22,5	16,5	24,4	W
Kältemittelsammelbehälter	1,7		3,3		W
Rektifikationskolonne	23,4	38	19,3	41,1	W
Lösungsmittelwärmetauscher	3,6	4,5	5,5	6,1	W
Wärmeeinträge / Verdampfer	-22,5				W
Wärmeverluste	47,2	79,4	59,7	96,3	W
dQ Messung	61,5	87,4	87,5	143,1	W
dQ Messung angepasst	36,8	30,5	50,3	69,3	W

Diese Verluste reduzieren die Effizienz der Anlage. Es wurden daher bei vier verschiedenen Messpunkten, die COP-Werte mit Einfluss der Wärmeeinträge und Verluste berechnet (Gl. 5-1 und Gl. 5-2), um deren Einfluss auf die Effizienz der Anlage beurteilen zu können. In

Tabelle 5-6 sind die COP-Werte für Kühlfunktion und Heizfunktion mit und ohne Einfluss der Wärmeverluste und Wärmeeinträge der Bauteile dargestellt.

$$COP_{C_ohne_Wärmeverluste} = \frac{\dot{Q}_{EVA} - \dot{Q}_{EVA_Wärmeeintrag}}{\dot{Q}_{GEN} - \dot{Q}_{GEN_Wärmeverlust}} \quad \text{Gl. 5-1}$$

$$COP_{H_ohne_Wärmeverluste} = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{DEP} + \sum \dot{Q}_{Wärmeverluste_ohne_GEN}}{\dot{Q}_{GEN} - \dot{Q}_{GEN_Wärmeverlust}} \quad \text{Gl. 5-2}$$

Tabelle 5-6: COP-Werte, mit Wärmeverluste und ohne Wärmeverluste

externe Temperaturen [°C]	mit Wärmeverluste		ohne Wärmeverluste		Differenz	
	COP _H	COP _C	COP _H	COP _C	ΔCOP _H	ΔCOP _C
22/6/83	1,476	0,52	1,511	0,537	2,4%	3,3%
22/6/130	1,49	0,555	1,553	0,576	4,2%	3,8%
33/6/105	1,395	0,458	1,44	0,477	3,2%	4,1%
33/6/140	1,395	0,492	1,462	0,509	4,8%	3,5%

5.3. Betrieb des Prüfstandes mit dem Gemisch NH₃/H₂O mit NaOH

Für die Messungen mit dem Dreistoffgemisch Ammoniak-Wasser-NaOH, wurde versucht dieselben Randbedingungen wie bei dem Zweistoffgemisch zu schaffen. Das heißt, es wurden die gleichen Messpunkte wie mit NH₃/H₂O bei den entsprechenden Generatorleistungen und externen Temperaturen mit dem Dreistoffgemisch erfasst, um einen anschließenden Vergleich der beiden Gemische anstreben zu können.

5.3.1. Messergebnisse bei t_{SNK_in} / t_{BRN_in} von 33 / 6

Es folgen die Messergebnisse einer Kühlwassertemperatur von 33°C mit und ohne Lösungsmittelwärmetauscher. Die Bereiche des Hoch- und Niederdrucks haben sich mit dem Zusatz NaOH nur unwesentlich gegenüber den Messungen ohne Zusatz verändert. Die Verläufe der COP-Werte des Gemisches mit Zusatz, sind in den Diagrammen mit einer strichpunktierten Linie dargestellt.

- **Ergebnisse mit Lösungsmittelwärmetauscher:**

In Abbildung 5-10 sieht man den Vergleich der Messpunkte des Zweistoff und Dreistoffgemisches. Die beiden Verläufe des COP-Wertes ähneln sich und deren Messunsicherheiten überschneiden sich. Man kann daher keine Aussage über mögliche Auswirkungen von NaOH, beim Vergleich dieser beiden Messreihen treffen. Ein zusätzlicher

Messpunkt wurde bei einer Generatortemperatur von ca. 92°C aufgenommen. Dieser zeigt einen weiteren Effizienzabfall bei tiefen Generatortemperaturen. Die Leistungen der Komponenten sind in Abbildung 5-11 dargestellt.

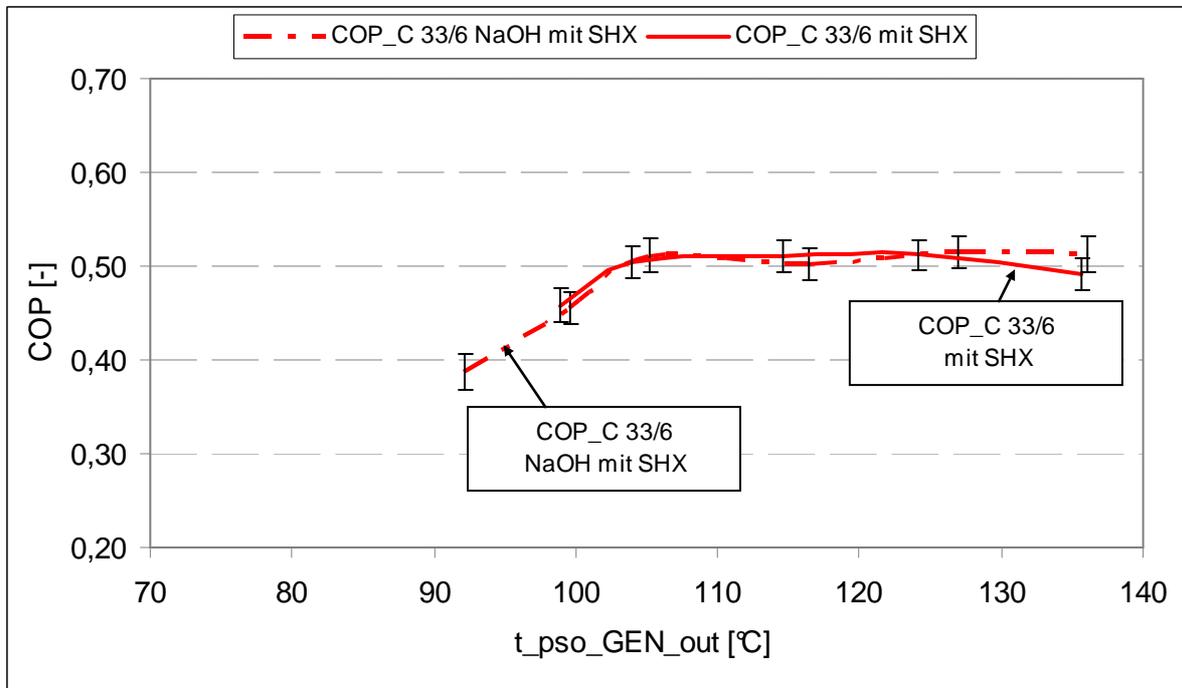


Abbildung 5-10: Abhängigkeit von COPc von der Generatortemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$, Vergleich: Zweistoffgemisch – Dreistoffgemisch

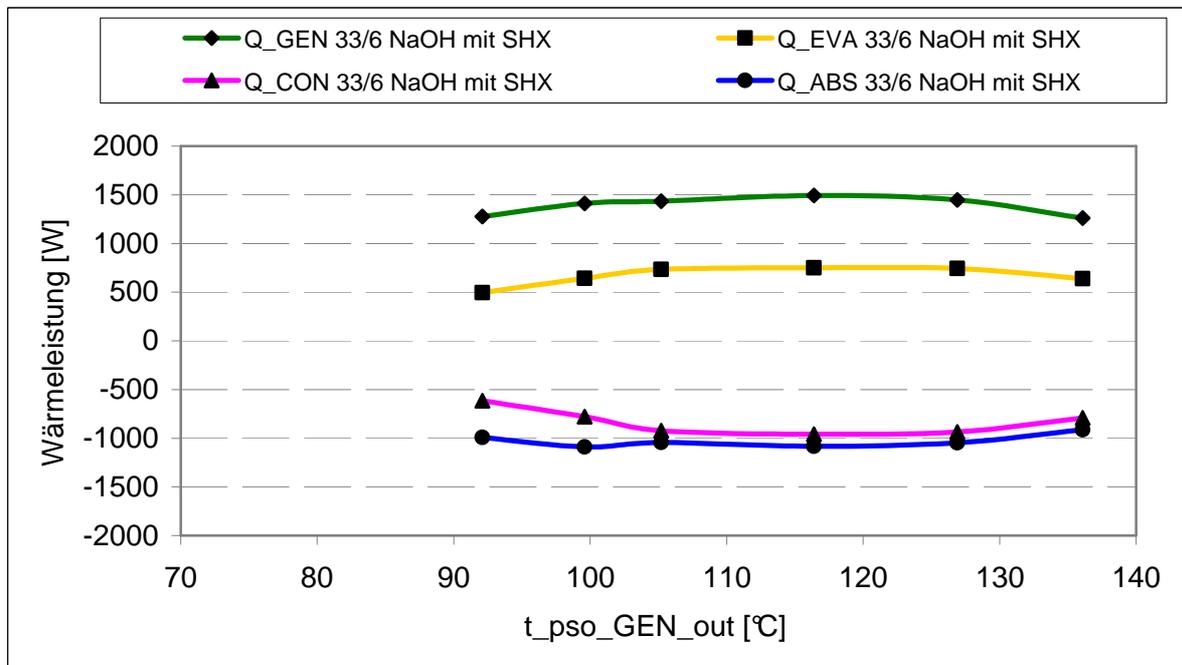


Abbildung 5-11: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatortemperatur mit SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$, Dreistoffgemisch

- **Ergebnisse ohne Lösungsmittelwärmetauscher:**

Die in Abbildung 5-12 dargestellten Verläufe ohne Lösungsmittelwärmetauscher zeigen bei den Werten mit dem Zusatz eine leicht erhöhte Effizienz, liegen aber im Bereich der Messunsicherheit. Es müssten Kontrollmessungen durchgeführt werden, um diese erhöhten COP-Werte mit dem Zusatz NaOH bestätigen zu können. Für diese Messreihe wurde ebenfalls ein weiterer Punkt bei tiefen Generatortemperaturen aufgenommen und zeigt eine weiter sinkende Effizienz. Die Wärmeleistungen der Bauteile dieser Messreihe ist in Abbildung 5-13 abgebildet.

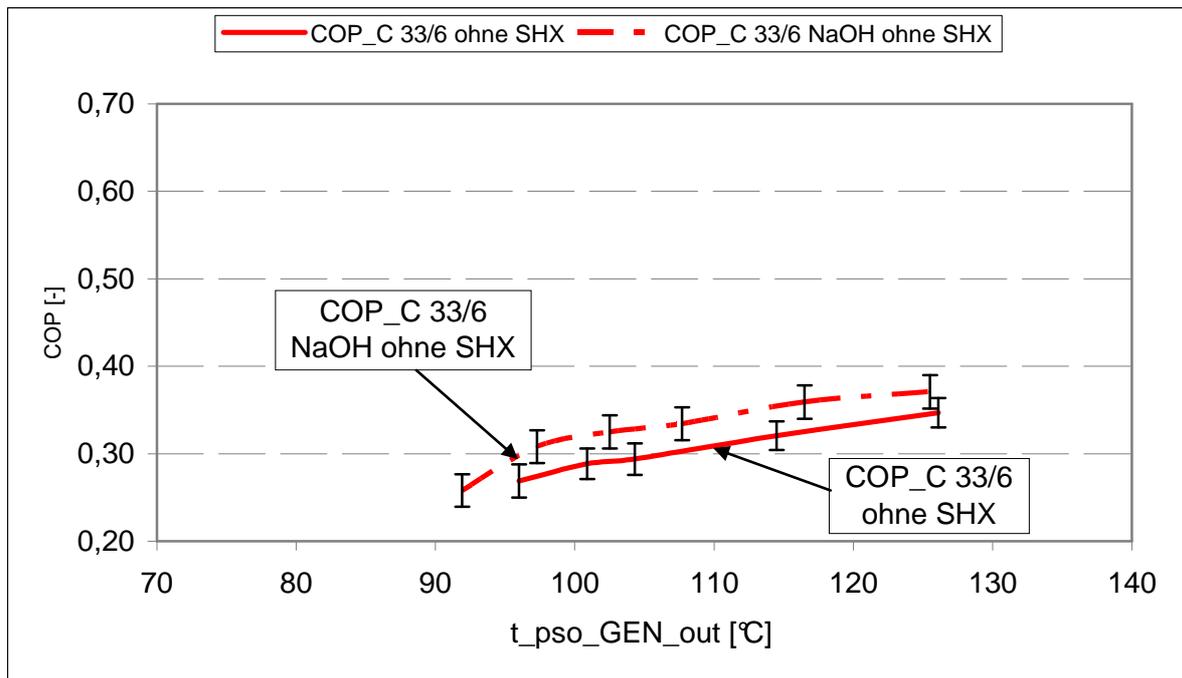


Abbildung 5-12: Abhängigkeit von COP_c von der Generatortemperatur ohne SHX bei $t_{SNK,in} / t_{BRN,in} = 33 / 6$, Vergleich: Zweistoffgemisch - Dreistoffgemisch

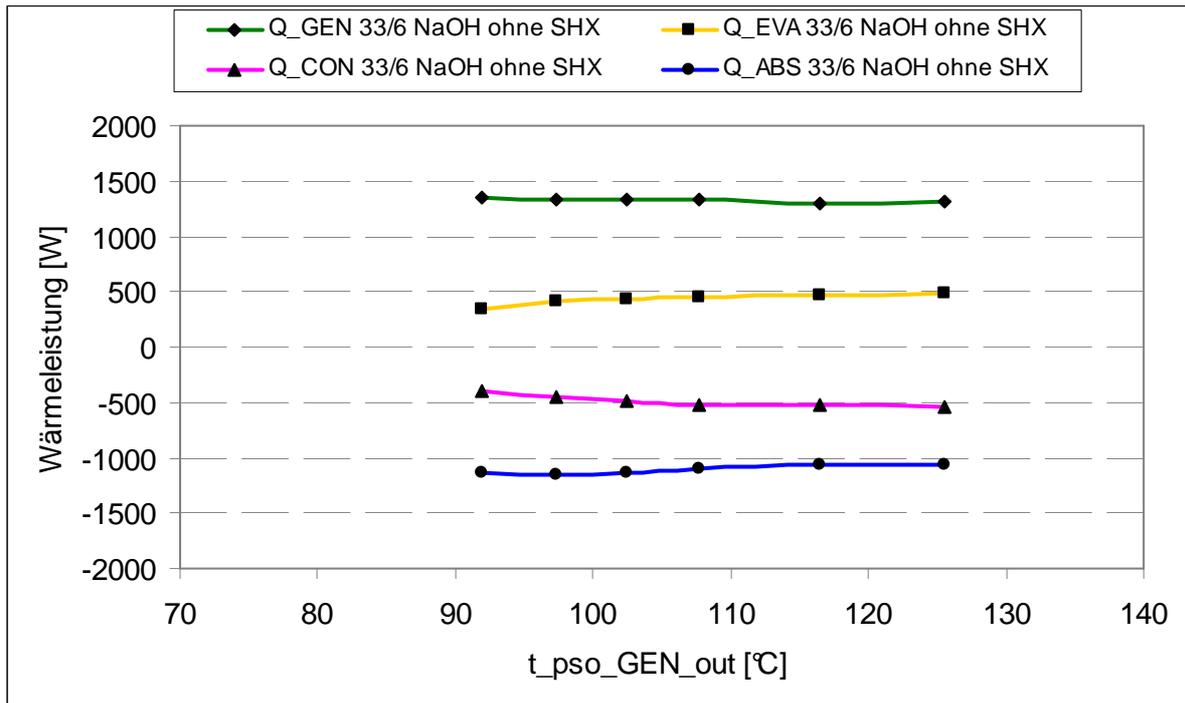


Abbildung 5-13: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur ohne SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 33 / 6$, Dreistoffgemisch

5.3.2. Messergebnisse bei t_{SNK_in} / t_{BRN_in} von 23 / 6

Für weitere Messungen wurde der Entschluss gefasst, die Generatorleistung auf 1300 W zu reduzieren, da bei den Messungen mit dem Gemisch $NH_3/H_2O/NaOH$ teilweise eine höhere Effizienz bei niedrigeren Antriebsleistungen festgestellt wurde. Weiters können nun die Messpunkte bei hohen und niedrigen Generatortemperaturen bei gleicher Leistung aufgenommen werden. Dies wurde bei diesen Messpunkten bereits umgesetzt. Es können daher aus dem Vergleich mit den vorherigen Messpunkten des Zweistoffgemischs nur bedingt Rückschlüsse gezogen werden.

- **Messungen mit Lösungswärmetauscher**

Diese Messpunkte wurden bereits mit einer um ca. 200 W geringeren Generatorleistung aufgenommen. Aus Zeitgründen konnten nur mehr 3 Messpunkte erfasst werden. In der Abbildung 5-14 werden diese trotzdem zum Vergleich mit den Messpunkten ohne dem Zusatz NaOH bei höheren Generatorleistungen dargestellt. Es sind keine wesentlichen Unterschiede der Anlageneffizienz zu erkennen. In Abbildung 5-15 sind die Wärmeleistungen der Komponenten dargestellt.

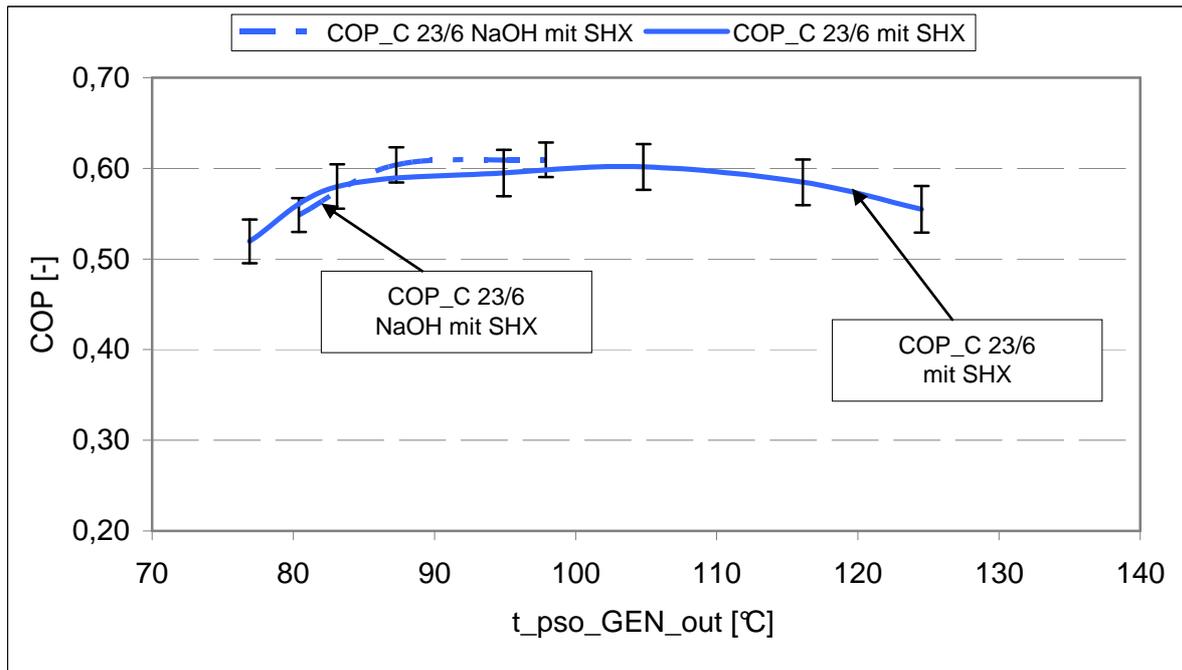


Abbildung 5-14: Abhängigkeit von COP_c von der Generatoraustrittstemperatur mit SHX bei $t_{SNK,in} / t_{BRN,in} = 23 / 6$, Vergleich: Zweistoffgemisch – Dreistoffgemisch

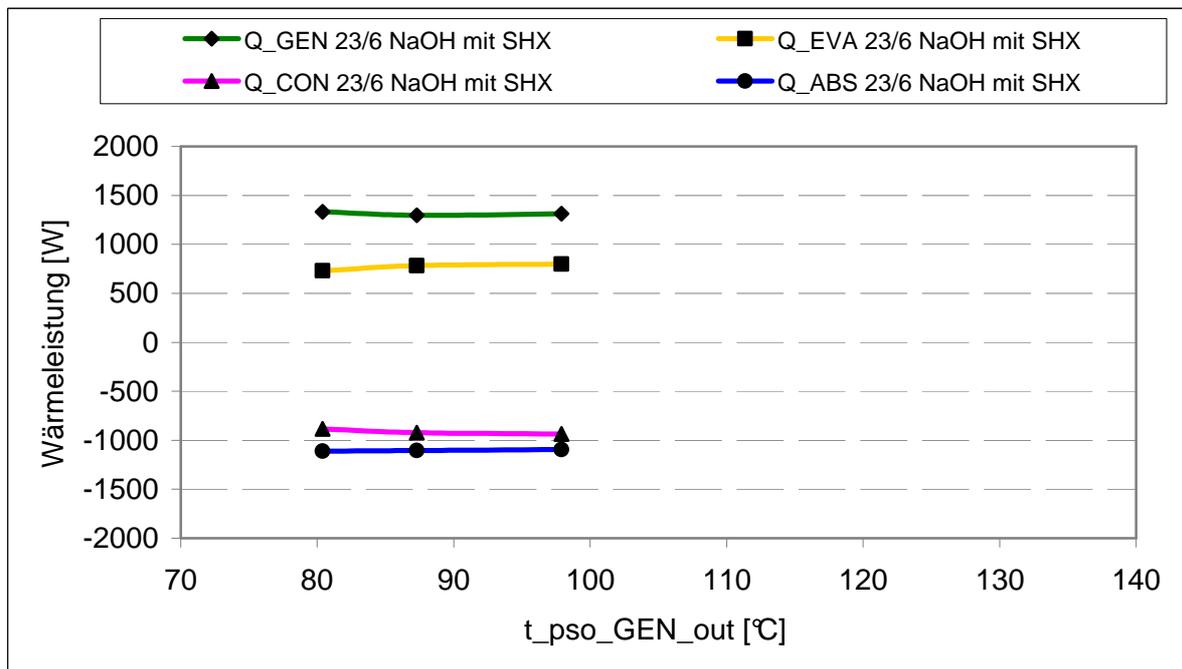


Abbildung 5-15: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur mit SHX bei $t_{SNK,in} / t_{BRN,in} = 23 / 6$, Dreistoffgemisch

- **Messungen ohne Lösungswärmetauscher**

In Abbildung 5-16 ist der COP-Verlauf dieser Messungen mit denen des Zweistoffgemisches dargestellt. Obwohl auch hier ein Vergleich nur bedingt möglich ist, zeigen diese Messungen einen erhöhten COP-Wert im Vergleich zu den Messungen mit SHX. Auffällig ist, dass dieser Effekt auch bei den Messungen bei einer Kühlwassertemperatur von 33°C aufgetreten ist. In Abbildung 5-17 sind die Wärmeleistungen dargestellt.

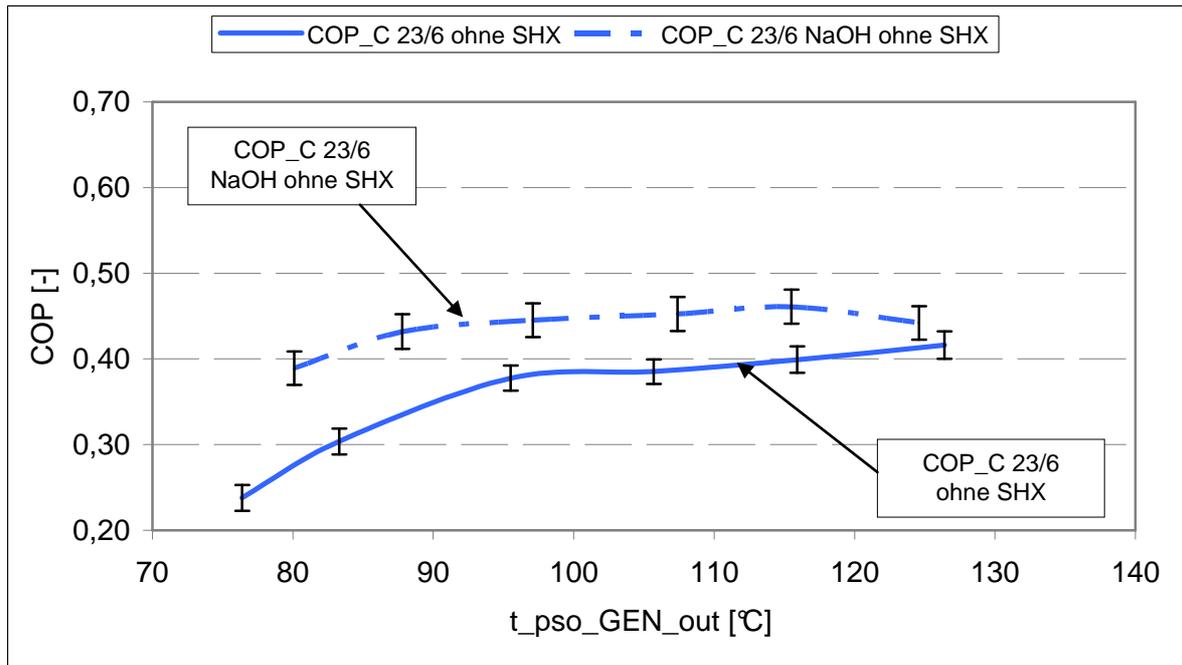


Abbildung 5-16: Abhängigkeit von COPc von der Generatortemperatur ohne SHX bei $t_{SNK,in} / t_{BRN,in} = 23 / 6$, Vergleich: Zweistoffgemisch – Dreistoffgemisch

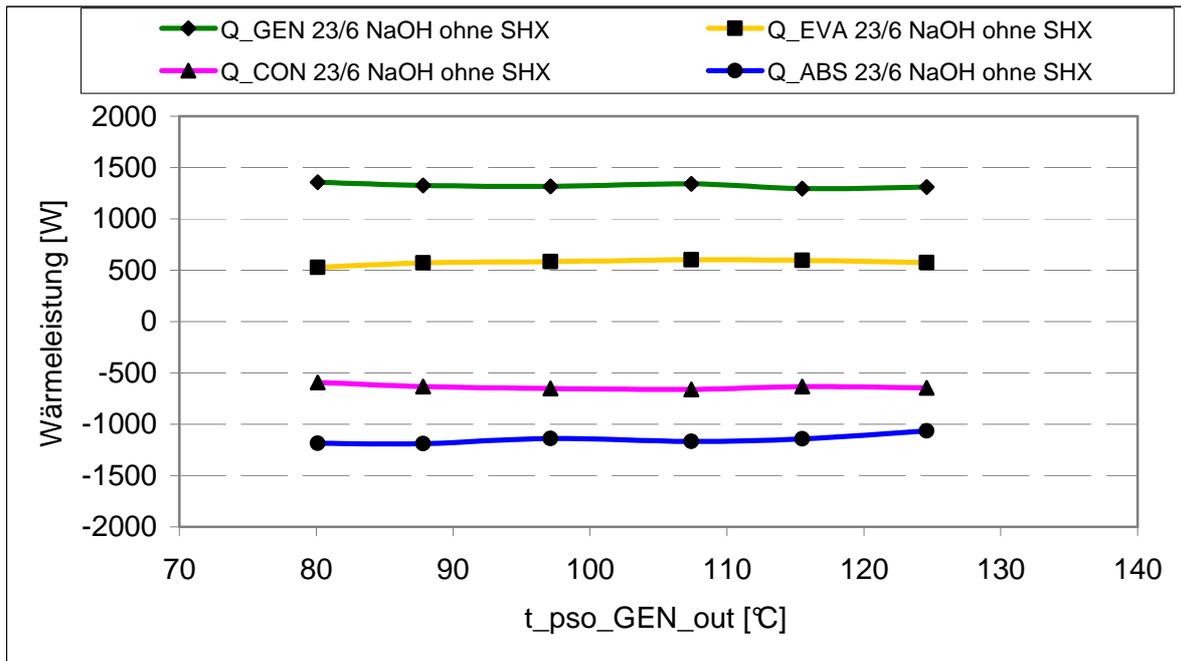


Abbildung 5-17: Abhängigkeit der Komponentenleistungen von der Generatoraustrittstemperatur ohne SHX bei $t_{SNK_in} / t_{BRN_in} = 23 / 6$, Dreistoffgemisch

6. Zusammenfassung und Ausblick

Diese Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Auswirkung von NaOH auf den Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpenprozess. Am Institut für Wärmetechnik wurden dafür bereits erste Untersuchungen im Rahmen des Projektes InnovAP durchgeführt. Es existierte daher bereits ein Prüfstand, der Aufschlüsse über Zusätze zum Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpenprozess zeigen soll. Dieser wurde nun im Zuge der Diplomarbeit optimiert, und anschließend wurden Messungen durchgeführt.

Ammoniak geht in Lösung mit Wasser eine Dipol-Dipol Bindung ein. Es bilden sich NH_4^+ und OH^- Ionen aus. NaOH ist ein Hydroxid und es entsteht durch Hydratation eine Ion-Dipol Bindung die stärker als eine Dipol-Dipol Bindung ist. Die Zugabe von NaOH in eine Ammoniak-Wasser Lösung bewirkt daher, dass sich nur mehr wenige NH_4^+ Ionen ausbilden. Dies sorgt bei einer Verdampfung der Lösung dafür, dass die Ammoniak Reinheit des Dampfes durch die Anwesenheit von NaOH in der Lösung zunimmt, und ermöglicht bei einer $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ - Absorptionswärmepumpe eine höhere Reinheit des Kältemittels bzw. mindert den nötigen Aufwand einer Rektifikation. Zusätzlich reduziert sich durch den Zusatz NaOH die Siedetemperatur der Lösung. Die Absorptionswärmepumpe sollte daher bei niedrigeren Temperaturen betrieben werden können.

Als Prozess für den Prüfstand wurde im Zeitraum 2009/10 für das Projekt InnovAP ein einstufiger Absorptionswärmepumpenprozess mit Rektifikationskolonne und Lösungsmittelwärmetauscher realisiert. Dessen Leistungsfähigkeit war damals durch die beiden Bauteile Verdampfer und Absorber begrenzt. Es wurden daher Maßnahmen gesetzt, um den Wärmeübergang in diesen Bauteilen zu erhöhen. Im Verdampfer - ausgeführt als Fallfilmverdampfer - erfolgte ein Austausch einer angebrachten Wendel in einer Ringspaltströmung auf der Seite des Kaltwassers. Die Steigung der Wendel wurde reduziert und dessen Drahtdurchmesser erhöht, um eine höhere Geschwindigkeit und Turbulenz zu erreichen. Dies soll den Wärmeübergangskoeffizienten auf das Rohr erhöhen an dessen Außenseite das Kältemittel verdampft. Zusätzlich wurde der Durchfluss des Kaltwassers erhöht, um den Wärmeübergang nochmals zu verbessern. Der Absorber ist ebenfalls als Fallfilmabsorber ausgeführt. An ihm wurden für die Kühlwasserseite selbige Umbaumaßnahmen durchgeführt wie auf der Kaltwasserseite des Verdampfers. Am Fallfilm des Absorbers wurde ein Gitternetz angebracht. Dieses feinmaschige Netz aus Edelstahl wurde enganliegend an das Fallfilmrohr montiert und soll für eine gleichmäßige Benetzung

mit der Lösung sorgen. Zusätzlich soll sich dadurch die Filmdicke des Fallfilms reduzieren und somit dessen Wärmewiderstand. Aufgrund von „Verunreinigungen“ des Kältemittels mit H_2O im Kältekreislauf wurde der Tropfenabscheider nach der Rektifikationskolonne vergrößert um dessen Abscheidegrad zu erhöhen.

Vor der Durchführung von Messungen wurden die Messwertaufnehmer für Druck, Temperatur und Durchfluss neu kalibriert. Durch Kontrollmessungen wurden die Messabweichungen gegenüber Referenzmessgeräten ermittelt, um die Unsicherheit der ausgewerteten Kennzahlen abschätzen zu können.

Es folgte die Befüllung des Prüfstandes mit dem Gemisch Ammoniak-Wasser. Für dieses Gemisch wurden insgesamt 4 Messreihen aufgenommen. Die Anzahl von 4 Messreihen kommt durch die Variation der Kühlwassereintrittstemperatur (23 und 33°C) und des Betriebs mit und ohne Lösungswärmetauscher zustande. Die Aufnahme einer Messreihe erfolgt bei variabler Generator Temperatur und sonst konstant gehaltenen Randbedingungen (Kaltwassereintrittstemperatur 6°C).

Die 2 Messreihen die mit Lösungswärmetauscher aufgenommen wurden, zeigen einen starken Abfall der Effizienz (COP) bei niedrigen Generator Temperaturen und einen langsamen Abfall bei hohen Temperaturen. Die Messreihe mit der höheren Kühlwassertemperatur wies erwartungsgemäß einen niedrigeren COP auf. Bei Betrieb ohne Lösungswärmetauscher nimmt der Abfall der Effizienz gegenüber dem Betrieb mit Wärmetauscher stetig mit zunehmender Generator Temperatur ab. Über die Messergebnisse konnte auf die U-Werte des Verdampfers und Absorbers rückgeschlossen werden. Ein Vergleich mit Kennzahlen vor dem Umbau ergab beim Verdampfer einen Anstieg des U-Werts um ca. 66% und beim Absorber um ca. 78%. Auch die Kältemittelreinheit nach dem Tropfenabscheider konnte erhöht werden.

Nach diesen Messungen wurde der Prüfstand mit dem Dreistoffgemisch Ammoniak-Wasser-NaOH befüllt. Die Massenkonzentration von NaOH im Gemisch betrug 5,3%. Es wurden 2 Messreihen bei der Kühlwassertemperatur von 33°C durchgeführt. Beim Betrieb mit Lösungswärmetauscher konnte kein Anstieg der Effizienz durch die Zugabe von NaOH festgestellt werden. Ohne Wärmetauscher ergab der Vergleich leicht erhöhte COP's. Diese liegen allerdings teilweise innerhalb der Messunsicherheiten der Messungen.

- **Ausblick:**

Nach Abschluss dieser Diplomarbeit sollen an diesem Prüfstand Messungen bei einer reduzierten Generatorleistung von 1300 W durchgeführt werden und zwar ohne und mit Zugabe von NaOH (5,3 Gew.-% NaOH). Dies soll einen besseren Vergleich der Ergebnisse ermöglichen, da die Generatorleistung bei tiefen und hohen Generatortemperaturen nicht mehr abgesenkt werden muss. Die Ergebnisse dieser Messungen werden zeigen, ob sich Auswirkungen von 5,3 Gew.-% NaOH in einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe bemerkbar machen. Die Analyse der Messergebnisse mit dem erstellten Simulationsmodell in ASPEN Plus sollen weitere Aufschlüsse auf die Auswirkungen der Anwesenheit von NaOH auf die einzelnen Komponenten geben. Weitere Messungen am Prüfstand mit einer höheren NaOH Konzentration im Gemisch (z.B: 10%) könnten weitere Erkenntnisse liefern.

7. Literaturverzeichnis

- Balamaru** Vinay G., **Ibrahim** Osama M., **Barnett** Stanley M. (1999): „Simulation of ternary ammonia-water-salt absorption refrigeration cycles“, International Journal of Refrigeration 23 (2000) 31-42
- Bannwarth** Horst, **Kremer** Bruno P., **Schulz** Andreas (2007): „Basiswissen Physik, Chemie und Biochemie“, Berlin Heidelberg, Springer Verlag, ISBN 978-3-540-71238-1
- Bürkholz** Armin (1982): „Tropfenabscheider“, Chem.-Ing.-Tech. 54 Nr.10 892/900, Weinheim, Verlag Chemie GmbH
- Christen** Daniel S. (2010): „Praxiswissen der chemischen Verfahrenstechnik“, Berlin Heidelberg, Springer Verlag, ISBN 978-3-540-88974-8
- Czeslik** Claus, **Seemann** Heiko, **Winter** Roland (2010): „Basiswissen Physikalische Chemie“, Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, ISBN 978-3-8348-0937-7
- Kalkgruber** J. (2009), „Aufbau und Inbetriebnahme einer Absorptionswärmepumpe zur Untersuchung von Ammoniak-Wasser-Natriumhydroxid Gemischen“, Diplomarbeit an der Technischen Universität Graz, Institut für Wärmetechnik
- Latscha** Hans Peter, **Klein** Helmut Alfons (2007): „Anorganische Chemie“, Berlin Heidelberg, Springer Verlag, ISBN 978-3-540-69863-0
- Loewer**, **Bosnjakovic**, **Grabenhenrich**, **Knoche**, **Korsmeier**, **Malewski**, **Mühlmann**, **Seher**, **Stehmeier**, **Stephan**, **Weßing** (1987): „Absorptionswärmepumpen“, Karlsruhe, Verlag C. F. Müller GmbH, ISBN 3-7880-7234-2
- Mersmann** Alfons, **Kind** Matthias, **Stichlmair** Johann (2005): „Thermische Verfahrenstechnik“, Berlin Heidelberg, Springer Verlag, ISBN 978-3-540-23648-1
- Mortimer** Charles, **Müller** Ulrich (2007): „Chemie“, Stuttgart, Thieme Verlag, ISBN 978-3-13-484309-5
- Niebergall** Wilhelm (1981): „Sorptionskältemaschinen“, Berlin Heidelberg New York, Springer Verlag, ISBN 3-540-02404-2
- Rieberer** Rene, **Kotenko** Oleksandr, **Moser** Harald, **Heinz** Andreas, **Kalkgruber** Joachim, **Ganster** Stefan (2010): „Endbericht, Feasibility Study innovative Absorptions-Wärmepump-Prozesse (InnovAP), Technische Universität Graz
- Steu** Simona, **Bruno** Joan Carles, **Coronas** Alberto, **Roman** Fresnedo San, **Ortiz** Immaculada (2008): „Separation of Ammonia/Water/Sodium Hydroxide Mixtures Using Reverse Osmosis Membranes for Low Temperature Driven Absorption Chillers“, Ind. Eng. Chem. Res. 2008, 47

Steu Simona, **Salavera** Daniel, **Bruno** Joan Carles., **Coronas** Alberto (2009): „A basis for the development of new ammonia-water-sodium hydroxide absorption chillers”, International Journal of Refrigeration (2009), m doi10.1016/j.ijrefrig.2009.02.017

VDI-Wärmeatlas (2006), „Berechnungsblätter für den Wärmeübergang“, Berlin Heidelberg New York, Springer Verlag, ISBN-10: 3-540-25504-4

Ziegler Felix (1997): „Sorptionswärmepumpen“, Stuttgart, Habilitationsschrift, Forschungsbericht des Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e. V. Nr. 57, ISBN 3-932-715-60-8

8. Anhang

8.1. Nusseltansätze für die Wärmeübergangsberechnungen

Wärmeübergang im konzentrischen Ringspalt:

Re < 2300; laminar:

$$Nu_{1-a} = 3,66 + 1,2 \cdot \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^{0,5} \quad \text{Gl. 8-1}$$

$$Nu_2 = f_{g-a} \cdot \left(\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_h}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Gl. 8-2}$$

$$f_{g-a} = 1,615 \cdot \left[1 + 0,14 \cdot \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad \text{Gl. 8-3}$$

$$Nu_m = \left(Nu_{1-a}^3 + Nu_2^3 \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Gl. 8-4}$$

Re > 10⁴; turbulent:

$$\xi = (1,8 \cdot \log(\text{Re}) - 1,5)^{-2} \quad \text{Gl. 8-5}$$

$$Nu_{\text{Rohr}} = \frac{\left(\frac{\xi}{8} \right) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \cdot \left(1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \quad \text{Gl. 8-6}$$

$$Nu_m = Nu_{\text{Rohr}} \cdot \left(1 - 0,14 \cdot \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^{0,6} \right) \quad \text{Gl. 8-7}$$

2300 < Re < 10⁴; Übergangsbereich laminar – turbulent:

$$\gamma = \frac{\text{Re} - 2300}{10^4 - 2300} \quad \text{Gl. 8-8}$$

$$Nu_m = (1 - \gamma) \cdot Nu_{m,l,2300} + \gamma \cdot Nu_{m,t,10^4} \quad \text{Gl. 8-9}$$

d_i Außendurchmesser inneres Rohr

d_a Innendurchmesser äußeres Rohr

l Länge des Ringspaltes

Anmerkung: Index a steht für folgende Randbedingungen: Wärmeübertragung am Außenrohr; Innenrohr wärmegeämmt

Wärmeübergang durch Fallfilmverdampfung:

$$Nu = \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad \text{Gl. 8-10}$$

$$Nu_{lam} = 0,9 \cdot Re^{-1/3} \quad \text{Gl. 8-11}$$

$$Nu_{turb} = 0,00622 \cdot Re^{0,4} \cdot Pr^{0,65} \quad \text{Gl. 8-12}$$

Wärmeübergang am Gitternetz:

$$\lambda_{eff} = \frac{\lambda_l \cdot [(\lambda_l + \lambda_w) - (1 - \varepsilon) \cdot (\lambda_l - \lambda_w)]}{(\lambda_l + \lambda_w) + (1 - \varepsilon) \cdot (\lambda_l - \lambda_w)} \quad \text{Gl. 8-13}$$

λ_l Wärmeleitung Flüssigkeit

λ_w Wärmeleitung Gitternetz

ε Flächenverhältnis Gitternetz / Fluid

Freie Konvektion an vertikalen Flächen:

$$f_1 = \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{-\frac{9}{16}} \quad \text{Gl. 8-14}$$

$$Nu = \left(0,825 + 0,387 \cdot [Ra \cdot f_1]^{\frac{1}{6}} \right)^2 \quad \text{Gl. 8-15}$$

8.2. Auswertungsbeispiel für einen Messpunkt

Messung vom 26.04.2011 16:21:01 bis 16:40:59

	T_{\min}	T_{\max}	ΔT_{spread}	T_m	ΔT_{lift}
	°C				
EVA	3,2	5,9	2,6	4,5	32,2
ABS, CON	33,0	40,5	7,5	36,8	
GEN	103,9	110,0	6,1	106,9	70,1

	Leistung	Unsicherheit abs	Unsicherheit rel
	[W]	[W]	[%]
Q_{ABS}	-1047	18,8	1,80
Q_{CON}	-855	18,4	2,16
Q_{DEP}	-102	18,0	17,71
$Q_{\text{ABS}} + Q_{\text{CON}} + Q_{\text{CON}}$	-2004	20,4	1,02
Q_{GEN}	1390	17,5	1,26
Q_{EVA}	700	20,2	2,89
dQ	86		

	COP	Unsicherheit abs	Unsicherheit rel
	[-]	[-]	[%]
COP ohne Strombedarf (*)			
COP_H^*	1,442	0,023	1,621
COP_K^*	0,504	0,017	3,449

T_{Gleit}
[K]
5,82

	$t_{\text{snk ABS in}}$	$t_{\text{snk ABS out}}$	$t_{\text{snk DEP in}}$	$t_{\text{snk DEP out}}$	$t_{\text{brn EVA in}}$	$t_{\text{brn EVA out}}$	$t_{\text{Sole HM}}$	$t_{\text{src GEN in}}$	$t_{\text{src GEN out}}$
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
Mean Value	33,04	37,14	40,10	40,50	5,85	3,23	5,60	109,97	103,86
Maximum	33,14	37,39	40,29	40,66	5,92	3,48	5,67	110,63	104,54
Minimum	32,98	36,97	39,96	40,36	5,79	3,06	5,53	109,21	103,29
Max - Min	0,16	0,42	0,33	0,30	0,13	0,43	0,14	1,42	1,25

	V_{SNK}	V_{BRN}	m_{SRC}	P_{LP}	P_{HP}	P_{DIFF}
	[l/h]	[l/h]	[kg/h]	[bar]	[bar]	[mbar]
Mean Value	221,51	263,51	193,92	3,77	15,51	63,33
Maximum	222,40	272,33	196,35	3,95	15,60	63,76
Minimum	220,21	253,37	192,88	3,60	15,45	62,78
Max - Min	2,19	18,96	3,47	0,35	0,15	0,98

	Q_{GEN}	Q_{EVA}	Q_{ABS}	Q_{CON}	Q_{DEP}	dQ	COP_C	COP_H
	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[-]	[-]
Mean Value	1389,95	700,30	-1046,61	-855,46	-102,23	85,94	0,504	1,442
Maximum	1466,77	745,86	-1097,96	-914,51	-119,72	214,97	0,565	1,530
Minimum	1305,05	633,11	-994,75	-813,28	-84,83	-8,61	0,454	1,353
Max - Min	161,72	112,74	103,21	101,23	34,90	223,58	0,111	0,177

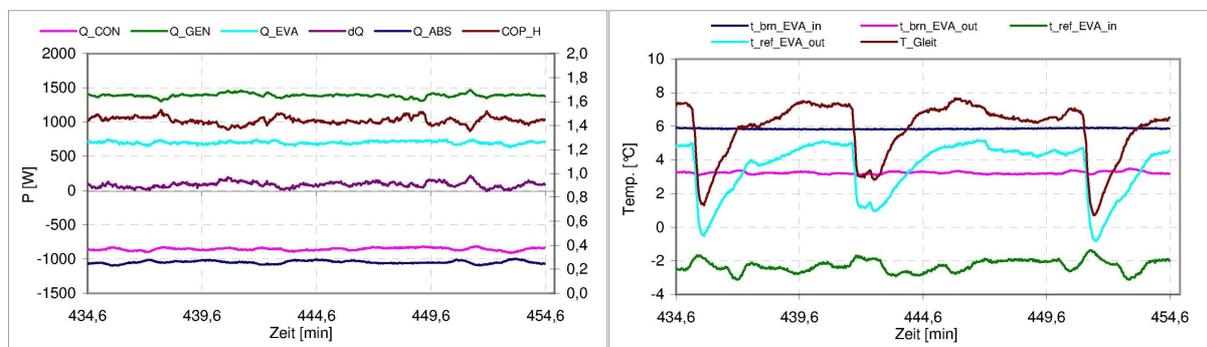


Abbildung 8-1: Auswertungsbeispiel für den Messpunkt: $t_{\text{snk}}/t_{\text{brn}}/t_{\text{src}} = 33/6/110$