

Experimentelle Analyse einer NH₃/H₂O - Absorptionswärmepumpe für die solare Kühlung

von

David HANNL

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

Beurteiler:

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

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Harald Moser

Graz, im September 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
.....
(Unterschrift)

KURZFASSUNG

Titel: Experimentelle Analyse einer $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ - Absorptionswärmepumpe für die solare Kühlung

Autor: David HANNL

1. Stichwort: Betriebsverhalten
2. Stichwort: Simulation
3. Stichwort: stationär

Im Zuge dieser Arbeit wurde das stationäre Betriebsverhalten einer $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ – Absorptionswärmepumpe mit einer maximalen Kälteleistung von 21 kW vermessen und eine möglichst detailgetreue Simulation der Anlage durchgeführt. Dazu musste ein hydraulischer Versuchsstand zur Bereitstellung von Wärme auf Hoch- und Niedertemperaturniveau sowie zur Wärmeabfuhr auf mittlerem Temperaturniveau ausgelegt und aufgebaut werden. Zur Aufnahme der Betriebspunkte wurden der Versuchsstand und die Absorptionswärmepumpe mit entsprechender Messtechnik ausgestattet, um Leistungen und Temperaturniveaus der extern bereitgestellten Wärmequellen und -senken sowie Temperatur, Druck, Füllstand und Massenstrom des internen Prozesses zu erfassen. Aus den gewonnenen Daten konnte folglich das Betriebsverhalten der Anlage für die unterschiedlichen Eingangsparameter in Diagrammen dargestellt werden und die Leistungszahl („Coefficient Of Performance“) für den Kühlbetrieb über das Verhältnis der Wärmemengen bei den Betriebspunkten ermittelt werden. Für die Messungen wurden dabei die Eintrittstemperaturen von Heiz- und Kühlwasser, die Austrittstemperatur des Kaltwassers sowie die Volumenströme in den einzelnen Strängen verändert. Mit Hilfe der internen Parameter (Drücke, Temperaturen) konnte ein Simulationsprogramm für den Absorptionswärmepumpenprozess mittels „Engineering Equation Solver“ erstellt werden. Als Vorgabe für den Prozess durften dafür nur die jeweils drei extern eingestellten Temperaturen und Volumenströme der hydraulischen Kreisläufe verwendet werden. Die Überleitung dieser Eingabewerte in interne Temperaturen und Drücke erfolgte über empirische Zusammenhänge aus den zuvor ermittelten Messwerten. In weiterer Folge war die Bestimmung der Massenströme von Kältemittel und Lösungsmittel im Kreislauf und der daraus resultierenden Größenordnungen der Leistungen von zumindest einer wärmeübertragenden Komponente des Prozesses (Generator, Absorber, Kondensator, Verdampfer) notwendig. Es wurde hierfür in einer separaten Berechnung das Modell der „Charakteristischen Gleichungen“ für Absorptionswärmepumpen angewandt und die sich daraus ergebenden Leistungen mit den Messwerten verglichen. Aus diesem Modell konnte die Leistung des Generators hinreichend genau bestimmt und in die Simulation des Absorptionswärmepumpenprozesses übergeleitet werden. Die Ergebnisse der daraus erstellten Simulation zeigten gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten.

ABSTRACT

Title: Experimental Analysis of a NH₃/ H₂O Absorption Heat Pump for Solar Cooling

Author: David HANNL

1st keyword: performance

2nd keyword: simulation

3rd keyword: steady state

This thesis deals with the steady state performance of a NH₃/H₂O – absorption heat pump for cooling capacities up to 21 kW. The performance had to be measured on a test bench and a detailed simulation was compiled. In terms of this a hydraulic test stand has been designed and constructed to provide heating at high and low temperature level and cooling at medium temperature level for operating the absorption heat pump. The test rig was equipped with measurement devices for temperatures and flow rates for the external flows (heat sources and heat sink) as well as temperature, pressure, filling level and mass flow for the heat pump process. With this data, the operating characteristic of this specific machine could be shown in diagrams and the „Coefficient Of Performance“, the ratio of cooling to heating capacity, could be calculated. The inlet temperatures of heating and cooling flows, the outlet temperature of the cold flow and the temperature differences between inlet and outlet dependent on the volume flow have been individually varied for the analysis. A simulation program of the heat pump process was set up in “Engineering Equation Solver” with the help of the measured internal parameters (temperatures, pressures) of the absorption heat pump process. Only the external adjusted parameters of inlet temperature and volume flows of the hydraulic circuits were used as an input in the final simulation. The transition of these input values into internal temperature and pressure levels was given according to causal relation with the measured values. Additionally, a way to determine the circulating refrigerant and solution flows and hence the scale of capacity of at least one heat transferring component (generator, absorber, condenser or evaporator) had to be found. For this a dedicated calculation model based on the “characteristic equations” has been used and the results were compared with the measured values. Out of this model, the heating capacity of the generator could be adequately defined and transferred into the simulation program of the process. The final results of the simulation show a good alignment with the measured values.

VORWORT

„Der Schlaf der Vernunft gebiert Ungeheuer“ – Francisco de Goya

Dank an alle Personen die mich unterstützt haben.

Graz, 12.09.2011

David Hannl

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
2	<u>GRUNDLAGEN</u>	3
2.1	Absorptionswärmepumpen	3
2.2	Der Absorptionswärmepumpenprozess	4
2.3	Leistungskennzahlen	5
2.4	Ammoniak / Wasser	6
2.5	Prozessdarstellung im $\log(p) - 1/T$ Diagramm	7
2.6	Reale Prozessführung	8
2.7	Absorptionswärmepumpen für Kühlzwecke	12
3	<u>VERSUCHSSTANDSAUFBAU</u>	14
3.1	Die Absorptionswärmepumpe	14
3.2	Hydraulische Kreisläufe	16
3.3	Infrastruktur	20
4	<u>MESS- UND REGELTECHNIK</u>	22
4.1	Datenverarbeitung	22
4.2	Messgeräte	22
4.2.1	Temperaturmessung	23
4.2.2	Druckmessung	24
4.2.3	Füllstandsmessung	24
4.2.4	Durchflussmessung	25
4.2.5	Massenstrommessung	26
4.2.6	Messgeräteliste	26
4.3	Steuergeräte	27
4.4	Abgeleitete Messgrößen	29
4.5	Mess- und Steuerschema	30
4.6	Bedienerebene	33
4.7	Start / Stopp	35
4.8	Regelung der Absorptionswärmepumpe	36
5	<u>MESSERGEBNISSE</u>	39
5.1	Messmatrix	39
5.2	Kennfelder mit konstanter Temperaturspreizung	41
5.3	Kennfelder mit veränderten Temperaturspreizungen	46
5.3.1	Einfluss der veränderten Heizwasserspreizung	46
5.3.2	Einfluss der veränderten Kühlwasserspreizung	48
5.3.3	Einfluss der veränderten Kaltwasserspreizung	50
5.3.4	Variierte Temperaturspreizungen	52
5.4	Analyse der Messunsicherheiten	53
5.5	Zusätzliche Betriebserfahrungen	54
5.5.1	Temperaturschwingungen im Generatorwärmetauscher	54

5.5.2	Einfluss der Kalibrierdaten der Absorptionswärmepumpe	56
5.5.3	Lösungsmittelpumpe	57
5.5.4	Dämpfer	58

6 SIMULATION **59**

6.1	Das Simulationsmodell	59
6.1.1	Systemparameter und Bilanzen	61
6.1.2	Leistungsberechnung	61
6.2	Parameterübergabe und interne Prozessführung	63
6.2.1	Wärmeübergang im Generator	63
6.2.2	Wärmeverluste	67
6.2.3	Wärmeübergang im Absorber	68
6.2.4	Absorberunterkühlung	69
6.2.5	Systemdrücke	70
6.2.6	Temperaturleit im Verdampfer	72
6.2.7	Kondensatunterkühlung	72
6.2.8	Leistungsbegrenzung	74
6.2.9	Lösungsmittelwärmetauscher	75
6.3	Charakteristische Gleichungen zur Leistungsbestimmung	75
6.4	Simulationsergebnisse	81
6.4.1	Ergebnisse mit externer Leistungsvorgabe zur Validierung der Simulation	81
6.4.2	Ergebnisse mit Leistungsvorgabe aus charakteristischen Gleichungen	83

7 ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSFOLGERUNGEN **85**

LITERATUR **89**

ANHANG **90**

	Koeffizienten in Simulationsgleichungen	90
	Berechnung Hoch- und Niederdruck	91

NOMENKLATUR

Abkürzungen und Indizes:

A, ABS	Absorber	Absorber
air	Air	Luft
AWP	Absorption heat pump	Absorptionswärmepumpe
C	Control	Steuerung
calc	calculated	rechnerisch
cold	Cold water	Kaltwasser
C, CON	Condenser	Kondensator
cool	Cooling water	Kühlwasser
COP _{C/H}	Coefficient of performance, cooling / heating	
ddt	In $\Delta\Delta t$ model	im $\Delta\Delta t$ Modell
DMP	Damper	Dämpfer
el	electrical	elektrisch
E, EVA	Evaporator	Verdampfer
Ext	Extern (hyd. circuits)	Extern (hyd. Kreisläufe)
FU	Frequency inverter	Frequenzumrichter
G, GEN	Generator	Generator
hot	Hot water	Heizwasser
HP	High pressure	Hochdruck
HW	Hot water	Heizwasser
in	Inlet	Einlass
Int	Intern (AWP process)	Intern (AWP Prozess)
LP	Low pressure	Niederdruck
min	minimum	minimum
out	Outlet	Auslass
pso	Poor solution	Arme Lösung
PMP	Solution pump	Lösungspumpe
RAC	Refrigerant accumulator	Kältemittelsammelbehälter
ref	Refrigerant	Kältemittel
rso	Rich solution	Reiche Lösung
RTH	Refrigerant throttle	Kältemitteldrossel
SAC	Solution accumulator	Lösungssammelbehälter
SC	Subcooling	Unterkühlung
SHX	Solution heat exchanger	Lösungsmittelwärmetauscher
spec	specific	spezifisch
STH	Solution throttle	Lösungsdrossel
var	variable	variabel

Formelzeichen:

α	Wärmeübergangszahl	W / (m ² * K)
A_{\square}	Fläche	m ²
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	kJ / (kg * K)
$\Delta\xi$	Entgasungsbreite	-
h	spezifische Enthalpie	kJ / kg
k_v, k_{vs}	Durchflusskoeffizient	m ³ / h

L	Wärmetönung	kJ / kg
l	Lösungswärme	kJ / kg
η	Wirkungsgrad	-
\dot{m}	Massenstrom	kg / s
Nu	Nusseltzahl	-
ν	kinematische Viskosität	m^2 / s
p	Druck	bar
P	mechanische oder elektrische Leistung	W
Pr	Prandtlzahl	-
\dot{Q}	Wärmeleistung	kW
q	Dampfzahl	-
q_v	volumetrische Kälteleistung	kJ / m^3
ρ	Dichte	kg / m^3
r	Verdampfungswärme	kJ / kg
s	Standardabweichung	-
t	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
T	Temperaturdifferenz (Ext. Temperatur in Kapitel 6.3)	K
u	Messunsicherheit	-
U	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W / (m}^2 \cdot \text{K)}$
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/h
x, ξ	Ammoniakkonzentration	-

1 EINLEITUNG

Präambel

Zielsetzung einer verantwortungsvollen Energietechnik sollte eine Optimierung des Nutzens für den einzelnen Menschen sowie der Gesellschaft bei gleichzeitigem ressourcenschonenden Umgang mit den uns zur Verfügung stehenden Mitteln sein. Zunehmende Bewusstseinsbildung und ökonomische Zwänge aus sich verknappenden Rohstoffen sorgen dabei für ein Umdenken in Richtung energetisch geschlossener Kreisläufe unter Verwendung von regenerativen Rohstoffen wie Wind, Sonne, Wasser und Biomasse. Die Bildung von Zukunftstechnologien, Brückentechnologien und Pionierarbeit in wirtschaftlich (noch) nicht realisierbaren Bereichen sollten Teilaufgabe aktueller staatlicher Forschung und Entwicklung sein.

Einen der Teilbereiche der Energietechnik bildet dabei die Klimatisierung in privaten und gewerblichen Wohn- und Arbeitsbereichen. Der zunehmende Wunsch nach behaglichen Zuständen in den heißen Sommermonaten führt dabei zu höheren Absatzzahlen bei Klimageräten und gleichzeitig zu steigendem Gesamtenergieverbrauch in diesem Bereich (<http://www.vde.de>, 23.05.2011). Im Sinne einer nachhaltigen Entwicklung ist ein Fokus auf den hierfür benötigten Primärenergieverbrauch zu setzen, wie auch die Berücksichtigung der politisch artikulierten Klimaziele. In diesem Kontext soll nun die Absorptionswärmepumpe, wie in den nachfolgenden Kapiteln behandelt, betrachtet werden.

„Die Nutzung von thermisch angetriebenen Wärmepumpen kann einen wesentlichen Beitrag zur Energieeinsparung und zur Reduktion der CO₂-Emissionen liefern. Sei es durch die Reduktion des Primärenergiebedarfes, durch die verstärkte Nutzung von erneuerbaren Energieträgern oder durch die Nutzung von anderweitig nicht nutzbarer Abwärme.“ (Rieberer et al. 2010, S.8)

Ziel der Diplomarbeit

Mittels solarthermisch angetriebenen Kühlanlagen soll das vorhandene Überangebot an Solarstrahlung im Sommer zur Kälteerzeugung genutzt werden. Dies gelingt z.B. durch die Nutzung von Absorptions-Wärmepumpen (AWP).

Solarthermische Kühlanlagen sind nur dann energetisch sinnvoll, wenn sie deutlich weniger elektrische (Hilfs-) Energie benötigen als konventionelle Kompressionskältemaschinen. Das Monitoring von Demo-Anlagen hat gezeigt, dass diese in vielen Punkten optimiert werden können (z.B. hinsichtlich Stromverbrauch von Pumpen, Anlagenkonfigurationen und Regelungsstrategien).

Zur Entwicklung von optimierten System- und Regelungskonzepten für Gebäude- und Industrieanwendungen ist ein besseres Verständnis der dynamischen Vorgänge in einer AWP bei variierenden Randbedingungen notwendig. Dies soll im Rahmen eines Forschungsprojektes am IWT experimentell untersucht werden.

Der Beitrag dieser Arbeit ist es, eine am Markt bestehende Absorptionswärmepumpenanlage mit variablen Eingangsparametern zu testen, um daraus folgend ein möglichst realitätsgetreues stationäres Verhalten ableiten zu können.

Durchführung

Zuerst musste dazu die Möglichkeit geschaffen werden, die variablen Parameter des Prozesses, ausgedrückt durch die Temperaturen und Volumenströme auf Heiz-, Kühl- und Kaltniveau, durch einen apparativen Aufbau an die Absorptionswärmepumpe zu liefern und zu messen.

Danach musste die bestehende Anlage mit genügend Messtechnik ausgestattet werden, um die internen Prozesse der Komponenten abbilden zu können. Dazu wurden Temperaturen, Drücke, Massenströme und Füllstände gemessen, sowie prozessrelevante interne Signale aufgezeichnet.

War dieser Aufbau erledigt, konnten die gewünschten Messungen durchgeführt werden. Dabei wurden Messreihen durch die vorhandene Infrastruktur mit variablen Parameter aufgenommen und aus den stationären Ergebnissen, die sich nach einigen Minuten bei gleichbleibenden Eingangsparametern ergaben, Kennfelder erstellt.

Mit den Messergebnissen konnten nun eine Simulation der stationären Betriebscharakteristik erstellt werden die in ihren Zusammenhängen dem Verhalten der Absorptionswärmepumpe entspricht. Die Anforderung dafür war nicht nur den Prozess in möglichst engen Toleranzgrenzen der Wirklichkeit anzupassen, sondern auch, sukzessive gemessene Parameter durch physikalische Gesetze und arithmetische Gleichungen zu ersetzen, um am Ende eine Simulation, aufbauend auf wenigen bekannten Eingangsparametern, zu erlangen.

Aufbau dieser Arbeit

Zuerst wird in **Kapitel 2** „Grundlagen“ eine übersichtliche Darstellung der für diese Arbeit benötigten technischen und naturwissenschaftlichen Grundlagen schaffen ohne dabei Ergebnisse aus nachfolgenden Kapiteln vorweg zu nehmen. Es soll dabei zuerst der Absorptionswärmepumpenprozess grob skizziert und danach tiefer auf die physikalischen Vorgänge in einzelnen Komponenten eingegangen werden. Zusätzlich zeigen sich im Verlauf die verschiedenen Darstellungsweisen des Absorptionswärmepumpenprozesses.

Danach soll in **Kapitel 3** aufgezeigt werden, welche konstruktiven Schritte im Aufbau eines Versuchstandes und zur Adaption der Anlage notwendig waren, um die gewünschten Messungen durchzuführen. Dabei werden einige erklärende Worte auch die Funktionsweise näher verdeutlichen.

In **Kapitel 4** wird darauf folgend auf die Adaptierung der Absorptionswärmepumpe mit der erforderlichen Messtechnik und Regeltechnik näher eingegangen. Dies umfasst sowohl die Wärmepumpe selbst als auch die für die Messung benötigten hydraulischen Komponenten. Zusätzlich werden die Bedienerenebene und die Abläufe bei Betrieb der Anlage, sowie die interne Regelung, näher beleuchtet.

Abschließend zum praktischen Teil der Arbeit sollen in **Kapitel 5** die durch den Aufbau und die Messmatrix gewonnenen Ergebnisse systematisch in Kennfeldern dargestellt und die Zusammenhänge analysiert werden. Dabei werden auch einige im Betrieb auftretende Phänomene aufgezeigt und, sofern möglich, interpretiert.

Weiterführend wird, als Ergänzung zu den vorangegangenen Kapiteln, in **Kapitel 6** das Modell, mit dem versucht wird den Absorptionswärmepumpenprozess zu abstrahieren, vorgestellt. Dies erfolgt über schrittweise Einführung von physikalischen Phänomenen in ein auf den gängigen Grundlagen fußendes System.

Eine Zusammenfassung und einige Worte zum Resultat der Arbeit sowie der weiteren Vorgehensweise schließen in **Kapitel 7** die Arbeit ab.

2 GRUNDLAGEN

In diesem Kapitel soll auf die wesentlichen technischen und physikalischen Grundlagen eingegangen werden, welche im Laufe der Arbeit zum Einsatz gekommen sind. Allgemein kann dabei in die drei grundlegenden Kapitel „Absorptionswärmepumpenprozess“, „hydraulische Grundlagen“ sowie „messtechnische Grundlagen“, welche im Weiteren behandelt werden, unterteilt werden. Diese theoretischen Fundamente dienen der Realisierung im Versuch und der darauf aufbauenden Simulation als Basis und sind für ein Verständnis des Verhaltens der Anlage bei variablen Parametern unabdingbar.

Absorptionswärmepumpen können für Heiz- oder Kühlzwecke eingesetzt werden. Im Zuge dieser Arbeit wurde eine Anlage zur Kälteerzeugung vermessen. Zum einfacheren Verständnis und um unnötige Informationen auszusparen sei an dieser Stelle auf andere Publikationen wie die „Feasibility Study innovative Absorptions-Wärmepump-Prozesse“ (Rieberer et al. 2010) für weitere Möglichkeiten zum Einsatz von Wärmepumpen verwiesen und im Folgenden ausschließlich die Kühlanwendung betrachtet.

2.1 Absorptionswärmepumpen

Absorptionswärmepumpen stellen eine Veränderung beziehungsweise Erweiterung des gängigen geschlossenen Kompressor-Wärmepumpenprozesses um die Komponenten des Lösungsmittelkreislaufes im Verdichtungs Vorgang dar, mit der Zielsetzung, die von einem Kompressor oder Verdichter zur Verdichtung benötigte elektrische Energie durch eine sogenannte „thermische Verdichtung“ zu ersetzen. (Niebergall 1981, S.8f)

Zusätzlich zu den für einen Wärmepumpenprozess üblichen Vorgängen der Verdampfung und Kondensation von Kältemittel bei unterschiedlichen Drücken zur Generierung von Heizwärme oder Kälte, wird bei Absorptionswärmepumpenprozessen das gasförmige Kältemittel in einem zugehörigen flüssigen Lösungsmittel absorbiert, zu verstehen als ein Lösen eines Gases in einer Flüssigkeit bei gleichzeitiger Phasenänderung. Die flüssige Lösung kann nun ganz allgemein mit oder ohne absorbiertem Kältemittel durch eine Pumpe bei wesentlich geringerem Leistungsbedarf auf Hochdruckniveau gehoben werden. Durch thermische Energiezufuhr auf Siedetemperaturniveau kann das Kältemittel wieder aus dem Lösungsmittel ausgetrieben und im gewöhnlichen Wärmepumpenprozess weiter verwendet werden. (Niebergall 1981, S.8f)

Vorteil dieses Aufbaus ist nun wie bereits erwähnt der wesentlich geringere Energiebedarf für den Vorgang der Druckerhöhung in der Pumpe von nur etwa 1% bis 6% der Kälteleistung (Rieberer et al. 2010, S.13) und die Prozessführung durch größtenteils thermische Energie für die Austreibung. Steht nun diese thermische Energie durch regenerative Ressourcen oder aus Abwärme anderer Prozesse zur Verfügung kann dieses System eine energetisch sinnvolle Lösung für die Erzeugung von Kälte bilden.

Ergänzend sei noch die Möglichkeit der Adsorption mittels fester Absorptionsmittel erwähnt, bei dadurch bedingtem vollständig verändertem Trockenaufbau der Adsorptionswärmepumpe (Niebergall 1981, S.8f). Diese Variante wird bei der zukünftigen Verwendung des allgemeinen Absorptionsbegriffes nicht impliziert.

2.2 Der Absorptionswärmepumpenprozess

Für ein detailliertes Verständnis des Prozesses im geschlossenen Kreislauf der Absorptionswärmepumpe soll anhand Abbildung 2-1 die Beschreibung der Teilfunktionen in den einzelnen Komponenten erfolgen. Angemerkt sei hierbei, dass eine Prozessführung mit Lösungsmittelwärmetauscher, hingegen jedoch ohne erweiternde Komponenten wie Dämpfer, Dephlegmator oder Rektifikationskolonne gezeigt wird. Um eine konsequente Beschriftung durchzusetzen wird eine Nummerierung der Zustände wie in den nachfolgenden Kapiteln verwendet.

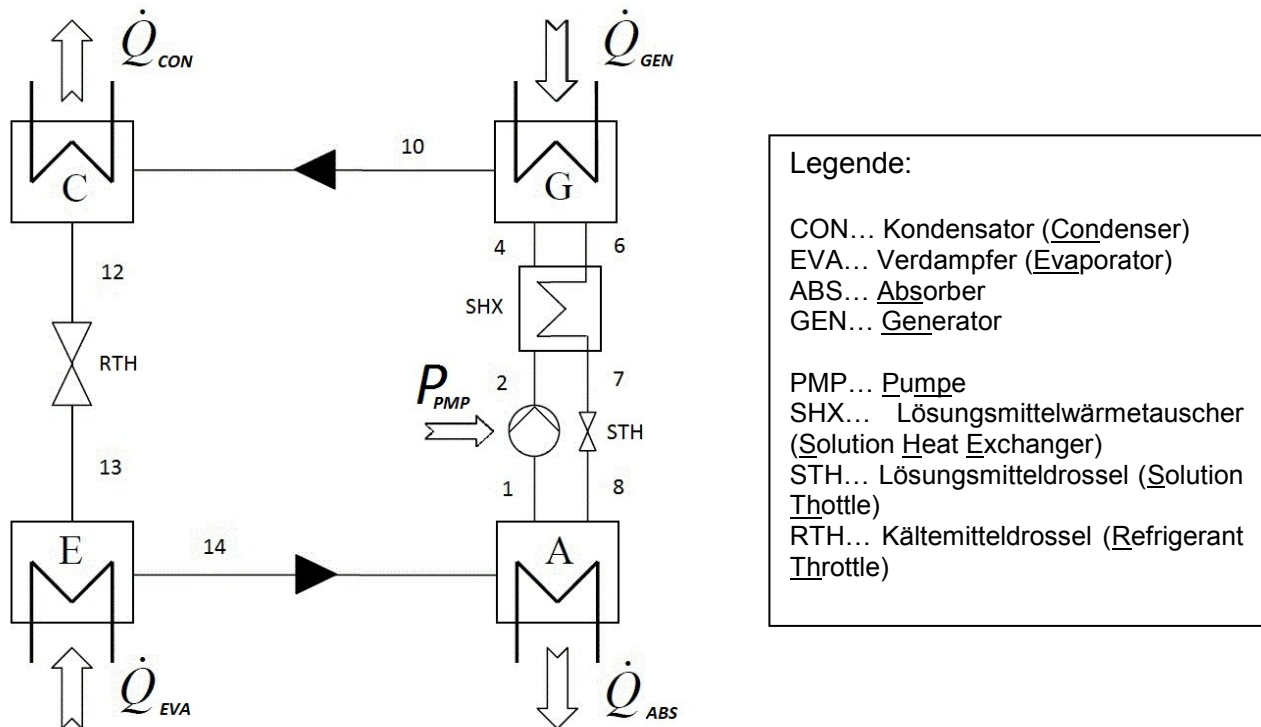


Abbildung 2-1: Absorptionswärmepumpenprozessschaubild (Pietruschka 2010, S. 32)

Absorber: Es wird in Niederdruckumgebung der weitestgehend gasförmige Kältemittelmassenstrom (14) im flüssigen „armen“ Lösungsmittelmassenstrom (8) absorbiert. Hierfür muss dem Prozess sukzessive Wärme Q_{ABS} auf mittlerem Temperaturniveau abgeführt werden, resultierend aus der Wärmetönung des Kältemittels (siehe dazu Kapitel 2.6).

Die resultierende ebenfalls flüssige „reiche“ Lösung (1) wird darauf folgend von der Pumpe auf Hochdruckniveau gefördert und zur Prozessoptimierung im Lösungsmittelwärmetauscher erwärmt.

Generator: Unter Zufuhr von Wärme Q_{GEN} auf hohem Temperaturniveau wird das leichter siedende Kältemittel vom Lösungsmittel aus der „reichen“ Lösung (4) getrennt bzw. desorbiert und als gasförmiges Kältemittel (10) in den Kondensator geleitet.

Die übrig bleibende flüssige „arme“ Lösung (6) gibt, wie bereits vorher erwähnt, im Lösungsmittelwärmetauscher seine Wärme auf hohem Temperaturniveau an die dem Generator zulaufende „reiche Lösung“ ab. Die nachfolgende Drossel entspannt die Lösung auf Niederdruckniveau, welche danach wiederum dem Absorber zufließt.

Kondensator: Das gasförmige Kältemittel (10) muss nun vollständig kondensiert werden. Die Wärmeabgabe \dot{Q}_{CON} erfolgt auf meist ähnlichem mittlerem Temperaturniveau wie im Absorber. Im gängigen Fall wird dieses flüssige Kondensat (12) nun in einem Sammelbehälter aufgefangen (in Abbildung 2-1 nicht vermerkt).

Das Kältemittel wird nun in der Kältemitteldrossel auf Niederdruckniveau entspannt, was ausgehend von einem Ausgangszustand an der Siedelinie einen Endzustand (13) bedingt, der im Nassdampfgebiet liegt.

Verdampfer: In diesem Bauteil wird das Kältemittel auf Niederdruckniveau, und somit bei einer niedrigen Siedetemperatur, verdampft. Die dafür notwendige Wärme \dot{Q}_{EVA} wird von einem Kaltmedium bereitgestellt. Das abgekühlte Kaltmedium dient nachfolgend zur Klimatisierung von Räumen oder sonstiger Anwendung.

2.3 Leistungskennzahlen

Zur Bewertung der Effizienz einer Absorptionswärmepumpe sind Kennzahlen aus den Energiebilanzen des Prozesses anwendbar. Gemäß Abbildung 2-1 ergibt sich eine Bilanz der Extern übertragenen Energien nach Gl. 2-1, wobei auf der linken Seite der Gleichung die zugeführten Energien vermerkt sind und auf der rechten Seite die Abgeführten.

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

Um nun die gegebenen Leistungen in einer Effizienzkennzahl gemäß üblicher Definition überzuführen, muss zuerst bestimmt werden, welche Energien als Nutzen deklariert werden beziehungsweise welche Leistungen den Nutzen des Systems bilden und bei welchen es sich um den Aufwand handelt. Der Wirkungsgrad des Systems ergibt sich daraus zu Gl. 2-2.

$$\eta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} \quad \text{Gl. 2-2}$$

Im Fall des Heizbetriebes ist somit gemäß Gl. 2-3 der Coefficient Of Performance als Verhältnis der gewonnenen Wärme auf Mitteltemperaturniveau zu der zugeführten Generatorleistung und der notwendigen (elektrischen) Antriebsenergie für die Pumpe. Die zugeführte Wärme im Verdampfer wird dabei als aus der Umgebung frei verfügbar betrachtet und zählt damit nicht zum Aufwand.

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{ABS}}{\dot{Q}_{GEN} + P_{PMP}} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Für den Kühlbetrieb wiederum ergibt sich ein Nutzen in Form der Kälteleistung im Verdampfer, bei gleichem Aufwand wie im Heizbetrieb. Die zur Kühlung in Absorber und Kondensator notwendige Abfuhr der Energie wird an die Umgebung abgegeben und ist somit nicht explizit den Aufwänden zuzurechnen. Formt man die Verdampferleistung als Resultat der sonstigen Leistungen mittels Gl. 2-1 um, so kann man erkennen, dass im theoretischen Modell der COP im Kühlbetrieb um 1 kleiner ist als der COP im Heizbetrieb (Gl. 2-4).

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{GEN} + P_{PMP}} = COP_H - 1 \quad \text{Gl. 2-4}$$

In vielen Fällen kann auf Grund der sehr geringen Pumpenleistungen, beispielsweise im Vergleich zu den Verdichterleistungen bei konventionellen Wärmepumpen, diese in der Kennzahlberechnung vernachlässigt werden und der Nutzen rein auf die aufzuwendende Energie im Generator bezogen werden.

2.4 Ammoniak / Wasser

Die für den Absorptionswärmepumpenprozess wesentlichen Kennzahlen, vorrangig in Bezug auf Leistungen und Wirkungsgrad des Prozesses, sind von mehreren grundlegenden Merkmalen abhängig. Zuallererst sei hierbei das verwendete Stoffpaar, bestehend aus Kältemittel und Lösungsmittel, erwähnt. Vorrangig werden hierfür die Paare Wasser / Lithiumbromid oder Ammoniak / Wasser verwendet, jeweils mit dem Erstgenannten als Kältemittel. In der für die Arbeit verwendeten Anlage wird Ammoniak / Wasser eingesetzt, wofür nachfolgend in Tabelle 2-1 und Tabelle 2-2 einige relevante thermodynamischen Eigenschaften angeführt sind.

Tabelle 2-1: Stoffeigenschaften Ammoniak (<http://biade.itrust.de>, 24.05.2011)

Eigenschaft	Wert	Einheit
kritischer Druck p_{crit}	113	[bar]
kritische Temperatur T_{crit}	132,4	[°C]
kritische Dichte ρ_{crit}	235	[kg/m ³]
Tripelpunkttemperatur	-77,9	[°C]
Siedetemperatur bei Umgebungsdruck	-33,41	[°C]

Tabelle 2-2: Dampfdruck Ammoniak (<http://www.peacesoftware.de>, 24.05.2011)

Temperatur [°C]	0	10	20	30	40	50
Dampfdruck [bar]	4,3	6,15	8,57	11,67	15,55	20,3

Der im Vergleich zu Wasser wesentlich niedrigere Tripelpunkt von Ammoniak ermöglicht in der Ammoniak / Wasser Anlage die Prozessführung mit Kühltemperaturen unter 0°C (im Vergleich zur Wasser / Lithiumbromidmaschine). Ebenfalls vorteilhaft ist die in Bezug zu Wasser als Kältemittel wesentlich höhere volumetrische Kälteleistung von Ammoniak, errechenbar aus Verdampfungsenthalpie und Dichte des Kältemittels gemäß Gl. 2-5 und Tabelle 2-3, vor allem aufgrund der größeren Dichte von Ammoniak in der Gasphase.

$$q_v = \rho''_{ref} * (h''_{ref} - h'_{ref}) \quad \text{Gl. 2-5}$$

Tabelle 2-3: Volumetrische Kälteleistungen bei t = 10°C (<http://www.peacesoftware.de>, 20.06.2011)

Medium	Dichte	Verdampfungsenthalpie	Volumetrische Kälteleistung
Ammoniak	4,87 kg/m ³	1226 kJ/kg	5970 kJ/m ³
Wasser	0,0094 kg/m ³	2477 kJ/kg	23,3 kJ/m ³

Die größere Dichte von gasförmigem Ammoniak ist auch für die Baugröße und Rohrdimensionierung der Anlage von Vorteil, da sich wesentlich geringere Volumenströme errechnen und somit bei gleichem Druckverlust kompaktere Dimensionierungen ergeben.

Weitere relevante Eigenschaften von Ammoniak / Wasser Gemischen sind die Prozessführung bei Überdruck und der damit konstruktiv zu realisierenden Dichtheitsmaßnahmen und die Brennbarkeit und Giftigkeit von Ammoniak, bei gleichzeitig sehr unangenehmer Geruchsbildung bei Austritt an die freie Atmosphäre, wodurch sich Anforderungen an den Ort der Anlagenpositionierung stellen lassen.

2.5 Prozessdarstellung im $\log(p) - 1/T$ Diagramm

Zur Darstellung des Prozesses für Ammoniak / Wasser Gemische wird unter anderem das $\log(p) - 1/T$ Diagramm verwendet, ebenfalls als Lösungsfeld bezeichnet. Hierbei bilden die Linien konstanter Konzentration annähernd Geraden im Diagramm, wodurch eine übersichtliche Darstellung ermöglicht wird. Unter Verwendung der selben Nummerierung wie in den nachfolgenden Kapiteln verwendet, ist der Absorptionswärmepumpenprozess in Abbildung 2-2 dargestellt. (Niebergall 1981, S.32ff)

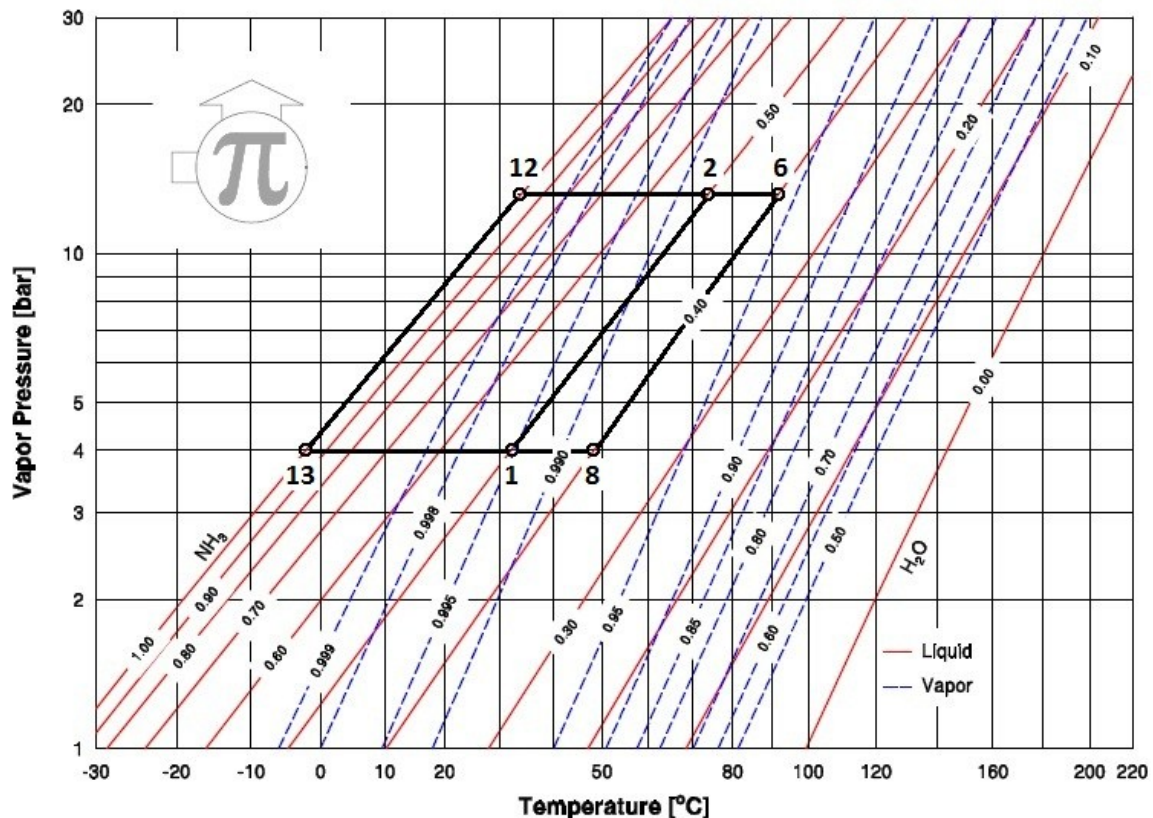


Abbildung 2-2: Absorptionswärmepumpenprozess im $\log p - 1/T$ Diagramm (Diagrammquelle: <http://www.mrc-eng.com> 20.06.2011)

Im Diagramm stellen die roten durchgezogenen Linien die Zustände der flüssigen Gemische (Liquid) bei Siedetemperatur und der zugehörigen Konzentration dar sowie die blau strichlierten Linien die Zustände der gasförmigen Gemische (Vapor) bei Tautemperatur. Die zugehörigen Zahlen geben dabei die Massenkonzentration von Ammoniak an, wobei für gasförmige Gemische hohe Konzentrationen (größer 50%) dargestellt sind, wie sie im Generator für das Kältemittel allenfalls auftreten werden.

Ausgehend von der reichen Lösung aus dem Absorber kommend (1) wird durch die Lösungsmittelpumpe der Druck vom Niederdruckniveau zum Hochdruckniveau (2) gehoben. Nachfolgend wird die reiche Lösung im Generator bis auf Temperaturniveau T(6) gehoben und dadurch das Lösungsmittel teilweise verdampft, sodass sich eine Aufteilung in Zustand (6) der armen Lösung und ein gasförmiges Kältemittel im gleichen Punkt ergibt. Die daraus resultierende Konzentration des Kältemittels ist durch die blau strichlierten Linien ablesbar, im allgemeinen aber sehr nahe an reinem Ammoniak liegend und somit in der flüssigen Phase nahe der Reinstofflinie. Die arme Lösung wird (unter Nichtberücksichtigung eines allfälligen Lösungsmittelwärmetauschers) über die Lösungsmitteldrossel auf Niederdruckniveau (8) entspannt.

Für den Kältemittelkreislauf wird im Kondensator das Kältemittel verflüssigt (12) und nachfolgend in der Kältemitteldrossel auf Niederdruckniveau (13) entspannt. Im Verdampfer wird das Kältemittel nun bei niedriger Temperatur $T(13)$ wieder in die Gasphase zurückgeführt (wobei unter der Annahme, dass lediglich Reinstoff Ammoniak verdampft wird, Zustand (13) mit dem Zustand am Verdampferaustritt zusammenfällt).

Abschließend werden die beiden getrennten Medien im Absorber zusammengeführt und auf Temperaturniveau $T(1)$ des Absorbers zur flüssigen reichen Lösung vermengt.

2.6 Reale Prozessführung

Aus den Werten der Dampfdrücke von Ammoniak in Tabelle 2-2 ist ersichtlich, dass, im Vergleich zu Wasser, Ammoniak bei geringeren Temperaturen verdampft. Dies ist die Grundlage dafür, dass im Generator das Kältemittel vom Lösungsmittel getrennt werden kann. Da es sich um ein Zweistoffgemisch handelt, ist bei jedem Austreibungsvorgang auch ein Teil der zweiten Komponente in der Gasphase enthalten, besser ersichtlich im h - ξ -Diagramm für Ammoniak Wasser Gemische, dargestellt in Abbildung 2-3.

Im Diagramm ist auf der Abszisse der Massenanteil des Ammoniaks im Gemisch eingetragen, auf der Ordinate die spezifische Enthalpie des Gemisches im jeweiligen Zustand. h - ξ -Diagramme für Zweiphasengemische ermöglichen ganz allgemein die Prozessdarstellung der Absorptionswärmepumpe durch jeweils drei gegebene Parameter im Zustand (zur Auswahl im Diagramm stehen Druck, Temperatur, Massenkonzentration, Dampfzahl, Enthalpie). Bei Ermittlung des dazugehörigen Zustandes im unterkühlten-, überhitzten- oder Zweiphasen-Bereich, oder sofern bekannt ist, dass das Gemisch im gesättigten Zustand gegeben ist (wie in den vier Komponenten der Absorptionswärmepumpe anzunehmen), kann relativ einfach abgelesen werden welche Flüssig- und Gasphasenkonzentrationen daraus resultieren. Isotherme Linien (nicht eingezeichnet) sind dabei schräg im Diagramm verlaufend, da einerseits für die Verdampfung die Verdampfungsenthalpie zugeführt werden muss, bei gleichzeitiger Konzentrationsänderung hin zu der leichter verdampfenden Komponente.

Im unteren Bereich kann man beispielsweise bei gegebenen Druck und Massenanteil auf der Siedelinie (saturated liquid lines) die zugehörige Siedetemperatur ablesen. Um die zu der Lösungskonzentration zugehörige Gasphasenkonzentrationen graphisch zu ermitteln zieht man eine Vertikale vom Ausgangspunkt an der Siedelinie hinauf zu der Hilfslinie gleichen Druckes (auxiliary lines) und von hier eine Horizontale zu der Taulinie gleichen Druckes (saturated vapour lines). Wie in der Darstellung ersichtlich, ergibt sich ausgehend von Siedezustand 1' (10 bar, 80°C) in der Gasphase 2' ein Massenanteil von 97,5% NH_3 , währenddessen bei Siedezustand 1'' (10 bar, 100°C) in der Gasphase 2'' nur mehr 92,5% NH_3 enthalten sind.

Diese voneinander abhängigen Zustände zeigen, dass im Generator vor allem mit zunehmender Temperatur, aber auch abhängig vom Druck und damit der Konzentration im Lösungsmittel, mehr Wasser verdampft wird, was Konsequenzen auf den Gesamtprozess zeigt, wie nachfolgend beschrieben. Mittels teilweiser Kondensation in einem etwaigen Dephlegmator im Anschluss an den Generator kann die Reinheit des Kältemittels erhöht werden, indem der leichter kondensierende Stoff, somit der Wasseranteil, durch Wärmeaustausch mit der Flüssigphase kondensiert und dem Lösungsmittel zurückgeführt wird.

h - ξ Diagram for Ammonia / Water Mixtures

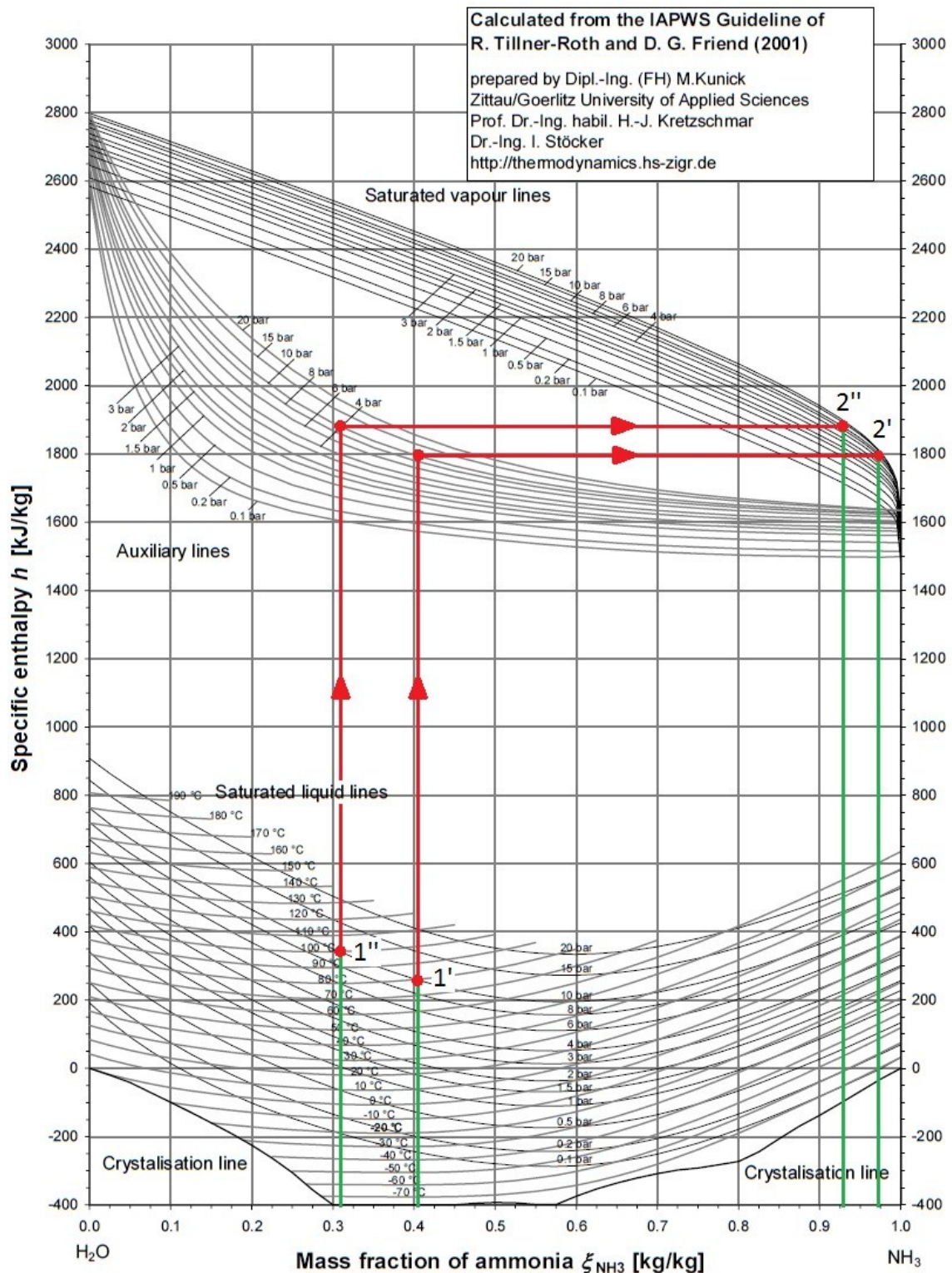


Abbildung 2-3: h - ξ -Diagramm Austreibung (Diagrammquelle: <http://thermodynamik.hs-zigr.de>, 24.05.2011)

Die Gasphasenkonzentrationen sind insofern von Bedeutung, als ein niedrigerer NH_3 Massenanteil im Kältemittel von Nachteil für den Prozess ist. Im Kondensator und Verdampfer ergibt sich durch das Zweistoffgemisch ein Temperaturgleit von Eintritt zu Austritt und bei unvollständiger Verdampfung kann sich, wenn keine konstruktiven Maßnahmen ergriffen wurden, Wasser im Kältemittelprozess ansammeln und zu Betriebsstörungen führen (Moser 2008, S.23f). Daher wird in vielen Anlagen mittels Dephlegmation und Rektifikation über

Wärmeabfuhr und intensiven Stoffaustausch eine möglichst hohe NH_3 -Konzentration angestrebt.

Da eine vollständige Entfernung des Wassers aus der Gasphase technisch nur unter sehr großem Aufwand möglich ist, wird eine geringe Menge Wasser akzeptiert. Folglich ergeben sich in Kondensator und Verdampfer unterschiedliche Kondensations- beziehungsweise Verdampfungstemperaturen des Kältemittels entlang der Wärmetauscher durch Konzentrationsänderungen der Gasphase.

Im Kondensator gemäß Abbildung 2-4 wird, unter Vernachlässigung einer möglichen Überhitzung des Gasgemisches im Bereich $Q_{[0]}$ bis $Q_{[2]}$, zuerst das leichter kondensierende Wasser verflüssigt und danach der annähernd reine Ammoniak bei, bedingt durch den Reinstoff, fast gleichbleibender Temperatur kondensiert, ersichtlich durch die flacher werdende Kurvensteigung von $Q_{[2]}$ bis $Q_{[9]}$. Nach der vollständigen Kondensation und unter Umständen einer leichten Unterkühlung, wie im Bereich $Q_{[9]}$ bis $Q_{[10]}$ dargestellt, gelangt das flüssige Gemisch, bei gleicher Konzentration wie bei Kondensatoreintritt, in die Kältemitteldrossel.

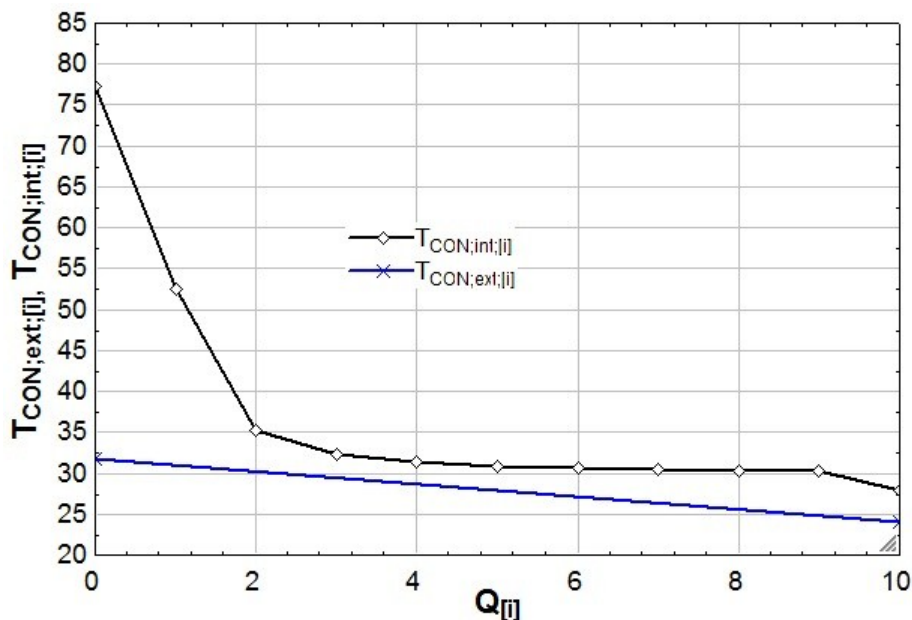


Abbildung 2-4: Exemplarische Temperaturverläufe im Kondensator (erstellt in EES, $x = 0,988$)

Wesentlich problematischer gestaltet sich der Prozess im Verdampfer bei hohen Wasserkonzentrationen (siehe Abbildung 2-5). Das aus der Drossel austretende Zweiphasengemisch wird unter Wärmezufuhr verdampft, zunächst wiederum zum größten Teil der Ammoniakanteil, in weiterer Folge das Wasser. Da reines Wasser nun aber bei wesentlich höheren Temperaturen verdampft als NH_3 , kann dies durch das Wärme zuführende Medium, das zumeist eine relativ niedrige Temperatur schon am Eintritt in den Verdampferwärmetauscher aufweist, nicht mehr bewerkstelligt werden. Es erfolgt somit im Normalfall eine unvollständige Verdampfung, unter Abscheidung einer Flüssigphase mit geringer Ammoniakkonzentration. Wird dieser Effekt nicht konstruktiv berücksichtigt kann dies bis zum Unterbrechen des Wärmepumpenprozesses wegen Ansammlung von Flüssigphase im Verdampfer führen.

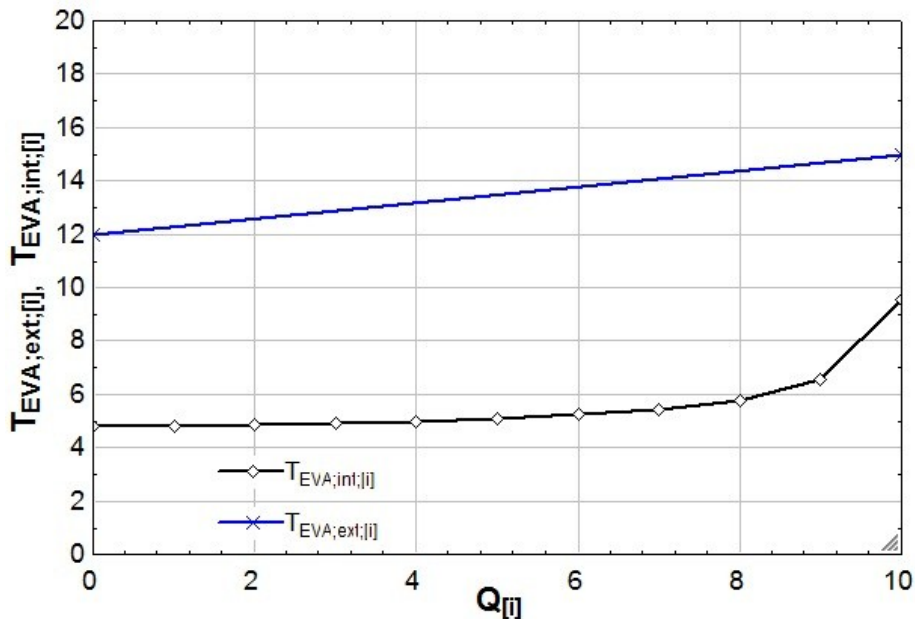


Abbildung 2-5: Exemplarische Temperaturverläufe im Verdampfer (erstellt in EES, $x = 0,988$)

Ebenfalls in Abbildung 2-5 ersichtlich ist ein Temperaturgleit des Kältemittels vom Eintritt bis zum Austritt des Verdampfers. Ganz allgemein kann bei zeotropen Gemischen ohne diesen Temperaturgleit keine Wärmemenge übertragen werden

Im Absorber ist in erster Betrachtung die Temperatur während der Absorption wesentlich, die sich aus Kühlwassertemperatur und Absorptionsprozess ergibt. Dabei wird das Kältemittel in der umlaufenden armen Lösung gelöst. Die beim Absorptionsprozess entstehende Wärmetönung L kann überschlägig aus der Verdampfungsenthalpie des Kältemittels bei gegebenem Zustand und der Lösungswärme l gemäß Gl. 2-6 berechnet werden. (Niebergall 1981, S.167)

$$L = r_{ref} + l \quad \text{Gl. 2-6}$$

Die Lösungswärme l ist dabei von der Konzentration des Lösungsmittels abhängig, wobei bei Ammoniak / Wasser Gemischen die entstehende Lösungswärme im Prozess mit geringeren Massenkonzentrationen des Kältemittels in der Lösung zunimmt. (Niebergall 1981, S.129)

Weiters ist im Absorber zur realen Absorption des Kältemittels in der Lösung eine treibende Kraft notwendig, wie auch in Wärmetauschern eine treibende Temperaturdifferenz zur Übertragung von Wärmen notwendig ist. Diese treibende Kraft kann man sich als ein Partialdruckgefälle als Druckdifferenz $\Delta p_{\text{partial}}$ zwischen höherem Druck der Gasphase (zum „Hineindrücken“) gegenüber einem niedrigeren Druck der Lösung (zum „Aufsaugen“) vorstellen. Dieses Partialdruckgefälle ist äquivalent zu einer niedrigeren Temperatur T_{real} des Lösungsmittels gegenüber der Temperatur T_{ideal} der theoretischen Absorption im Gleichgewichtszustand. Für alle Absorptionsvorgänge, die nun nicht bei unendlich langer Zeit erfolgen (analog zu unendlich großer Fläche), ergibt sich am Austritt ein Zustand mit Massenkonzentration ξ_{rso} , der nicht dem theoretischen Zustand mit Massenkonzentration ξ_{rso}^* entspricht, dargestellt in Abbildung 2-6 (Niebergall 1981, S.52f)

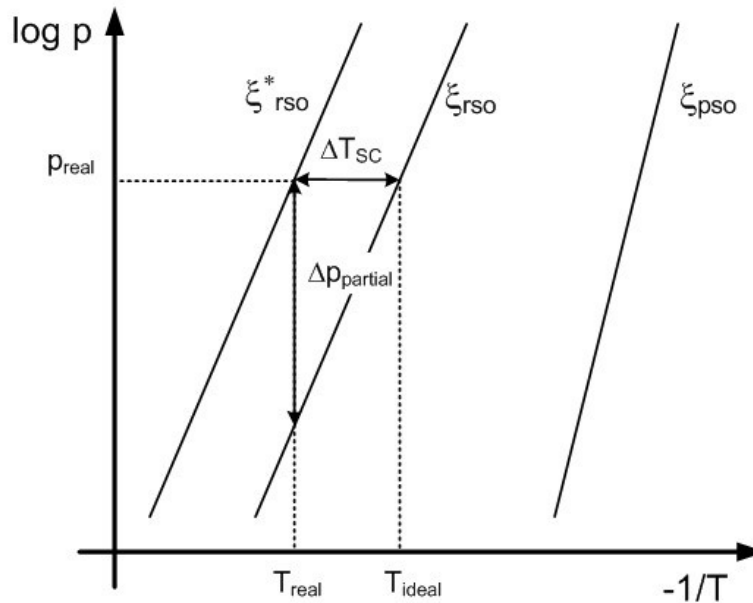


Abbildung 2-6: Absorberunterkühlung im $\log(p) - 1/T$ Diagramm (Moser 2008, S. 23)

Aus der theoretischen Konzentration bei realer Austrittstemperatur der reichen Lösung und der realen Konzentration kann, unter Bezugnahme der armen Lösung, der Wirkungsgrad des Absorbers gemäß Gl. 2-7 berechnet werden, sowie die Entgasungsbreite $\Delta\xi$ gemäß .

$$\eta_{ABS} = \frac{\xi_{rso} - \xi_{pso}}{\xi_{rso}^* - \xi_{pso}} \quad \text{Gl. 2-7}$$

$$\Delta\xi = \xi_{rso} - \xi_{pso} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Allgemein wird für die bestehende Anlage bei den nachfolgenden Untersuchungen eine Unterkühlung ΔT_{SC} im Absorber, wie in Abbildung 2-6 dargestellt als Differenz der realen Temperatur T_{real} zu T_{ideal} , von etwa 2 bis 5 Kelvin erwartet.

2.7 Absorptionswärmepumpen für Kühlzwecke

Absorptionswärmepumpen sind eine von mehreren Möglichkeiten Kälte, für die Abfuhr von Raumlasten (Mensch, Maschine) oder die Klimatisierung von Gebäuden oder Gebäudeteilen, unterhalb der gegebenen Umgebungstemperatur bereit zu stellen. Alternativ sei hier noch auf Kühlen mit Tiefenwasser oder Kaltdampfkompressionsverfahren hingewiesen (Reinhart 2008, S. 448). Auch die für diese Arbeit verwendete Anlage wird vornehmlich für die Verwendung im Gebäudebereich ausgelegt.

Eine der Möglichkeiten die für die „thermische Verdichtung“ benötigte Wärme auf hohem Temperaturniveau bereit zu stellen ist, wie in Abbildung 2-7 exemplarisch dargestellt, die Erzeugung von warmen Wasser mittels Sonnenkollektoren. Zum besseren Verständnis ist das System nachfolgend in einigen Worten beschrieben.

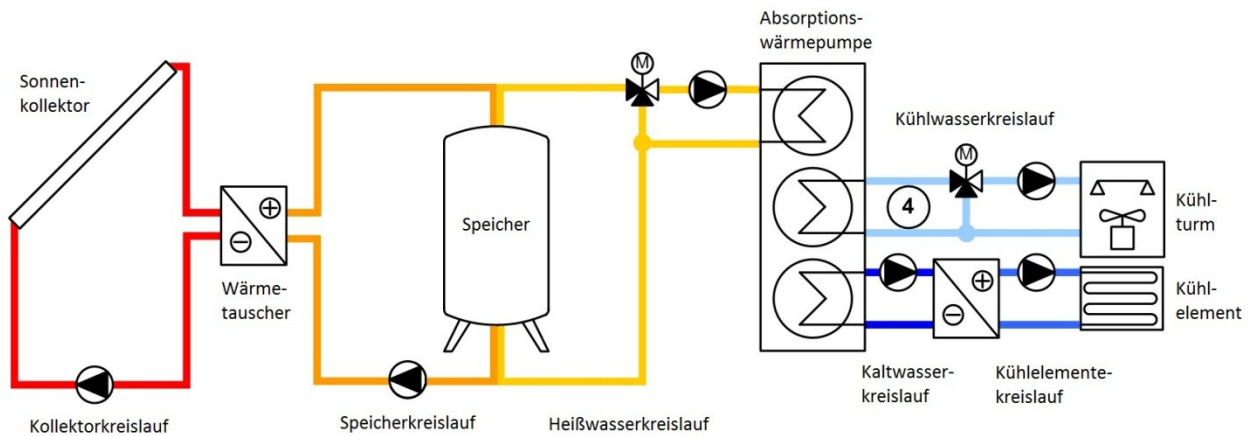


Abbildung 2-7: Absorptionswärmepumpe für Kühlzwecke (Kohlenbach 2006, S. 9)

Über einen Wärmetauscher und einem weiteren Kreislauf, da in Sonnenkollektoren zumeist spezielle Arbeitsmedien verwendet werden, wird dabei die Kollektorwärme in einen Speicher transportiert, welcher sowohl der Sammlung als auch der Phasenverschiebung von gegebener Sonnenstrahlung und benötigtem Kältebedarf für spätere Abendstunden dient.

Über eine Beimischschaltung, zur Einstellung und Regelung des gewünschten Temperaturniveaus für die Absorptionswärmepumpe, wird nun dem Speicher warmes Wasser zum Betrieb des Generators in der Absorptionswärmepumpe entnommen. Die Kühlung für Absorber und Kondensator in der Anlage wird durch den Kühlwasserkreislauf, hier exemplarisch mit einem Kühlturm zu Abfuhr der Wärmemenge dargestellt, bewerkstelligt.

Der eigentliche Zweck der Anlage, die Generierung von Kälte im Verdampfer, wird durch den Kaltwasserkreislauf von der Anlage abgeführt und im dargestellten Fall mittels eines Wärmetauschers an den Kühlelementekreislauf übergeben, welcher über die Kühlelemente (Fan Coils, Deckenkühler, ...) dem Raum Wärme entzieht. Gegebenenfalls kann hier noch ein Speicher zwischengeschaltet sein, um die Kühlanforderung nicht unmittelbar an die Absorptionswärmepumpenleistung zu koppeln und Ein-/ Ausschaltvorgänge zu optimieren.

Je nach Bauform der Kühlelemente und der gewünschten Temperatur im Raum ergeben sich unterschiedliche Anforderungen an das Temperaturniveau des Wassers im Kühlelementekreislauf. So kann davon ausgegangen werden, dass bei der Verwendung von Fan Coils auf Grund der Einsatzgebiete tiefere Temperaturen als bei Deckenkühlern erreicht werden, sowie im Fall einer Klimakammer ganz andere Anforderungen auftreten als in Bürogebäuden. Ebenfalls stark schwanken kann die Kühlwassertemperatur, zum Beispiel bei Wärmeabfuhr an die Umgebungsluft.

All diese Unterscheidungen führen zu unterschiedlichen Lastfällen für die Absorptionswärmepumpe, bei damit auch deutlich unterschiedlichen Wirkungsgraden und Leistungen. Aus technischer Sicht besteht somit Optimierungspotential in Bezug auf anlageninterne Wirkungsgrade sowie auch zur Optimierung des Gesamtsystems durch Speicherauslegung, Leistungsdimensionierung, Bedarfsoptimierung.

3 VERSUCHSSTANDSAUFBAU

Der zu Messzwecken aufgebaute Versuchsstand soll folgend in seinen Komponenten erklärt werden. Dazu ist eine Betrachtung der Absorptionswärmepumpe wie auch der hydraulischen Versorgungskreisläufe notwendig.

3.1 Die Absorptionswärmepumpe

Die Absorptionswärmepumpe wurde von der Firma Pink GmbH in einer leicht adaptierten Ausführung seiner marktüblichen Konfiguration zur Verfügung gestellt. Es handelt sich dabei um das ursprüngliche Modell mit der Typenbezeichnung „PinkChiller PC19“ der Generation 5.3, in Abbildung 3-1 dargestellt. Ausgeführt ist der Wasser / Ammoniak Absorptionskälteprozess einstufig und kontinuierlich mit einer Nennleistung von 19 kW im Vollastfall. In dem betrachteten Modell ist eine nach dem neuesten Stand in der Auslegung veränderte Kältemitteldrossel eingebaut worden und die reale Nennkälteleistung auf etwa 21 kW gestiegen.

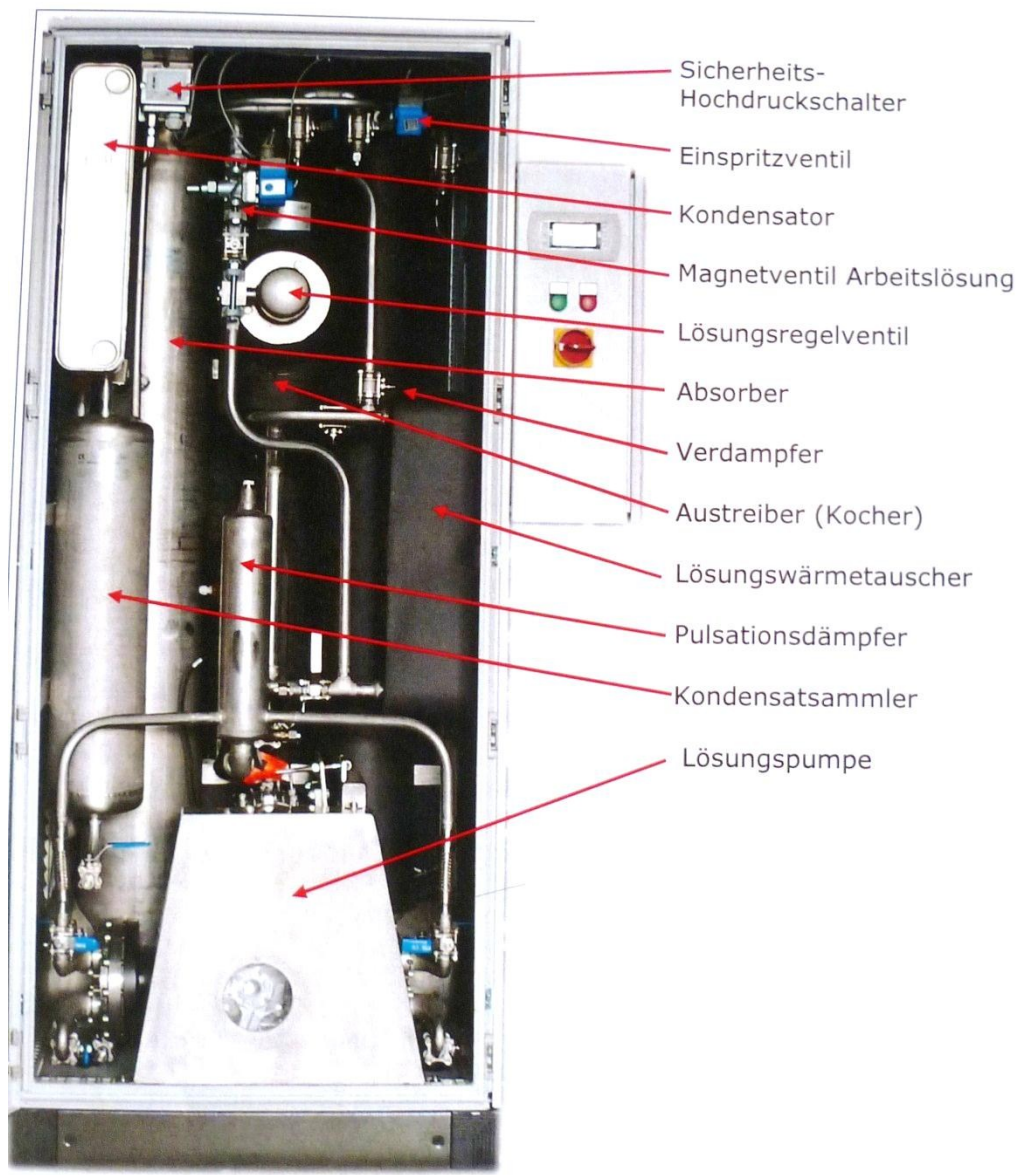


Abbildung 3-1:Komponenten der Absorptionskältemaschine (Quelle: Dokumentation / Betriebsanleitung PinkChiller PC19, Pink GmbH)

Die in Abbildung 3-1 dargestellte Anlage weist dabei einen Unterschied in der Lösungsmittelpumpe auf, die bei der neueren, verwendeten Version nur einflutig ausgeführt wurde. Die Komponente „Einspritzventil“ entspricht der Kältemitteldrossel und die Komponente „Magnetventil Arbeitslösung“ öffnet sich erst bei Betrieb der Anlage, um einen Lösungsmittelfluss im Stillstand zu unterbinden. Der Pulsationsdämpfer, in der bestehenden Anlage mit einem Lösungsmittelzulauf ausgeführt, dient der Schwingungskompensation von pulsierender Förderung des Mediums, ausgehend von der Lösungsmittelpumpe. Zusätzlich wird über eine Leitung, die mit Heizwasser gefüllt und einseitig geschlossen ausgeführt ist, Wärme der reichen Lösung zugeführt (vgl. Abbildung 4-5).

In Abbildung 3-2 ist nun die adaptierte Anlage dargestellt. Es sind dabei die Anlagefühler (grün) an den Temperaturmessstellen erkennbar sowie die parallel ausgeführten Ableitungen mit Absperrmöglichkeit von der Anlage zu den Massenstrommessgeräten links im Vordergrund. Im Hintergrund (2.Reihe) ist zusätzlich das Volumenstrommessgerät für den Kühlwasservolumenstrom zum Kondensator erkennbar. Wegen der hervorstehenden Leitungen war ein Betrieb bei geschlossener Ummantelung nicht mehr möglich, weshalb provisorische Abdeckungen angebracht und der Türspalt mit Plastikfolie abgedeckt wurde, um eine möglichst realistische Innentemperatur im Betrieb zu erreichen.

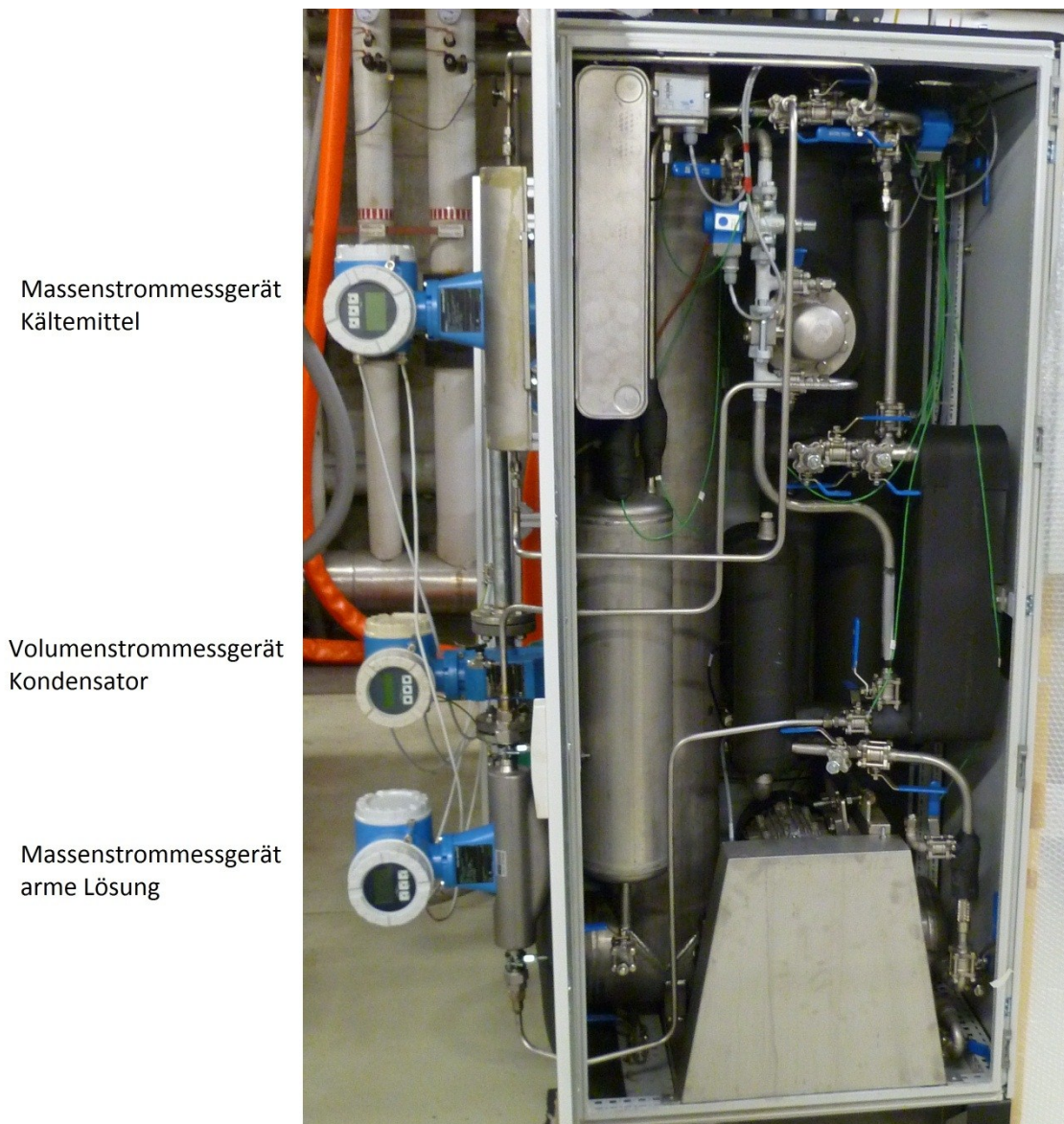


Abbildung 3-2: Foto PinkChiller adaptiert

Der Wärmeaustausch zu den externen Medien im Kondensator und Generator erfolgt mittels Plattenwärmetauscher. Verdampfer sowie Absorber sind als Rohrbündelwärmetauscher ausgeführt. Dabei ist die interne Strömung als ein das Rohr benetzender Rieselfilm über das, vom externen Medium durchflossenes, Rohrbündel gegeben. Der Aufbau von Verdampfer, Absorber und Lösungsmittelsammler ist als gemeinsamer Druckbehälter gegeben mit integrierter Überleitung des verdampften Kältemittels in den Absorber. Ausgehend vom Lösungsmittelsammler wird die reiche Lösung über eine elektromotorisch betriebene Membranpumpe auf Hochdruckniveau gefördert.

Anzumerken ist, dass die Rohrleitungen zwischen den meisten Bauteilen nicht gedämmt wurden, womit sich vor allem in der Kältemittelleitung zwischen Generator und Kondensator Zustandsänderungen mit Kondensation des Wasseranteiles an der Innenwand ergeben können.

Die Anschlüsse der Absorptionswärmepumpe für Heizwasser Vor- und Rücklauf, Kühlwasser Vor- und Rücklauf sowie Kaltwasser Vor- und Rücklauf sind auf der Hinterseite angebracht. Heiz- und Kaltwasserleitungen sind als 1" Rohrringgewindeanschluss ausgeführt, die Kühlwasserleitungen wegen der gleichzeitigen Speisung von Kondensator und Absorber und der daraus resultierenden höheren Volumenströme bei moderaten Temperaturspreizungen als 6/4" Rohrringgewindeanschluss. Auf Grund von Problemen mit der Entlüftung der Wasserstränge wurden selbstbetätigende Entlüfterventile anstelle der ursprünglich manuellen Entlüftung mit Schlüssel eingebaut. Die Ströme in den parallelen Leitungen von Kondensator und Absorber sind über ein Strangreduzierventil einstellbar, welches für sämtliche Versuche vollständig geöffnet war. Empirisch ermittelt stellten sich die Volumenströme in den beiden Komponenten nach dem Verhältnis zu Gl. 3-1 ein. Entgegen der Annahme, dass dieses Teilungsverhältnis konstante Werte annimmt, konnte ein geringer variabler Einfluss in Abhängigkeit des Gesamtvolumenstromes V_{cool} festgestellt werden.

$$\frac{V_{cool}}{V_{cool,CON}} = (-0,008544 * V_{cool} + 2,787685) \quad \text{Gl. 3-1}$$

Für die Bedienung und Einstellung der Maschine sei im Folgenden auf die Dokumentation und Betriebsanleitung von der Herstellerfirma hingewiesen. Dies kann über das Bedienpanel, in Abbildung 3-1 rechts oben gezeigt, erfolgen und bietet Ebenen zur Information über die gemessenen Parameter, Bedienung der Anlage, Einstellung der Regelglieder sowie Kalibrierung der Messtechnik.

3.2 Hydraulische Kreisläufe

Konstruktiv war, neben der Adaption der Absorptionswärmepumpe, der Aufbau der Kreisläufe für Heiz-, Kühl- und Kaltwasser zur Versorgung der Absorptionswärmepumpe notwendig. Dabei erfolgte die Auslegung der hydraulischen Komponenten, wie Druckverlustabschätzung, Pumpenauslegung und Bestimmung der Rohrdurchmesser, von Herrn Dr. Moser anhand der von der Herstellerfirma vorgegebenen maximalen Temperaturbereiche und Volumenströme. Der realisierte Aufbau ist in Abbildung 3-3 dargestellt.

Die Kreisläufe wurden jeweils als Beimischschaltung mit Header-Leitung (hydraulische Weiche) ausgeführt. Die Header-Leitung dient dabei zur Entkoppelung des Systemdurchlaufes von der vorgeschalteten Infrastruktur, die ansonsten einen Differenzdruck zwischen Eintritt und Austritt beaufschlagen und daraus resultierend den Volumenstrom erhöhen würde. Zu der Charakteristik der Beimischschaltung sei auf Kapitel 4.3 verwiesen.

3 Versuchsstandsaufbau

Das Medium im Kaltwasserkreislauf ist vom kälteabführenden Medium durch einen Wärmetauscher getrennt. Dadurch kann der Kreislauf mit anderen Medien betrieben werden, vor allem in Hinblick auf Tieftemperaturmessungen mit Glykol.

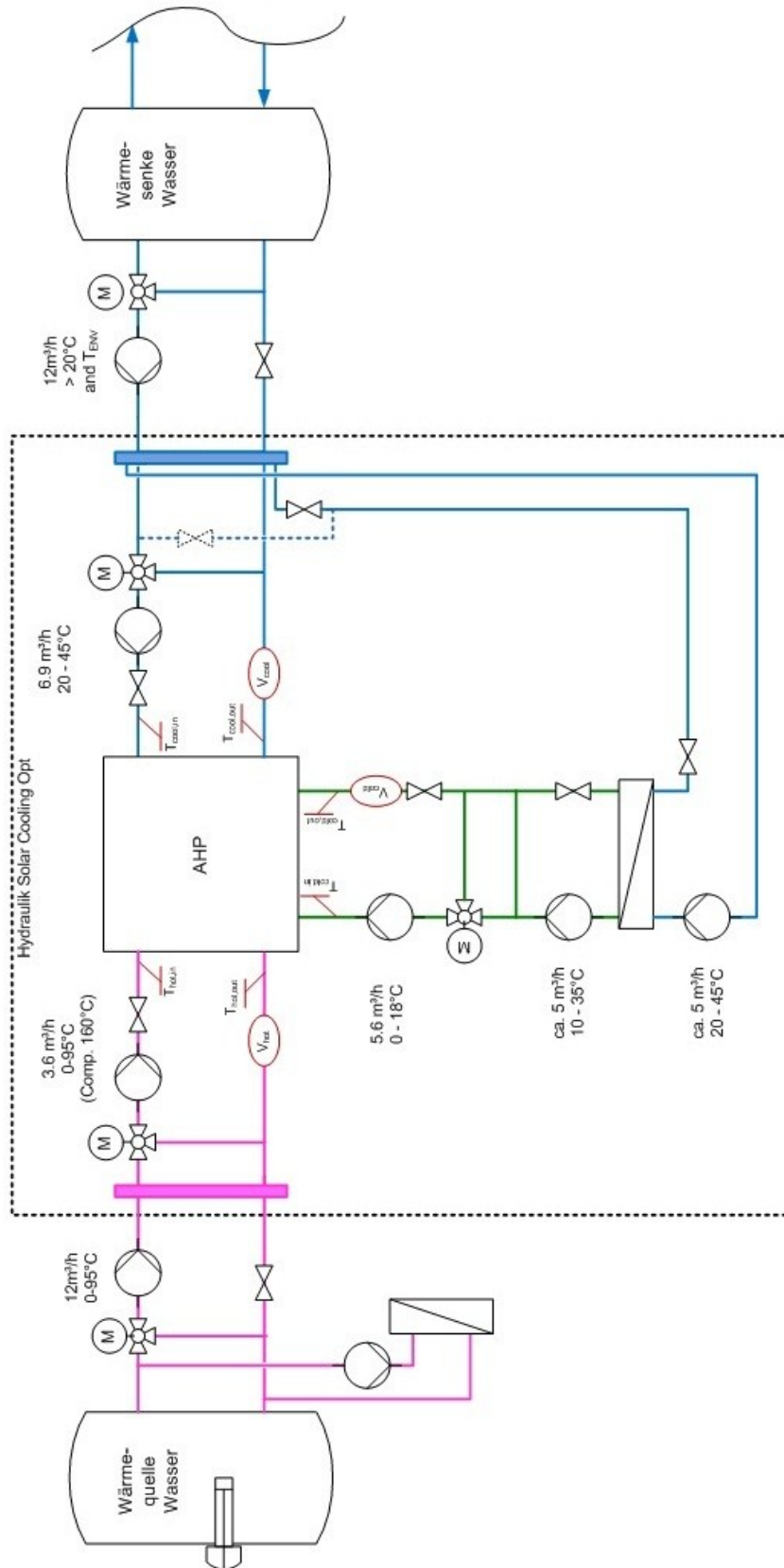


Abbildung 3-3: Schema hydraulischer Versuchsstandsaufbau

In Abbildung 3-4 ist der ausgeführte Aufbau des Heizwasserkreislaufes gezeigt. Auf der linken Seite erfolgt der Zulauf vom Warmwasserspeicher der Infrastruktur, welche über die 1" Header-Leitung, quer links außen, von dem Heizwasserkreislauf entkoppelt wird. Nach dem Header erfolgt eine Reduktion auf ½ Zoll Leitungen. Im Beimischventil wird das zulaufende heiße Wasser (links oben) mit, aus dem Rücklauf entnommenem, abgekühltem Wasser vermischt. Die Pumpe vom Modell Grundfos CR4-80 ist für die höheren Temperaturen ausgelegt und fördert Heizwasser angesteuert von einem Frequenzumrichter. Nach der Pumpe wird der Rohrdurchmesser wieder auf 1" erhöht und ein Strangreduzierventil, Typ STAD TA (im gesamten Aufbau), ermöglicht den Volumenstrom per Hand zu regulieren bevor die Zuleitung zur Absorptionswärmepumpe (rechts oben) erfolgt.

Auf der Rücklaufseite wird das von der Absorptionswärmepumpe kommende Heizwasser (rechts unten) wiederum auf ½" reduziert und danach der Volumenstrom gemessen. Dafür ist, um Messfehler auf Grund von nicht ausgeprägten Strömungen, eine dem Messgerätedatenblatt entnehmbare Mindestlänge von Zu- und Ablauf einzuhalten. Im gegebenen Fall war auf der Zulaufseite der fünffache Rohrdurchmesser und ablaufseitig der doppelte Rohrdurchmesser auszuführen. Das nicht vom Beimischventil rückgeführte Wasser wird dem Rücklauf zur Infrastruktur (links unten) beigemischt.

Um die Wärmeverluste möglichst gering zu halten, wurde der gesamte Heizwasserstrang isoliert ausgeführt.

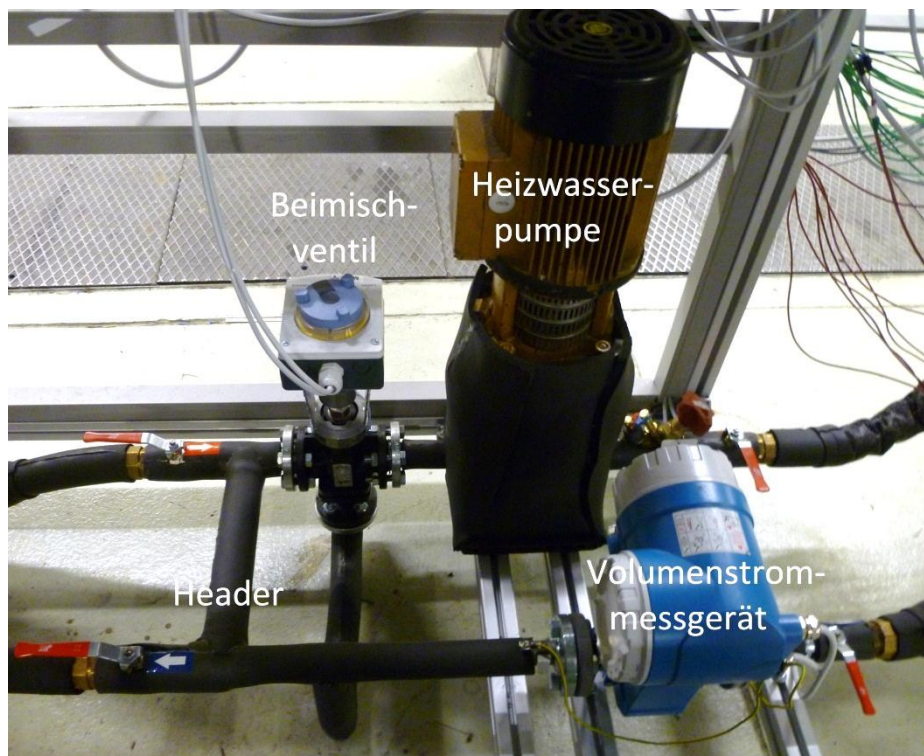


Abbildung 3-4: Foto Heizwasserkreislauf

In Abbildung 3-5 ist in der vordersten Ebene der Kühlwasserkreislauf dargestellt. Links unten erfolgt der Zulauf von der Infrastruktur. Danach erfolgt der Aufbau wie im Heizwasserkreislauf zuvor dargestellt. Wesentliche Unterschiede ergeben sich lediglich in der 2" Header-Leitung, von der aus der Wärmetauscher zur Abfuhr der Kälte im Kältekreislauf gespeist wird. Dies erfolgt über die Grundfos CH4-30 Pumpe in der linken Mitte der Abbildung (WT-Pumpe). Der Volumenstrom im 1" Kreislauf für die Versorgung des Wärmetauschers ist ausschließlich über ein Strangreduzierventil justierbar. Zusätzlich kann die Header-Leitung über einen Kugelhahn geschlossen werden, um den Kühlwasservolumenstrom durch den Vordruck der Infrastruktur nochmals zu erhöhen.

Der Kühlwasserkreislauf wurde im Zulaufteil mit 1" Rohren ausgeführt. Die Beimischung von Rücklaufwasser im magnetischen 3-Weg-Ventil (folgend als Magnetventil bezeichnet) erfolgt durch das in Abbildung 3-5 dargestellte vertikale Rohr. Als Pumpe dient eine WILO IP-E 32/160-1,1/2 mit manueller Bedienmöglichkeit über das Panel. Nach dem Strangreduzierventil fließt das Kühlwasser rechts unten der Absorptionswärmepumpe zu. Der Rücklauf von rechts oben kommend wird über das Volumenstrommessgerät und ein selbstbetätigendes Entlüfterventil der Beimischung oder dem Rücklauf zur Infrastruktur links oben zugeführt.

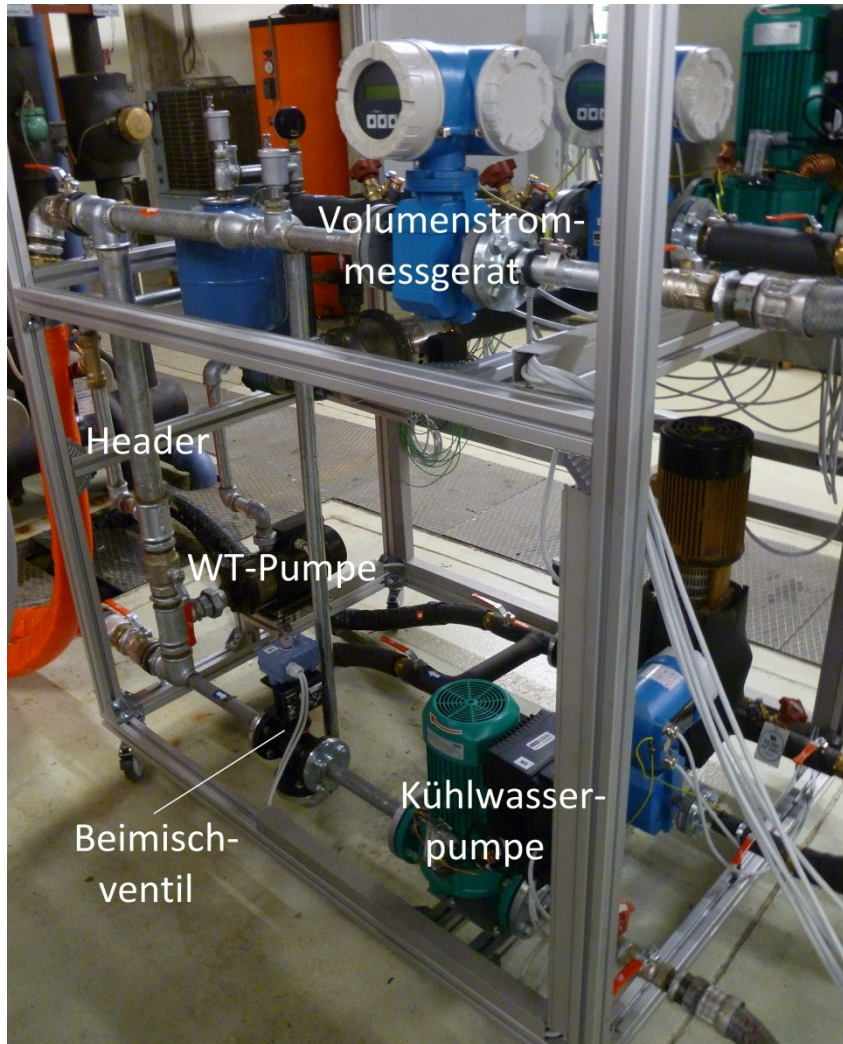


Abbildung 3-5: Foto Kühlwasserkreislauf

Der Kaltwasserkreislauf gemäß Abbildung 3-6 ist ab der Header-Leitung im Allgemeinen bezüglich der Bauteile mit dem Kühlwasserkreislauf ident. Der Zulauf zur Absorptionswärmepumpe erfolgt rechts oben, der Rücklauf rechts unten, alle Rohre in 1" Ausführung. Die Positionierung des Strangreduzierventiles ist im gegebenen Aufbau in der Rücklaufleitung des Kühlwassers nach dem Volumenstrommessgerät erfolgt.

Die Versorgung des Headers mit Wasser erfolgt über einen separaten Kreislauf. Dabei wird im Wärmetauscher links außen die Kälteleistung an das Kühlwasser übertragen. Über eine LOWARA CLA 80/5 Pumpe links oben (Versorgungspumpe) wird konsequent Medium in den Header gefördert, der sich einstellende Volumenstrom ist über ein Strangreduzierventil einstellbar. Da der Aufbau keine externen Quellen beinhaltet, die das System füllen, ist links unten im Rücklauf ein Ausgleichgefäß inklusive Manometer und Entlüftungsventil angebracht. Um Kondensation an den Rohren bei geringen Kaltwassertemperaturen an den Rohren zu verhindern, wurde der Kreislauf gedämmt.

Die Verwendung von Wasser als Medium im Kaltwasserkreislauf sowie die Möglichkeit von örtlicher Unterschreitung von 0°C am Verdampfer veranlassten eine Beschränkung der minimal möglichen Kaltwassertemperatur auf mehr als 5°C. Es wurde deshalb 6°C als untere Grenze der Messungen mit Wasser festgelegt. In weiterer Folge kann bei Befüllung mit Glykol diese Grenze an die Anforderungen adaptiert werden.

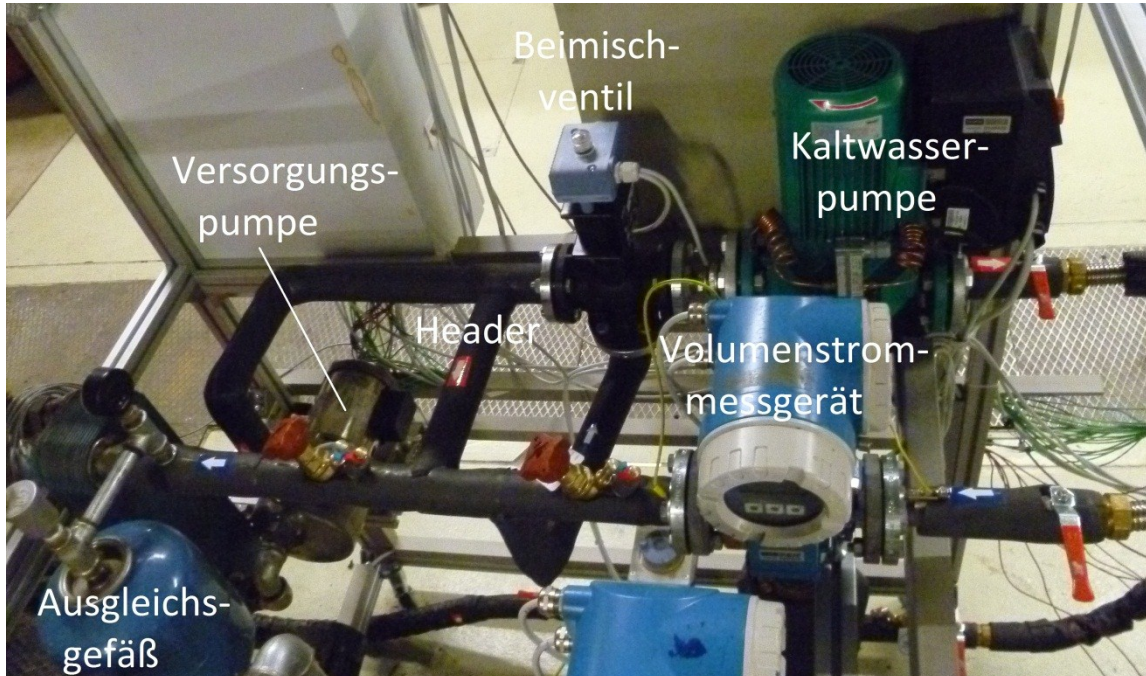


Abbildung 3-6: Foto Kaltwasserkreislauf

Für den gesamten hydraulischen Aufbau wurde ein Rahmen aus Bosch Rexroth Aluminiumprofilen verwendet (vgl. Abbildung 3-5). Die Abmaße inklusive den am Rahmen angebrachten Schaltungskästen betragen 1,5m * 13,m * 1,8m (l * b * h). Für flexibleren Transport wurde der Aufbau auf Rollen gestellt.

3.3 Infrastruktur

Als Wärmequelle und Wärmesenke für die zugeführten und abgeführten Wärmemengen der Absorptionswärmepumpe musste eine extern zu Verfügung gestellte Infrastruktur dienen. Diese wurde vom Institut für Wärmetechnik bereitgestellt.

Als Wärmequelle wurde ein Warmwasserspeicher mit elektrischer Beheizung verwendet. Die Leistung der Wärmequelle ist dabei mit etwa 40kW begrenzt, was im Vollastbetrieb in etwa der notwendigen Heizleistung inklusive Verluste entspricht. Temperaturen über 100°C sind durch den geschlossenen Aufbau der Hydraulik theoretisch möglich, bedingen allerdings eine Erweiterung der Infrastruktur zur Versorgung mit höheren Temperaturen, weshalb vorläufig kein Gebrauch davon gemacht wurde. Als Abgang der Wärmequelle wurde der „12 m³/h“ Strang gewählt.

Die Regelung der Wärmequelle in der Infrastruktur ermöglicht die Einstellung der gewünschten Speichertemperatur mit Hysterese und die Einstellung der Temperatur im Vorlauf. Da die Regelung der Beimischschaltung von Zu- und Ablauf der externen Infrastruktur für die Vorlauftemperatur keinen stabilen Betrieb ermöglichten, wurde der gewünschte Temperaturwert immer auf den Maximalwert gestellt und die Beimischschaltung zur Regelung der Temperatur am Heizwassereintritt verwendet.

Als Wärmesenke diente ein Kaltwasserspeicher, der die Wärme über eine Rückkühlanlage an die Umgebungsluft abführt. Das Temperaturniveau der Wärmeabfuhr hängt dabei stark von der Umgebungstemperatur ab, weshalb Messungen mit Kühlwassertemperaturen kleiner 28°C in den Sommermonaten nur bei gemäßigten Außentemperaturen durchgeführt werden konnten. Für den Abgang der Wärmesenke wurde ebenfalls der „12 m³/h“ Strang gewählt.

In der Bedienung der Infrastruktur konnte die gewünschte Temperatur im Speicher sowie auch die Temperatur im Vorlauf eingestellt werden. Bezüglich der Verwendbarkeit der Regelung der Vorlauftemperatur gilt gleiches wie bei der Wärmequelle. Zusätzlich musste die niedrigste mögliche Rückkühltemperatur über ein separates Bedienpanel zur Ansteuerung der Rückkühlanlage eingestellt werden.

4 MESS- UND REGELTECHNIK

In diesem Kapitel soll auf die verwendete Messtechnik und deren Anbringung an den Versuchsaufbau eingegangen werden. Im Weiteren wird nach Angabe der Steuergeräte im System die Regelung der Absorptionswärmepumpe erklärt

4.1 Datenverarbeitung

Die elektrische Messdatenerfassung und Ansteuerung erfolgte über einen Datenlogger der Serie e-reader von „Gantner Instruments“ (im Weiteren bezeichnet als „Messeinheit“). Dabei werden über einen modulartigen Aufbau Sensoren und Aktoren nach dem jeweiligen messtechnischen Prinzip mit einer gemeinsamen CPU verbunden, welche über hinterlegte Zusammenhänge die elektrischen Signale in die darzustellenden physikalischen Werte umwandelt. Zusätzlich zu der Messdatenerfassung dient die Einheit auch zur Ansteuerung der Steuerelemente und als Kommunikationsschnittstelle mit der Bedienerenebene am PC.

Für den gesamten Aufbau waren die in Tabelle 4-1 angeführten, über einen Kommunikations-BUS verbundenen Module notwendig. Sie wurden in einem separaten Steuerschrank zusammengefasst und am hydraulischen Anlagenteil angebracht.

Tabelle 4-1: Geräteliste Mess- und Steuergerät

Nr.	Stk.	Funktion	Bezeichnung	Hersteller
1	1	Spannungsversorgung	DR-4524	Mean Well
2	1	Messtechnik Datenlogger	e.reader	Gantner
3	1	Eingangsmodul für Spannungen	e.bloxx A3-1	Gantner
4	5	Anschluss von Stromsignalen an A3-1	e.bloxx Terminal 4C	Gantner
5	5	Messmodul für Thermoelemente	e.bloxx A4-1	Gantner
6	5	Kaltstellenkompensation für A4-1	e.bloxx Terminal CJC	Gantner
7	1	Messmodul für Widerstandsthermometer	e.bloxx A5-1	Gantner
8	1	Ausgangsmodul für Strom / Spannungen	e.bloxx A9-1	Gantner

Zusätzlich zu den nachfolgend in Kapitel 4.2 erwähnten Messgeräten wurden mit der Messeinheit mittels eines Impulsgebers die aufgenommene elektrische Leistung der Absorptionswärmepumpe summiert und über das Spannungssignal des Frequenzumrichters die Drehzahl der Lösungsmittelpumpe gemessen. Ausgabeseitig wurde ein Relaisausgang als „Safety Shut Down“ der gesamten Anlage konzipiert sowie ein Weiterer als Einschaltrelais für die Heizwasserpumpe. Über einen digitalen Ausgang wurde ein bedienbares Einschaltsignal für die Kälteanforderung der Absorptionswärmepumpe generiert.

4.2 Messgeräte

Die im aufgebauten Teststand verwendete Messtechnik und deren Prinzipien sind für den konstruktiven Aufbau von Bedeutung und werden deshalb hier in den Grundzügen erklärt. In der gesamten Anlage wurden im Wesentlichen an die jeweilige Messanforderung und Messbereiche eingestellte Messgeräte zum Zwecke der Temperaturmessung, Druckmessung, Füllstandsmessung sowie der Volumenstrom- und Massenstrommessung verwendet (vgl. Messschema in Abbildung 4-5).

4.2.1 Temperaturmessung

a. Widerstandsthermometer

Für die Messung von Temperaturen an dem zu messenden Medium zugänglichen Stellen, bei den Zu- und Ableitungen von Heiz-, Kühl- und Kaltwasser und der Sammelbehälter-Bauteiltemperaturen, wurden Widerstandsthermometer der Bauart Pt100 verwendet. Diese basieren auf dem Prinzip, dass der Widerstand eines Sensors abhängig von der Temperatur ist. Für Temperaturen im jeweiligen Messbereich des Thermometers kann, mittels eines arithmetischen Zusammenhanges von Widerstand zur Temperatur, messtechnisch über den Anschluss an eine Stromquelle ein Spannungsabfall gemessen werden.

Die Verbindung mit der Messeinheit erfolgte dabei nach dem Drei- und Vierleiterprinzip, um mögliche Messunsicherheiten durch den Spannungsabfall in der Stromdurchflossenen Messleitungen auszuschließen, in Abbildung 4-1 dargestellt. Durch die unabhängige Spannungsmessung direkt abgehend vom Widerstandsthermometer mit sehr geringem Stromfluss wird der durch die Stromquelle in den Leitungen erzeugte Spannungsabfall nicht mitgemessen.

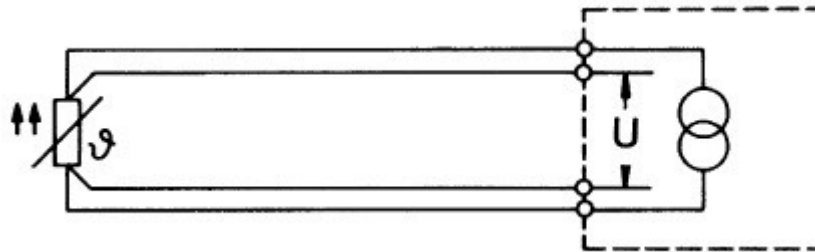


Abbildung 4-1: Widerstandsthermometer Vierleiterprinzip (Nau 2004, S.51)

Die Widerstandsthermometer wurden an den Anschlüssen der Wasserleitungen an der Absorptionswärmepumpe durch Einbringen in die Strömung installiert. Dafür wurden an den Anschlüssen T-Rohrstücke einseitig auf Querschnitt reduziert, die Thermometer möglichst weit zentral in die Strömung eingebracht und schließlich über verschneidende Teflonringe abgedichtet. Durch den unmittelbaren Kontakt mit dem Medium und die durchmischte Strömung wegen deren Umlenkung im T-Rohrstück kann von geringen Messungenauigkeiten an der Messstelle ausgegangen werden.

b. Thermoelemente

An unzugänglichen Stellen wurde die Temperatur mittels Thermoelementen als Anlegefühler gemessen. Thermoelemente basieren auf dem thermoelektrischen Effekt, dass durch zwei aneinandergelagerte Leiter aus unterschiedlichen Materialien bei Vorhandensein eines Temperaturunterschiedes von der Leiteranschlussstelle zur Anlegestelle ein Strom fließt. (Nau 2004, S.17) Über eine Vergleichsstellenmessung und eine Signalumwandlung wird dieser Effekt in ein verwertbares Signal umgeformt.

Die Fühler wurden für eine möglichst korrekte Temperaturmessung mit Wärmeleitpaste und einer Rohrschelle an das jeweilige Rohr angebracht. Die Wärmeleitpaste ermöglicht dabei einen guten Wärmeübergang auf die Messstelle, um Abweichungen aus der zugehörigen Wärmeleitung zu minimieren. Zusätzlich wurden die Elemente gegenüber der Umgebung großflächig isoliert. Wegen der Zweiphasenströmungen und der daraus resultierenden ungewissen Strömungsformen im Rohr wurde darauf geachtet, möglichst an Stellen mit Wärmeübergang zur flüssigen Phase zu messen, Bezug nehmend auf die dadurch erreichbaren besseren Wärmeübergänge an der Rohrinneenseite.

c. Kalibrierung Temperaturmessung

Sowohl Thermoelemente als auch Widerstandsthermometer wurden vor dem Einsatz kalibriert. Dazu wurden diese in einem Temperaturbad gemeinsam mit einem Pt100 Referenzfühler (DKD-K-06701) auf konstante Temperatur gebracht. Aufgrund der Temperaturen von -15°C bis 130°C mussten Messungen mit Glykol, Wasser und Thermo-Öl durchgeführt werden. Der Referenzfühler wurde über einen BURSTER Kelvimat Typ4303 ausgewertet, sowie die Widerstandsthermometer und Thermoelemente über den bestehenden Aufbau gemessen. Die aufgezeichneten Daten wurden über mindestens fünf Minuten gemittelt und in einem Kalibrierprotokoll verglichen.

Zur Bildung einer Ausgleichsfunktion wurde der direkte arithmetische Zusammenhang in der Messeinheit zwischen Signal und Rechenwert zu einer linearen Gleichung umgewandelt, mit Steigung und Nullpunktverschiebung gemäß der, aus dem Kalibrierprotokoll ermittelten Werte. Dabei wurden die einzelnen Widerstandsthermometer und Thermoelemente nur für den im Betrieb vorkommenden Temperaturbereich kalibriert. Da in tiefen Temperaturbereichen sich bei den Thermoelementen ein nicht linearer Zusammenhang aus den Kalibrierdaten ergeben hat, wurde für diese Elemente eine Ausgleichsfunktion zweiter Ordnung angenommen.

Nach erfolgter Kalibrierung wurden noch einige Kontrollmessungen durchgeführt und aus den gesamten Messwerten die Standardabweichung der Temperaturmessarten ermittelt, dargestellt in Tabelle 4-2.

Tabelle 4-2: Standardabweichungen Temperaturmessung aus Kalibrierdaten (aufgerundet)

	Pt100	Thermoelement
Standardabweichung	0,04 [K]	0,07 [K]

4.2.2 Druckmessung

Zur Ermittlung der systeminternen Drücke des Absorptionswärmepumpenprozesses wurden zusätzliche Drucktransmitter an dafür vorgesehenen Anschlussstellen am Verdampfer (Niederdruck) und nach dem Generator (Hochdruck) angebracht. Die Messung erfolgte über piezoresistive Drucktransmitter. Diese verformen sich unter Druck und ändern dabei ihren elektrischen Widerstand. Über die Versorgung mit einer konstanten Spannung wird dieser Widerstand in ein Stromsignal von 4...20mA gewandelt.

Für die Kalibrierung wurde der Drucktransmitter und als Referenz ein Druckaufnehmer des Typs BURSTER Typ 7131-5035 mit Druck beaufschlagt. Das Messwert des Druckaufnehmers wurde mit einem BURSTER DIGISTANT 4422 gemessen und schriftlich aufgenommen, währenddessen der Drucktransmitter über die Messeinheit gemessen und gespeichert wurde. Nach erfolgter Aufnahme über den gesamten Druckbereich des Transmitters wurde wiederum Steigung und Offset ermittelt und ein linearer Zusammenhang in der Messeinheit eingestellt. Abschließend wurden noch einige Kontrollmessungen durchgeführt, die daraus berechnete Standardabweichung ergab 0,002 bar (gerundet). Ergänzend sei anzumerken, dass allgemein darauf zu achten ist, dass bei den verwendeten Geräten nicht der Absolutdruck sondern der Druck über Atmosphärendruck (Relativdruck) gemessen wurde, die Differenz somit dem Offset beigefügt werden musste. Folglich ergibt sich eine geringe Abweichung der so berechneten „absoluten“ Druckmessung bezüglich des aktuellen Luftdruckes.

4.2.3 Füllstandsmessung

Für die Messung der Füllstände in den Sammelbehältern der reichen Lösung nach dem Absorber, der armen Lösung im Behälter nach dem Generator und des Kältemittels nach dem

Kondensator wurden Reedkontaktketten verwendet. Die Kette arbeitet dabei nach dem Schwimmerprinzip mit magnetischer Übertragung, wobei die dafür benötigten vertikalen Einbringungen in den Behälter und der zum Abtasten benötigte Schwimmer in der bestehenden Anlage bereits vorgesehen sind. Die Widerstandsmesskette besteht aus einer Platine und Chip-Elementen, die die Reed-Schalter-Widerstands-Kombination enthält. Der magnetische Schwimmer betätigt die Elemente, die nach dem Prinzip einer 3-Leiter-Potentiometerschaltung arbeitet (siehe Abbildung 4-2). Die gemessene Spannung ist somit proportional zu Füllstandshöhe. (Quelle: Technische Daten Niveau-Messtechnik, KSR Kuebler AG)

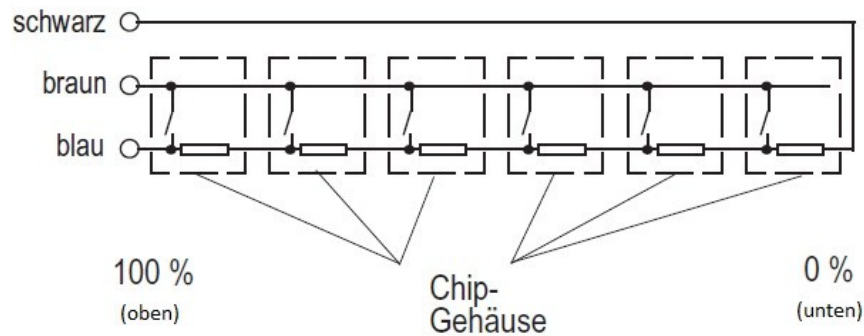


Abbildung 4-2: Wirkprinzip Reedkontaktkette (Quelle: Technische Daten Niveau-Messtechnik, KSR Kuebler AG)

Bei Betrieb mit einer konstanten Spannungsquelle ist der gemessene Strom in der Messeinheit in einen Bezug zur Gesamtlänge des in das Gleitrohr versenkten Teiles der Reedkontaktkette zu setzen. Dazu muss der gemessene Wert durch den für vollständige Füllung gerechneten Wert dividiert werden. Die Auflösung des Messwertes ist dabei äquivalent der Summe der über der Bauteilhöhe verteilten Elemente. Von einer Kalibrierung wurde in Folge eines dazu notwendigen Kalibrieraufbaus und der ohnehin geringen Auflösung abgesehen.

Um die Füllstandshöhe in die zugehörige Füllung in Prozent des Bauteilvolumens umzurechnen müssen die konstruktiven Abmessungen bekannt sein. Beispielsweise ist im Sammelbehälter nach dem Absorber ein liegend zylindrischer Aufbau gegeben, somit die Füllstandshöhe über den mathematischen Zusammenhang von Kreissegmenten in Bezug zur Höhe berechenbar.

4.2.4 Durchflussmessung

Die Volumenströme der drei externen Wasserkreisläufe wurden mittels magnet-induktiver Durchflussmessgeräte gemessen. Dabei nutzt man das Induktionsgesetz, das besagt, dass in einen Leiter, der sich in einem Magnetfeld bewegt, Spannung induziert wird, und misst die der Durchflussgeschwindigkeit proportionale induzierte Spannung. Über den integrierten Messverstärker wird diese in ein Stromsignal 0...20mA umgewandelt. (Quelle: Datenblatt Endress+Hauser) Für die Integration der Messgeräte bei möglichst hoher Messgenauigkeit ist auf die Erdung der zu- und abführenden Rohre sowie auf einen Betrieb ohne Luft im System zu achten, da sonst die Messwerte große Schwankungen aufweisen.

Für die Kalibrierung wurden die Kreisläufe über das mit einem Kalibrierzertifikat ausgelieferten Coriolismessgerät der Baureihe Endress+Hauser Promass 83F geleitet, welches ebenfalls im Versuchsstand zur Verwendung kam, und die beiden Signale über die Messeinheit gemessen und am Mess-PC gespeichert. Da die Referenz Massenströme misst, wurde deren Signal über ebenfalls gemessene Temperaturen in einen Volumenstrom umgerechnet und danach Offset und Steigung der Ausgleichsgerade zwischen Referenz und dem zu kalibrierenden Gerät ermittelt. Diese Gerade wurde für den arithmetischen Zusammenhang in der Messeinheit, für die Berechnung des Volumenstroms aus dem Messsignal, verwendet.

Nach erfolgter Kalibrierung wurden, wie in den Fällen zuvor, noch einige Kontrollmessungen durchgeführt und aus den gesamten Messwerten die Standardabweichung ermittelt, dargestellt in Tabelle 4-3. Wegen der unterschiedlichen Baugrößen und Einsatztemperaturen ergaben sich für die einzelnen Messgeräte unterschiedliche Standardabweichungen.

Tabelle 4-3: Standardabweichungen Durchflussmessung aus Kalibrierdaten (aufgerundet)

	V_hot	V_cold	V_cool	V_cool_CON
Standardabweichung	0,001 [m³/h]	0,00265 [m³/h]	0,00262 [m³/h]	0,00153 [m³/h]

4.2.5 Massenstrommessung

Die Kältemittel- und Lösungsmittelmassenströme wurden über Massenstrommessgeräte, die über eine schließbare Bypassleitung direkt in den Absorptionswärmepumpenprozess integriert sind, ermittelt. Die Messgeräte ermitteln den Massenstrom über das Corioliskraft-Prinzip in durchflossenen Rohren. Dadurch ist die Messung unabhängig von den physikalischen Eigenschaften des Mediums möglich (Quelle: Datenblatt Endress+Hauser). Dies ist von Vorteil für die Messung des Ammoniak / Wasser Zweistoffgemisches.

Die Messgeräte wurden mit einem Kalibrierzertifikat ausgeliefert, konnten somit direkt in das System eingebaut werden. Dazu wurden Rohrleitungen von an der Anlage vorgesehenen Abgängen, vor der Kältemitteldrossel für das Kältemittel und nach dem Lösungsmittelwärmetauscher für die arme Lösung, zu den Messgeräten verlegt, die aus Platzgründen an der Außenseite der Absorptionswärmepumpe angebracht wurden.

Wegen des diskontinuierlichen Betriebes durch die Kältemitteldrossel muss der Messmodus für pulsierende Massenströme in den Einstellungen gewählt werden, wodurch der Messwert über längere Zeiten gemittelt wird. Vergleiche haben aber gezeigt, dass bei Messungen über längere Zeiträume (ca. 5 Minuten) sich keine nennenswerten Unterschiede im normalen und pulsierenden Messbetrieb ergaben.

4.2.6 Messgeräteliste

Tabelle 4-4 zeigt die verwendeten Messgeräte.

Tabelle 4-4: Messgeräteliste Messtechnik

Nr.	Stk.	Funktion	Bezeichnung	Hersteller
1	7	Widerstandsthermometer	Pt100 Kl. A, $\varnothing = 6\text{mm}$	
2	3	Widerstandsthermometer	Pt100 Kl. A, $\varnothing = 3\text{mm}$	
3	17	Temperaturmessung	Thermoelemente	
4	1	Durchflussmessgerät Heizwasserkreislauf	50P15-EA0A1AA0A4AD	Endress+Hauser
5	3	Durchflussmessgerät Kühl- & Kaltwasserkreislauf	50P25-EA0A1AA0A4AD	Endress+Hauser
6	1	Massenstrommessgerät Kältemittel	83A04-GSWWAAAAAAA5	Endress+Hauser
7	1	Massenstrommessgerät arme Lösung	83F15-ACWSAAAAAAA5	Endress+Hauser
8	1	Drucktransmitter Niederdruck	SPK1000000	Carel
9	1	Drucktransmitter Hochdruck	SPK3000000	Carel
10	3	Füllstandsmessung	Reedkontaktketten	KSR Kuebler

4.3 Steuergeräte

Um die für den Versuchsaufbau und die zugehörige Versuchsmatrix notwendigen Eingangsparameter zu bewerkstelligen, mussten in den hydraulischen Strängen variable Stellglieder eingebaut werden. Regelparameter, nach Tabelle 4-5, sind dabei die Temperatur im Vorlauf oder Rücklauf sowie die Temperaturdifferenz, proportional zum Durchfluss. Diese wurden mittels einer Beimischschaltung über ein zugehöriges von extern angesteuertes Ventil und variablen Pumpendrehzahlen realisiert.

Tabelle 4-5: regelbare Parameter

Regelparameter	Regelglied
Heizwassereintrittstemperatur	Stellventil mit Beimischschaltung
Temperaturspreizung im Heizwasserwärmetauscher	Frequenzumrichter Heizwasserpumpe
Kühlwassereintrittstemperatur	Magnetventil mit Beimischschaltung
Temperaturspreizung im Kühlwasserwärmetauscher	Einstellbare Pumpendrehzahl
Kaltwasseraustrittstemperatur	Magnetventil mit Beimischschaltung
Temperaturspreizung im Kaltwasserwärmetauscher	Einstellbare Pumpendrehzahl

Die Funktion einer Beimischschaltung, wie in Abbildung 4-3 dargestellt, ist es, Medium aus dem Rücklauf in den Vorlauf in der Menge zuzugeben, dass eine voreingestellte Temperatur vom System erreicht wird. Die dabei eintretende Regelcharakteristik ist entscheidend von der Ventilautorität im System abhängig, welche den Anteil des Druckverlustes über das Regelventil zum Druckverlust über den gesamten Wasserkreislauf in Verhältnis setzt. (Burkhardt, Kraus 2006, S.291)

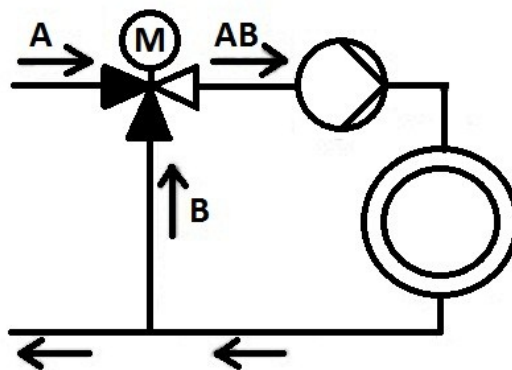


Abbildung 4-3: Beimischschaltung (Burkhardt, Kraus 2006, S. 93)

Zur Auslegung des Ventiles muss nun der Druckverlust in der Leitung für einen angenommenen Durchfluss gerechnet werden. Über die gewünschte Ventilautorität (ein Optimum zwischen hoher Ventilautorität für einfache Regelbarkeit und einem möglichst niedrigen Druckverlust am Ventil ist zu finden) ergibt sich der zugehörige Druckverlust am Ventil. Ist der maximale Durchfluss gegeben, kann man damit im Datenblatt des Ventilherstellers über Gl. 4-1 (vereinfacht, gültig für Medium Wasser) den k_{VS} -Wert, der den Durchfluss unter Normzuständen bei vollständig geöffnetem Ventil und 1 bar Druckverlust am Ventil angibt, und daraus resultierend die passende Ventilgröße wählen.

$$k_V = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p_{bar}}} (= k_{VS}) \quad \text{Gl. 4-1}$$

Die Regelung der Beimischschaltung für Heiz-, Kühl- und Kaltwasserstrang erfolgte, resultierend aus oben genannten Kriterien, mit den in Tabelle 4-6 angeführten Ventilen. Dabei wurde das Heizwasserventil 2-teilig aus Motoreinheit (Nr. 2) und Dreiwegventil mit höherer Auslegungstemperatur (Nr. 3) ausgeführt.

Tabelle 4-6: Steuergeräteliste Ventile

Nr.	Stk.	Funktion	Bezeichnung	Hersteller
1	2	Stetige Regelventile PN 16 mit Magnetantrieb	MXF461.25-8.0	Siemens
2	1	Elektromotorischer Stellantrieb für Ventile	SAX61.03	Siemens
3	1	Dreiwegventile mit Flansch	VXF 41.154	Siemens

Die Regelcharakteristik der Magnetventile ist in den Einstellungen wählbar. Es wurde auf Seite des Zuflusses von Extern eine lineare Volumendurchfluss Ventilkennlinie gewählt, da im Mischbetrieb sich leichtere Regelbarkeit in den Fällen großer oder kleiner Durchlässe ergibt. In Abbildung 4-4 links ist, neben der Charakteristik, ebenfalls die Hysterese der Ansteuerung ersichtlich, welche das Regelverhalten negativ beeinflusst.

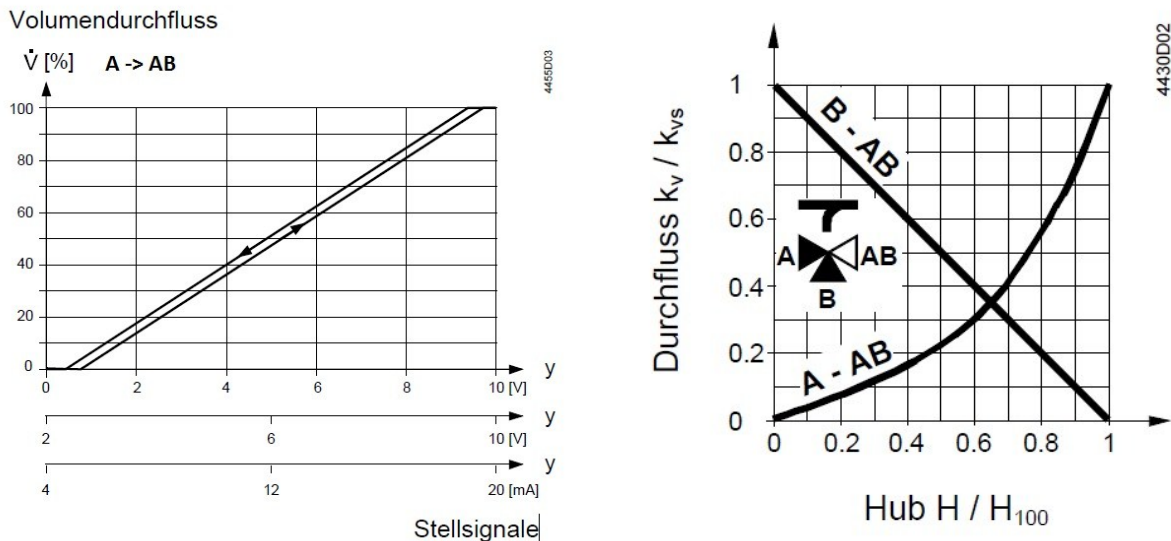


Abbildung 4-4: links: lineare Ventilkennlinie; rechts: Ventilkennlinie Heizwasserventil (Quelle: Datenblätter MXF461... und VXF41..., Siemens AG)

Für Abbildung 4-4 rechts ist die für den Heizwasserkreis maßgebliche Ventilkennlinie abgebildet. Relevant ist hierbei der obere Hubbereich bei großem externem Zulauf um konstant hohe Temperaturen halten zu können. Für die Zulaufseite ist aus der Abbildung ein gleichprozentiger Verlauf erkennbar, für die beigemischte Seite ein linearer Verlauf. Somit variiert die summierte Durchflussmenge leicht je nach Ventilstellung und Autorität.

Zusätzlich zu der Temperatur, die nun je nach Ventilstellung eingestellt werden konnte, musste zur Regelung der Temperaturspreizung in den Wärmetauschern der Volumenstrom geregelt werden. Dies erfolgte zum einen per Hand mittels einstellbarer Drehzahl direkt an der Pumpe und bei der Heizwasserpumpe, die keine Bedienung über ein Panel ermöglichte, über die einstellbare Frequenz eines Umrichters. Im Weiteren hätte die Regelung der Temperaturspreizung über die Absorptionswärmepumpe erfolgen können, realisiert als 0...10V Ausgangssignals von der Anlage zu der Pumpe. Auf Grund der ungenauen internen Messung der Temperaturen wurde aber vorerst davon Abstand genommen.

4.4 Abgeleitete Messgrößen

Zusätzlich zu den in Kapitel 2.3 erklärten Leistungskennzahlen für Heiz- und Kühlanwendung wurden die Leistungen aus den gegebenen Messwerten abgeleitet.

Für die Leistungsberechnung in den Wärmetauschern von Generator, Absorber, Kondensator und Verdampfer sind allgemein betrachtet zwei Möglichkeiten durchführbar. Die erste Möglichkeit besteht darin, die externen Temperaturen sowie den Volumenstrom zu messen und gemäß Gl. 4-2 bis Gl. 4-5 anzuwenden. Die Zweite ergibt sich daraus, über Größen des internen Prozesses, wie Temperaturen, Massenströme und Aggregatzustände, auf die zugehörigen Enthalpiegrößen rückzuschließen und interne Leistungen zu berechnen. Letztere Methode ist vor allem für Simulationszwecke, zur Überleitung von Leistungen in die Simulation, sinnvoll.

Nach der externen Methode ergeben sich die Leistungen in den Komponenten der Absorptionswärmepumpe nach folgenden Gleichungen:

$$\dot{Q}_{GEN} = \rho_{(t,hot,out)} * \frac{\dot{V}_{hot}}{3600} * (h_{hot,in,(t,hot,in)} - h_{hot,out,(t,hot,out)}) \quad \text{Gl. 4-2}$$

$$\dot{Q}_{EVA} = \rho_{(t,cold,out)} * \frac{\dot{V}_{cold}}{3600} * (h_{cold,in,(t,cold,in)} - h_{cold,out,(t,cold,out)}) \quad \text{Gl. 4-3}$$

$$\dot{Q}_{CON} = \rho_{(t,cool,CON,in)} * \frac{\dot{V}_{cool,CON}}{3600} * (h_{cool,in,(t,cool,in)} - h_{cool,CON,out,(t,cool,CON,out)}) \quad \text{Gl. 4-4}$$

$$\dot{Q}_{ABS} = \rho_{(t,cool,out)} * \frac{\dot{V}_{cool}}{3600} * (h_{cool,in,(t,cool,in)} - h_{cool,out,(t,cool,out)}) - \dot{Q}_{CON} \quad \text{Gl. 4-5}$$

Die für die Rechnung benötigten Enthalpiewerte von Wasser wurden über ein Polynom dritten Grades abhängig von der Temperatur eingefügt. Für die temperaturabhängige Dichte war dabei die Stelle der Messung des Volumenstromes relevant. Da die Temperatur und der Volumenstrom am Absorberaustritt nicht gemessen wurden, ergaben sich gemäß Gl. 4-5 die Absorberleistung indirekt.

Weiters konnten die Pumpenleistung aus den gemessenen elektrischen Leistungsverbräuchen über die Messperiode grob ermittelt werden (Vernachlässigung der weiteren mit elektrischer Energie versorgten Komponenten wie Messtechnik und Verluste im Frequenzumrichter).

Wegen der Nichtmessung der Absorberaustrittstemperatur und des Absorbervolumenstromes mussten diese ebenfalls mittels Gl. 4-6 und Gl. 4-7 rückgerechnet werden. Diese Berechnungen dienten als zusätzliche Information, weshalb der Temperaturbezug der Stoffkennwerte nicht berücksichtigt wurde (es sind keine großen Abweichungen bei derart kleinen Differenzbereichen anzunehmen).

$$\dot{V}_{cool,ABS} = \dot{V}_{cool} - \dot{V}_{cool,CON} \quad \text{Gl. 4-6}$$

$$t_{cool,ABS,out} = \frac{\dot{V}_{cool} * t_{cool,out} - \dot{V}_{cool,CON} * t_{cool,CON,out}}{\dot{V}_{cool,ABS}} \quad \text{Gl. 4-7}$$

Schlussendlich wurde der Massenstrom der reichen Lösung aus den Massenströmen des Kältemittels und der armen Lösung gemäß Gl. 4-8 berechnet und eine Bilanzleistung nach Gl. 4-9 erstellt. Diese Energiebilanz wird vor allem in nicht stationärem Betrieb Werte ungleich Null annehmen. In stationärer Betrachtung dient sie zur Abschätzung systematischer Messfehler, wobei Verluste und vorläufige Nichtberücksichtigung der Pumpe ebenfalls eine geringe Abweichung ergeben.

$$\dot{m}_{rso} = \dot{m}_{pso} + \dot{m}_{ref} \quad \text{Gl. 4-8}$$

$$\dot{Q}_{balance} = \dot{Q}_{EVA} + \dot{Q}_{GEN} - \dot{Q}_{CON} - \dot{Q}_{ABS} \quad \text{Gl. 4-9}$$

4.5 Mess- und Steuerschema

In Abbildung 4-5 ist das vollständige Messschema für den am Beginn angeführten Versuchsaufbau gezeigt. Kleine Änderungen und Adaptionen wurden im Verlauf der Messungen vorgenommen. So wurde beispielsweise zur Validierung der Temperaturmessung des Kältemittels am Verdampfeintritt eine zusätzliche Messung der Behältertemperatur angebracht.

Durch den Aufbau mit in einem Bauteil integrierter Kältemittelüberleitung vom Verdampfer zum Absorber und der nachfolgenden direkten Einleitung der reichen Lösung in den Lösungsmittelbehälter konnten, wie auch in der Abbildung 4-5 ersichtlich, keine Messungen der Austrittstemperaturen an diesen Bauteilen erfolgen.

Die gesamte Auflistung der Namen der Messwerte und Steuersignale, mit den zugehörigen Messmethoden und den Messbereichen für Temperatur- und Durchflussmessungen, ist in Tabelle 4-7 angeführt. Zusätzlich sind die der jeweiligen Messung zugeordneten Kanäle an den Messmodulen angegeben. Die Benennung der Module ergibt sich dabei aus der Modulart und der auf den Modulen vermerkten fortlaufenden Nummerierung.

Die in der Messwertliste angeführten Bezeichnungen sind mit jenen der in weiterer Folge durchgeführten Messdatenaufbereitung für die Ergebnisse und die Simulation ident.

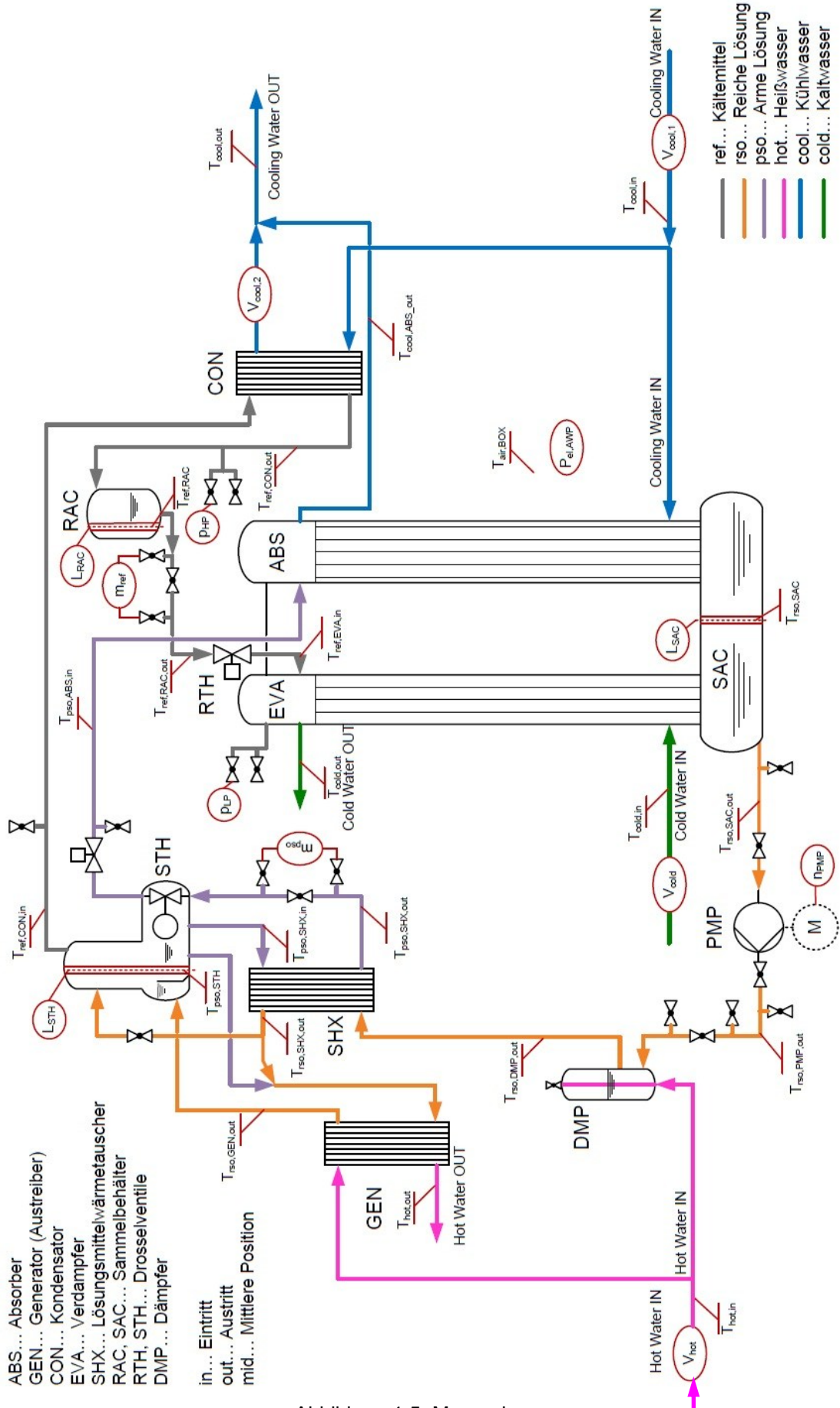


Abbildung 4-5: Messschema

Tabelle 4-7: Messwertliste inklusive Anschlusskanal

Bez.-Kurz	Art	Mess-Einheit	Mess-Bereich	Ausgabe-Einheit	Ausgabe-Bereich	Modul	Kanal
Zeitstempel	CPU						
t_hot_in	PT 100			°C	35 - 130	A5-1 / 20	Ch 1
t_hot_out	PT 100			°C	35 - 130	A5-1 / 20	Ch 2
t_cool_in	PT 100			°C	15 - 55	A5-1 / 21	Ch 1
t_cool_out	PT 100			°C	15 - 55	A5-1 / 21	Ch 2
t_cool_CON_out	PT 100			°C	15 - 55	A5-1 / 22	Ch 1
t_cold_in	PT 100			°C	-15 - 35	A5-1 / 23	Ch 1
t_cold_out	PT 100			°C	-15 - 35	A5-1 / 23	Ch 2
t_rso_SAC	PT 100			°C	15 - 95	A5-1 / 22	Ch 2
t_pso_STH	PT 100			°C	35 - 130	A5-1 / 24	Ch 1
t_Reserve_2	PT 100			°C	15 - 95	A5-1 / 24	Ch 2
t_rso_SAC_out	TC			°C	15 - 95	A4-1 / 10	Ch 1
t_rso_PMP_out	TC			°C	15 - 95	A4-1 / 10	Ch 2
t_rso_DMP_out	TC			°C	15 - 95	A4-1 / 10	Ch 3
t_rso_SHX_out	TC			°C	15 - 130	A4-1 / 10	Ch 4
t_rso_GEN_out	TC			°C	35 - 130	A4-1 / 11	Ch 1
t_pso_SHX_in	TC			°C	35 - 130	A4-1 / 11	Ch 2
t_pso_SHX_out	TC			°C	15 - 130	A4-1 / 11	Ch 3
t_pso_ABS_in	TC			°C	15 - 95	A4-1 / 11	Ch 4
t_ref_CON_out	TC			°C	15 - 95	A4-1 / 12	Ch 2
t_ref_RAC_out	TC			°C	15 - 95	A4-1 / 12	Ch 3
t_ref_EVA_in	TC			°C	-15 - 35	A4-1 / 12	Ch 4
t_air_BOX	TC			°C	0 - 55	A4-1 / 13	Ch 1
t_ref_EVA_in_2	TC			°C	-15 - 35	A4-1 / 13	Ch 2
t_ref_RAC	TC			°C	0 - 95	A4-1 / 13	Ch 3
t_rso_SHX_out_2	TC			°C	15 - 130	A4-1 / 13	Ch 4
t_ref_CON_in	TC			°C	15 - 130	A4-1 / 14	Ch 1
V_hot	MID	mA	4-20	m³/h	0-5	A3-1 / 30	Analog In 1
V_cold	MID	mA	4-20	m³/h	0-6	A3-1 / 30	Analog In 2
V_cool	MID	mA	4-20	m³/h	0-8	A3-1 / 30	Analog In 3
V_cool_CON	MID	mA	4-20	m³/h	0-4	A3-1 / 30	Analog In 4
p_HP	Druckgeber	mA	4-20	bar	1-30	E-Reader	Analog In 6
p_LP	Druckgeber	mA	4-20	bar	1-10	E-Reader	Analog In 7
m_ref	Coriolis	mA	4-20	kg/h		E-Reader	Analog In 1
m_pso	Coriolis	mA	4-20	kg/h		E-Reader	Analog In 2
L_RAC	Reedkontaktkette			%		E-Reader	Analog In 3
L_SAC	Reedkontaktkette			%		E-Reader	Analog In 4
L_STH	Reedkontaktkette			%		E-Reader	Analog In 5
P_PMP	Spannungssignal	V	0-10	%		E-Reader	Analog In 6
P_el_AWP	KWh-Zähler					E-Reader	Digital I/O 1
Cooling Request	Digitaler Ausgang					E-Reader	Digital I/O 2
Safety Shut Down	Status EIN / AUS					E-Reader	Relay 1
HW Pump ON	Status EIN / AUS					E-Reader	Relay 2
C_T_hot_in	Analoger Ausgang	V	0-10			A9-1 / 40	Analog Out 1
C_T_cool_in	Analoger Ausgang	V	0-10			A9-1 / 40	Analog Out 2
C_T_cold_in	Analoger Ausgang	V	0-10			A9-1 / 40	Analog Out 3
FU_hot_in	Analoger Ausgang	V	0-10			A9-1 / 40	Analog Out 4

4.6 Bediener Ebene

Die von der Messeinheit gemessenen elektrischen Werte wurden mittels der bereits erwähnten im Speicher der Messeinheit hinterlegten arithmetischen Zusammenhänge in physikalische Werte umgerechnet (vgl. Kapitel 4.2). Diese Rechenwerte wiederum wurden periodisch über ein Programm mit Ausgabe- und Eingabeinterface in LabVIEW (2009) von der Einheit abgefragt, wobei die Periodendauer vom Benutzer in den Vorgaben eingestellt werden konnte (Vorgabe 1 Sekunde). Die Ausgabe auf dem MessPC erfolgte auf einer, von einem bestehenden Programm adaptierten, Bedienoberfläche, dargestellt in Abbildung 4-6.

In der Visualisierung der Oberfläche können im linken Bereich die gerechneten Leistungen sowie die gemessenen Temperaturen und sonstigen internen Prozessparameter abgelesen werden. Im rechten Bereich werden die externen Messwerte von Temperatur und Volumenstrom dargestellt. Rechts außen besteht die Möglichkeit der Beeinflussung des Prozesses über die Stellung des Regelventiles der Beimischschaltungen von Heiz-, Kühl- und Kaltwasserkreislauf. Diese kann sowohl per Hand eingegeben werden, als auch im Automatikbetrieb von einem integrierten PID-Regler erfolgen, wobei die Einstellung der Regelparameter durch fortlaufende Optimierung erfolgte. Für die Heizwasserpumpe ist in der Oberfläche ebenfalls die Einschaltung über den Knopf „HW Pump ON“ möglich, sowie die Einstellung der Drehzahl über die dem Frequenzumrichter vorgegebenen Versorgungsdrehzahl.

Weiters erfolgt eine Kühlanforderung der Absorptionswärmepumpe (gleichbedeutend mit dem Einschalten der Anlage) über den „Cooling Request“ Knopf in der Mitte sowie eine allgemein Unterbrechung der Stromzufuhr von Anlage als auch Hydraulik über den „Safety Shut Down“. Im Falle eines Alarms wegen der Bedingungen im mittleren unteren Bereich dargestellt, wird diese Selbstabschaltung ebenfalls ausgelöst und die Alarmsignale beginnen zu blinken.

In einer weiteren Darstellung in LabVIEW konnten Sekunden- und Minutenverläufe der einzelnen Messwerte in ein Diagramm abgelesen werden. Die Messwerte wurden dazu gruppiert, um einen schnellen Zugriff auf spezifische Messungen oder Bauteile zu erhalten. Der Prozess wurde ergänzend in einem $\log(p) - 1/T$ eingetragen, was eine qualitative Überprüfung der Messwerte auf ihre Plausibilität ermöglichte.

Zusätzlich zu der Ausgabe wurde im Hintergrund eine Tabellendatei mit allen gemessenen und gerechneten Werten hinterlegt, welche zur weiteren Verarbeitung in Tabellenkalkulationen diente.

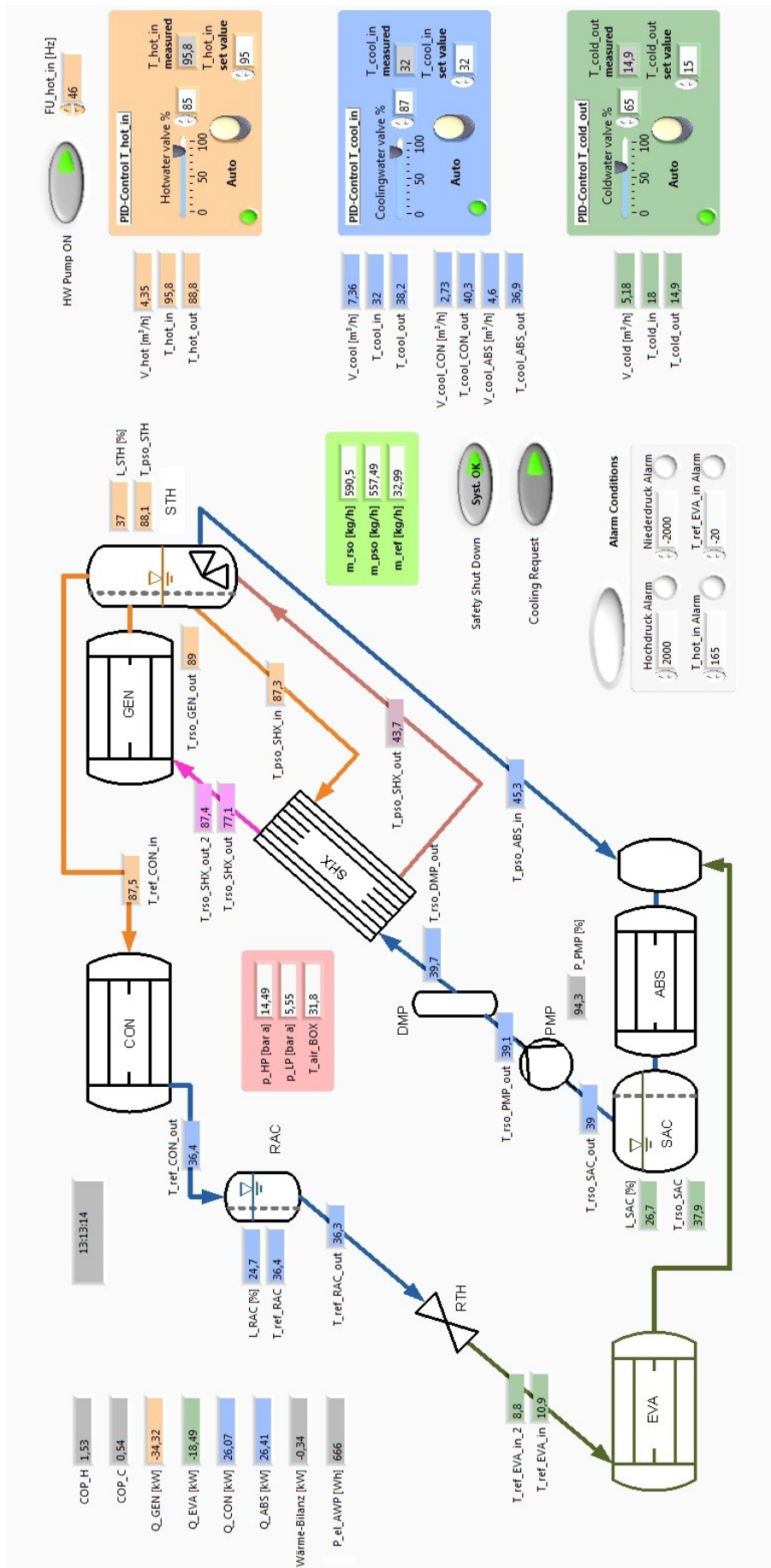


Abbildung 4-6: Bedienoberfläche in LabVIEW (2009)

4.7 Start / Stopp

Die beim Anfahren und Ausschalten der Anlage zu berücksichtigenden Schritte sind, werden nachfolgend in systematischer Reihenfolge der Tätigkeiten aufgelistet.

Einschaltprozedur:

- Das Heißwasser im Warmwasserspeicher per Infrastruktur-Bedienung auf die gewünschte Temperatur aufheizen (Temperaturen höher 75°C notwendig).
- Kugelhähne Heißwasser und Kühlwasser von der Infrastruktur zur Hydraulik (inkl. Header-Leitung bei Kühlwasser) öffnen.
- Kreislaufpumpen (12m³/h) im Bedienfeld der Infrastruktur für Wärmequelle und Wärmesenke Wasser einschalten.
- Stromversorgung der Messeinheit (Gantner) am Messschaltkasten einschalten.
- In LabVIEW das Hauptprogramm und die Bedienerenebene (Interpret Data) öffnen, den Aufzeichnungsprozess starten (Button „Ausführen“). Die Schalter „Cooling Request“ auf „OFF“, „Safety Shut Down“ auf „System OK“ (=ON) und „HW Pump ON“ auf „OFF“ stellen, die Beimischventile vollständig aufdrehen (100%, keine Beimischung).
- Sämtliche Kugelhähne von der Hydraulik zur AWP öffnen, Strangreduzierventile in den Wasserkreisläufen auf Stellung überprüfen.
- Kugelhähne innerhalb der AWP auf geöffnete Stellung bringen, um Drucksensoren und Massenstrommessgeräte einzubinden. Die Kugelhähne zwischen den Abzweigstellen für die Massenstrommessung schließen.
- Die Stromversorgung am Verteilerschaltkasten einschalten und alle Sicherungen überprüfen (eingeschaltet), danach die beiden Kreislaufpumpenschalter am Wärmetauscher einschalten sowie überprüfen ob die WILO-Pumpen (bei manuellem Betrieb) eingeschaltet sind und mit passender Drehzahl laufen (im Automatikbetrieb werden diese von der Anlage angesteuert).
- Hauptschalter der Absorptionswärmepumpe einschalten.
- In LabVIEW die Heizwasserpumpe einschalten und die Frequenzumrichterfrequenz einstellen, in etwa 25 Hz. (Es sollte kein Volumenstrom fließen, da das Heizwasserventil innerhalb der Absorptionswärmepumpe noch geschlossen ist)
- In LabVIEW den Schalter „Cooling Request“ auf „ON“ stellen und die Maschine anfahren lassen (etwa 3 Minuten Anfahrzeit).
- Nach erfolgter Generatorkaufheizung auf über 70°C können die Beimischventile auf „Automatik“ und die gewünschten Temperaturen in der Beimischschaltung eingestellt werden.

Ausschaltprozedur:

- In der LabVIEW Bedienerenebene den Schalter „Cooling Request“ auf „OFF“ schalten, die automatische Regelung der Beimischungen deaktivieren und alle Ventile vollständig öffnen (100%).
- Danach in LabVIEW den Schalter „HW Pump ON“ auf „OFF“ schalten.
- Nachdem im Kalt- und Kühlwasserstrang die restliche Kälte bzw. Wärme abgeführt wurde, die WILO Pumpen ausschalten, Kreislaufpumpen am Wärmetauscher im Schaltschrank manuell ausschalten.
- Kreislaufpumpen (12m³/h) in der Bedienung der Infrastruktur für Wärmequelle und Wärmesenke Wasser ausschalten, sofern nicht von anderen Versuchsständen verwendet.
- Sämtliche Kugelhähne von der Hydraulik zur AWP sowie von der Infrastruktur zur Hydraulik schließen und die betätigten Strangreduzierventile vollständig öffnen. Vor allem die Kugelhähne am Anschluss an die Infrastruktur schließen, um im Fall einer Leckage ein Entleeren der Speicher zu verhindern.

- Die Kugelhähne innerhalb der Absorptionswärmepumpe für die Drucksensoren und Massenstrommessgeräte schließen sowie die Kugelhähne zwischen den Abzweigstellen für die Massenstrommessung wieder öffnen.
- Die Stromversorgung der Absorptionswärmepumpe, sowie danach die Stromversorgung am Verteilerschaltkasten ausschalten.
- Im dem Hauptprogramm in LabVIEW den „STOP“ Button betätigen um die Messung anzuhalten.
- Die Stromversorgung der Messeinheit (Gantner) ausschalten.

4.8 Regelung der Absorptionswärmepumpe

Zum besseren Verständnis der ausgeführten internen Regelung der Absorptionswärmepumpe der Firma Pink sollen die wesentlichen Aspekte und Mechanismen erklärt werden. Die einstellbaren Parameter des Absorptionswärmepumpenprozesses sind die Temperaturdifferenz von Kaltwasser und Kältemittel im Verdampfer-Wärmetauscher, realisiert durch einen konstanten Minimalwert und einen leistungsabhängigen variablen Wert, sowie die Drehzahl der Lösungsmittelpumpe.

Notwendiger Betriebsparameter zum Start der Anlage zusätzlich zu einer manuellen oder automatisierten Kühlanforderung ist eine Heizwassertemperatur über 70°C zur Versorgung des Generators. Hierfür wird der Prozess kurzfristig gestartet und das Ventil im Heizwasserstrang geöffnet. Sollte im laufenden Betrieb danach innerhalb einer Zeitspanne (circa 3 Minuten) die Heizwassertemperatur nicht erreicht werden oder wieder unterschritten werden, schließt das Ventil und der Absorptionswärmepumpenprozess wird gestoppt.

Ebenfalls unterbrochen wird der Prozess bei unterschreiten einer minimalen Kaltwasseraustrittstemperatur um im gegebenen Fall eine Unterschreitung der Gefriertemperatur des Mediums im Kaltwasserkreislauf zu vermeiden. Ausschlaggebend hierfür sind vor allem das verwendete Medium (Wasser, Glykol, etc.) mit seinen Stoffeigenschaften und eine notwendige Sicherheit zu eingestellten Messpunkten um dynamische Einschwingvorgänge mit kurzfristig tieferen Temperaturen zu ermöglichen. Beide Parameter sind einstellbar in der Bediener Ebene, Registerkarte „Kühlbetreib“. Eine Sicherheitsabschaltung erfolgt zusätzlich bei Überschreitung eines voreingestellten Maximaldruckes von 20 bar in der Hochdruckleitung über einen Druckschalter.

Für die Ermittlung des Sollwertes zur Regelung der Temperaturspreizung zwischen der mittleren Temperatur im Kaltwasserkreislauf und der Eintrittstemperatur des Kältemittels in den Verdampfer, ermittelt aus dem gemessenen Niederdruck, werden der Mittelwert der Temperaturen an Kaltwasser-eintritt und -austritt verwendet sowie die berechnete Kälteleistung nach Gl. 4-12 der Anlage. Unter Voraussetzung eines linearen Zusammenhanges der variablen Spreizung über der Kälteleistung des Prozesses, folglich der Gleichungen Gl. 4-10 und Gl. 4-11, ergibt sich ein Verlauf wie in Abbildung 4-7 dargestellt.

Istwert:
$$\Delta T[K] = \frac{t_{cold,in} + t_{cold,out}}{2} - t_{ref,EVA,in} \quad \text{Gl. 4-10}$$

Sollwert:
$$\Delta T[K] = \Delta T_{min} + \Delta T_{var} * \frac{\dot{Q}_{EVA,calc}}{\dot{Q}_{EVA,0}} \quad \text{Gl. 4-11}$$

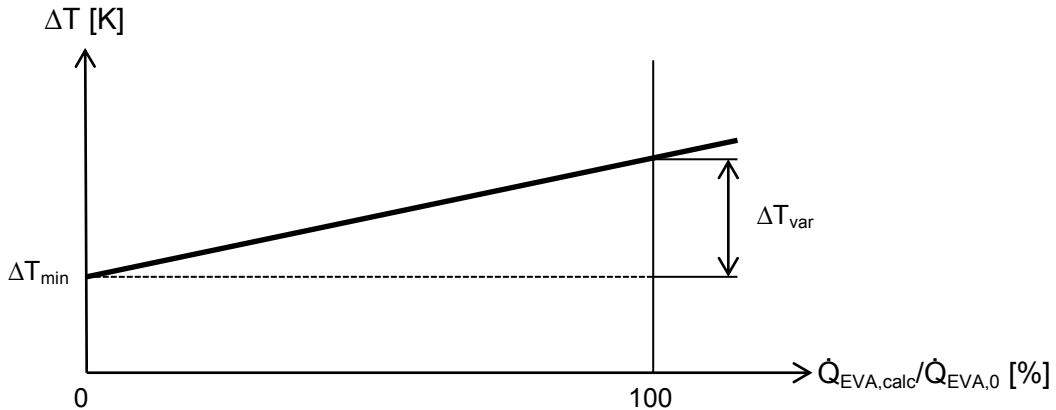


Abbildung 4-7: Regelung Temperaturspreizung Verdampfer AWP

ΔT_{\min} und ΔT_{var} können dabei in der Expertenebene der Bedienung der Absorptionswärmepumpe, Registerkarte „Einspritzung“, eingestellt werden. Bei den durchgeführten Messungen wurde auf eine Variation der Parameter verzichtet und die Standardeinstellung $\Delta T_{\min}/\Delta T_{\text{var}}$ mit 4,5/5 K belassen.

Der zugehörige Regelkreis ergibt sich vereinfacht dargestellt zu Abbildung 4-8. Die Temperaturspreizung, ausgehend vom Niveau der mittleren Kaltwassertemperatur wird intern in einen physikalisch zugehörigen Niederdruckwert im Verdampfer umgerechnet. Der Vorgabewert wird mit dem gemessenen Wert verglichen und mittels eines PI-Reglers in eine Stellgröße für den Regelkreis $R(s)$ umgerechnet. Dieser beinhaltet die Vorgabe der Einspritzzeit eines intern geregelten Magnetventiles in der Kältemittelzuleitung und die nachfolgenden dynamischen Zusammenhänge im Verdampfer (Verzögerung, Dämpfung, Totzeit, etc.).

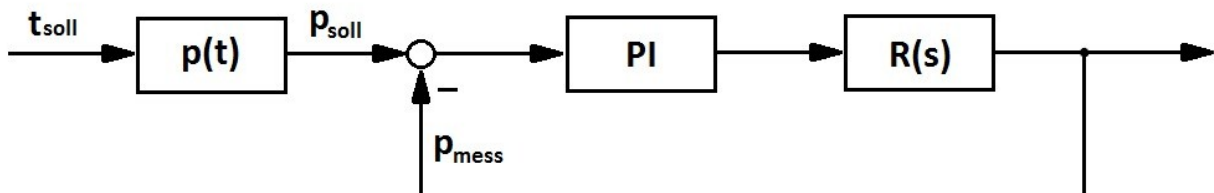


Abbildung 4-8: Prinzipskizze Regelkreis Temperaturspreizung im Verdampfer

Die Pulsationsbreite (Zeitraum zwischen zwei Einspritzvorgängen) kann ebenfalls in der Expertenebene der Bedienung der Absorptionswärmepumpe, Registerkarte „Einspritzung“, eingestellt werden. Die voreingestellte Pulsationsbreite des Ventiles beträgt 4 Sekunden und auf eine Variation dieses Parameters wurde ebenfalls verzichtet.

Die für die Regelung benötigte Kälteleistung der Anlage ergibt sich gemäß Gl. 4-12 (negatives Vorzeichen der Leistung im Kühlbetrieb, da vom System abgeführte Wärme)

$$\dot{Q}_{EVA,calc} = \rho * \frac{\dot{V}_{cold}}{3600} * c_p * (t_{cold,out} - t_{cold,in}) \quad \text{Gl. 4-12}$$

Für die Referenzwärmeleistung ist der vom Anlagenhersteller vorgegeben Wert $\dot{Q}_0 = -19$ kW Kälteleistung einzusetzen. (In Messungen zeigte sich allerdings, dass durch den Aufbau mit vergrößerter Kältemitteldrossel dieser maximale Leistungswert auf $\dot{Q}_0 = -21$ kW ansteigt. Dadurch ergeben sich Betriebspunkte der Anlage im Bereich von \dot{Q}/\dot{Q}_0 größer 100%))

Die Lösungsmittelpumpe ist als Membranpumpe ausgeführt, die über eine Keilriemen mit festgelegter Übersetzung durch einen konventionellen Elektromotor angetrieben wird. Die

gemessene Lösungsmittelpumpendrehzahl bezieht sich dabei auf die Umdrehungen des Elektromotors. Die Regelung der Drehzahl der Lösungsmittelpumpe erfolgt ebenfalls über die errechnete Verdampferleistung. Im Bereich niedriger Leistungen wird die Pumpe auf konstant niedrigem Niveau gehalten und im Teillastbereich ein linearer Zusammenhang zwischen der Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters und der Kälteleistung hergestellt, dargestellt in Abbildung 4-9. Reglerausgangsseitig wird dies durch ein Steuersignal 0...5V realisiert wobei 0V einer Frequenz des Elektromotors von 35 Hz und 5V 80 Hz entsprechen.

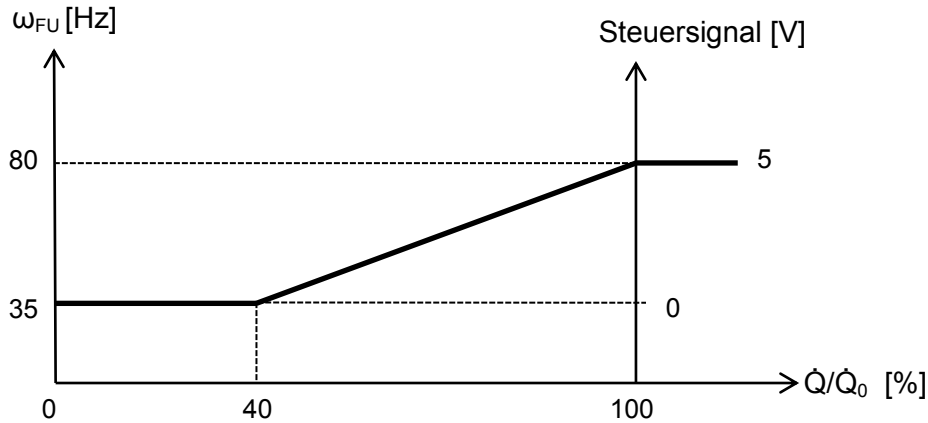


Abbildung 4-9: Regelung Drehzahl Lösungsmittelpumpe

Zusätzlich zu oben genannten internen Regelungen bietet die Anlage die Möglichkeit der externen Regelung der Förderpumpen, jeweils eigenständig für Heizwasser, Kühlwasser und Kaltwasser, sowie einer Ventilatoransteuerung analog zur Kühlwasserpumpe für eine mögliche Rückkühlung des Kühlmediums. Hierfür kann in der Bediener Ebene der Absorptionswärmepumpe in der jeweiligen Pumpenregisterkarte für Heizwasser und Kaltwasser die gewünschte Differenztemperatur zwischen Eingang und Ausgang eingestellt werden.

Für die Ansteuerung des Kühlwasserkreislaufes sind weitreichendere Einstellungen möglich. Die Regelung der externen Kühlwasserpumpendrehzahl erfolgt im integrierten Betrieb mit Speichern bei Kälteanforderung anhand der Kaltwasser-Speichertemperatur. Im Bereich zwischen Volllast (maximale Speichertemperatur) und minimaler Teillast (minimale Speichertemperatur) erfolgt die Drehzahlanpassung über einen linearen Zusammenhang. Bei Betrieb ohne ergänzenden Kaltwasserspeicher erfolgt keine Regelung der Kühlwasserseite. Ebenfalls einstellbar sind die maximale Austrittstemperatur des Kühlwassers, ab welcher eine Leistungsreduktion der Absorptionswärmepumpe beginnt, und minimale Austrittstemperatur, ab welcher eine Leistungsreduktion endet. Dadurch kann der sich einstellende Hochdruck begrenzt werden.

Die Ansteuerung erfolgt jeweils über ein 0...10V Signal welches an den Frequenzumrichter der jeweiligen Pumpe angeschlossen wird.

5 MESSERGEBNISSE

Nachfolgend werden die gemessenen Ergebnisse möglichst deutlich dargestellt und diskutiert, sowie während der Messung auftretende Effekte, sofern diese nicht als Teil des Prozesses zu erwarten waren, aufgezeigt.

5.1 Messmatrix

Die für die Messungen verwendete Messmatrix ergab sich vorrangig aus den Vorgaben des Absorptionswärmepumpen-Herstellers. Dieser hatte für die Erstellung seines Kennfeldes für Verkaufszwecke eine ähnliche Anlage (kleinere verbaute Kältemitteldrossel im Vergleich zur verwendeten Anlage) mit konstanten Temperaturspreizungen auf der Heiz-, Kühl- und Kaltwasserseite gespeist, womit die Volumenströme über die interne Regelung der externen Pumpen an den Lastfall angepasst wurden. Die vom Hersteller gemessenen Temperaturen entsprechen den in Abbildung 5-1 dargestellten Bereichen.

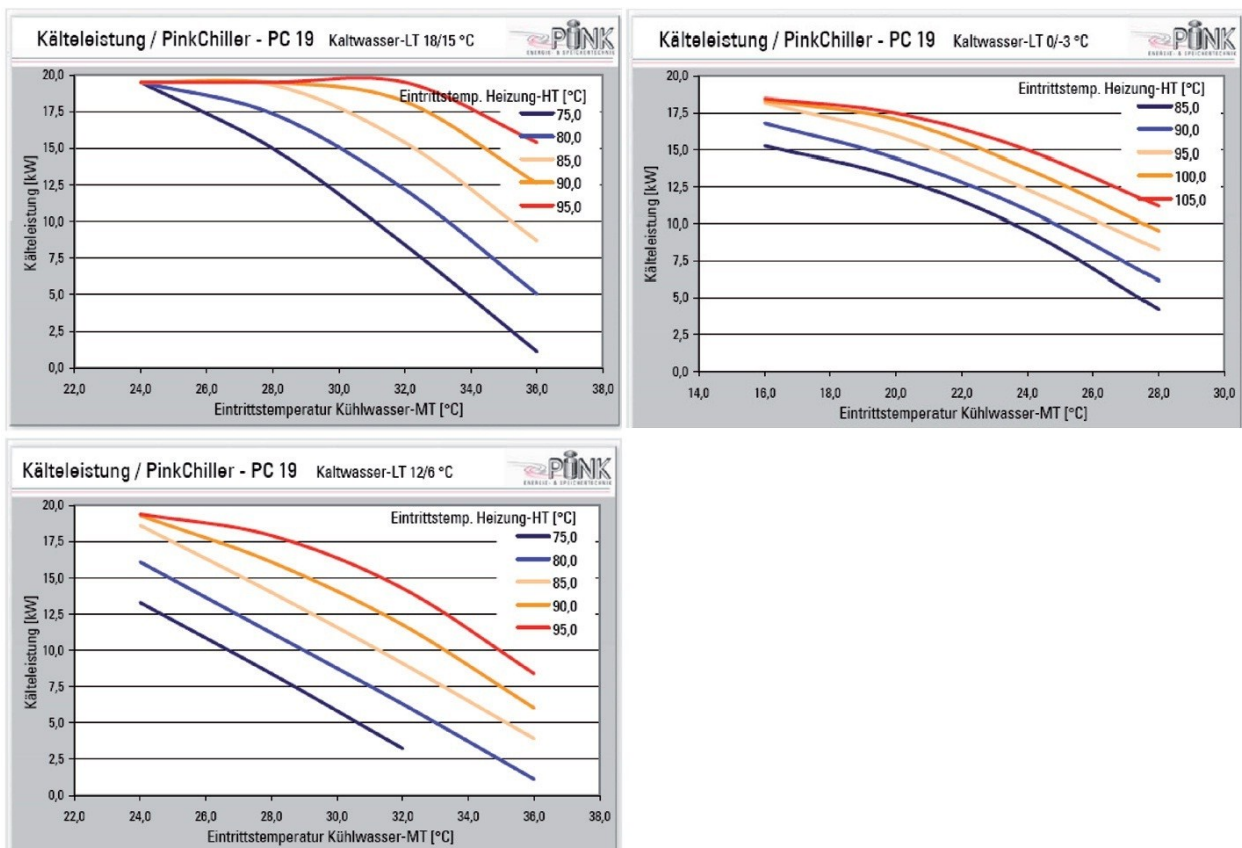


Abbildung 5-1: Kennfelder des Anlagenherstellers (Quelle: Dokumentation / Betriebsanleitung PinkChiller PC19, Pink GmbH)

Die relevanten Temperaturbereiche wurden Heizwasserseitig am Eintritt von 75°C bis 95°C definiert, womit das Niveau knapp oberhalb der minimal notwendigen Generatortemperatur von 70°C und unter der Siedetemperatur von Wasser bei Umgebungsdruck liegt. Bei höheren Temperaturen würde außerdem der Einfluss der nicht vorhandenen Dephlegmation stärker zur Geltung kommen. Die Auflösung der durchgeführten Messreihen erfolgte in Schritten von 5K (Kelvin) bei einer Temperaturspreizung im Wärmetauscher von 7K.

Kühlwasserseitig wurde der Messbereich an die üblich herrschenden Umgebungstemperaturen angepasst, da für ein System mit Wärmeabfuhr über einen Trockenkühlturm sich die minimale

erreichbare Temperatur als Lufttemperatur ergibt. Für den Betrieb bei solarer Wärmebereitstellung ergibt sich das Problem, dass hohe Eintrittstemperaturen des Heizwassers zumeist auch erhöhte Umgebungstemperaturen, somit auch Kühlwassertemperaturen, bedingen. Daraus ergeben sich für das Wärme abführende Kühlwasser Niveaus am Eintritt von 24°C bis 36°C Kühlwasser mit 6K Temperaturspreizung im Wärmetauscher und 4K Schritten zwischen den Messungen.

Das Temperaturniveau der Kaltwasserseite ergibt sich vorrangig aus den verwendeten Kühlelementkomponenten zur Übertragung der Leistungen im Raum, sofern von Raumkühlung bei Bürobedingungen ausgegangen wird. Für Anwendungen für Klimakammern oder Kühlzwecke von Lebensmitteln kann diese Temperatur nochmals bis zu Kälte bei Minusgraden sinken. Der Absorptionswärmepumpen-Hersteller ist dabei von 3 unterschiedlichen Lastfällen ausgegangen.

- 15°C Kaltwasseraustrittstemperatur bei 3K Temperaturspreizung im Wärmetauscher für die Speisung ein Kühldecke.
- 6°C Kaltwasseraustrittstemperatur bei 6K Temperaturspreizung im Wärmetauscher für die Speisung von Fan-Coils.
- -3°C Kaltwasseraustrittstemperatur bei 3K Temperaturspreizung im Wärmetauscher für die Bereitstellung von „Minuskälte“.

Da im bestehenden Aufbau Wasser als Medium im Strang verwendet wurde, konnten keine Temperaturen unter 0°C realisiert werden. Das Temperaturniveau wurde von 6°C bis 15°C Ausgangstemperatur gemessen, bei Temperaturspreizungen von 3K im Wärmetauscher und 3K Schritten der Messreihen.

Somit ergibt sich eine Messmatrix, für die mit konstant gehaltener Temperaturspreizung durchgeführten Messungen bei Spreizungen von:

- 7K im Heizwasserkreislauf
- 6K im Kühlwasserkreislauf
- 3K im Kaltwasserkreislauf

Durchgeführt wurden Messungen, gemäß der in Tabelle 5-1 dargestellten Matrix.

Tabelle 5-1: Messmatrix Kaltwasseraustrittstemperaturen t_{cold_out} [°C] für konstante Temperaturspreizungen

Heizwasser-Eintrittstemperatur t_{hot_in} [°C]		75	80	85	90	95
Kühlwasser-Eintrittstemperatur t_{cool_in} [°C]	24	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15
	28	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15
	32	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15
	36	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15

In Summe ergeben sich daraus 80 Einzelmessungen die durchzuführen waren.

Zusätzlich zu dieser vollständigen Matrix wurden die Temperaturspreizungen an den einzelnen Bauteilen variiert, das heißt, es wurde immer nur einer der Spreizungsparameter verändert und die beiden anderen auf dem ursprünglichen Niveau belassen. Dabei wurden folgende Veränderungen jeweils vorgenommen:

- Heizwasserseitig: von 7K auf 10K
- Kühlwasserseitig: von 6K auf 10K
- Kaltwasserseitig: von 3K auf 6K

Die Veränderung hin zu größeren Spreizungen entspricht zum einen dem Gedanken, Potentiale zur Optimierung des Betriebes der Absorptionswärmepumpe auch bei geringen Volumenströmen aufzuzeigen, als auch der gegebenen Einschränkung durch den hydraulischen Aufbau, dessen Pumpen in Vollastfällen bei den bestehenden Durchflüssen ausgelastet waren, da auch die Auslegung der hydraulischen Komponenten auf die oben erwähnten Temperaturspreizungen erfolgte.

Tabelle 5-2: Messmatrix Kaltwasseraustrittstemperaturen $t_{\text{cold_out}}$ [°C] bei veränderten Temperaturspreizungen

Heizwasser-Eintrittstemperatur $t_{\text{hot_in}}$ [°C]		75	80	85	90	95
Kühlwasser- Eintrittstemperatur $t_{\text{cool_in}}$ [°C]	24	12	12	6, 9, 12, 15	12	12
	28	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15	6, 9, 12, 15
	32	12	12	6, 9, 12, 15	12	12
	36	12	12	6, 9, 12, 15	12	12

Daraus ergeben sich in Summe 132 Einzelmessungen die durchzuführen waren.

In Ergänzung zu den getätigten Messungen, mit Blick auf die Erstellung arithmetischer Zusammenhänge des Verhaltens der Absorptionswärmepumpe bei unterschiedlichen Volumenströmen, war es notwendig weitere Messungen durchzuführen. Dazu wurde die Temperaturspreizung für die hydraulischen Stränge für den Messpunkt $t_{\text{hot_in}} = 80^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{cool_in}} = 28^{\circ}\text{C}$ und $t_{\text{cold_out}} = 9^{\circ}\text{C}$ (Temperaturen wurden konstant gehaltenen), im Bereich des von den Pumpen der hydraulischen Anlage möglichen, in 1K Schritten variiert. Dabei waren nochmals 14 Einzelmessungen durchzuführen.

5.2 Kennfelder mit konstanter Temperaturspreizung

Die für konstante Temperaturspreizungen gemessenen Kälteleistungen sind in Abbildung 5-2 dargestellt. Die Leistungswerte bei variierten Heizwassereintrittstemperaturen, dargestellt durch die unterschiedlichen Messreihenpunkte, sind dabei über der eingestellten Kaltwasseraustrittstemperatur aufgetragen und in den einzelnen Diagrammen für unterschiedliche Kühlwassereintrittstemperaturen wiedergegeben.

In Abbildung 5-3 sind die zu den Messungen zugehörigen COP Leistungskennzahlen in gleicher Weise wie die Leistungen dargestellt. Der angezeigte Bereich reicht in den Diagrammen von COP 0,25 bis COP 0,75, um die Messpunkte deutlicher im relevanten Bereich wiederzugeben.

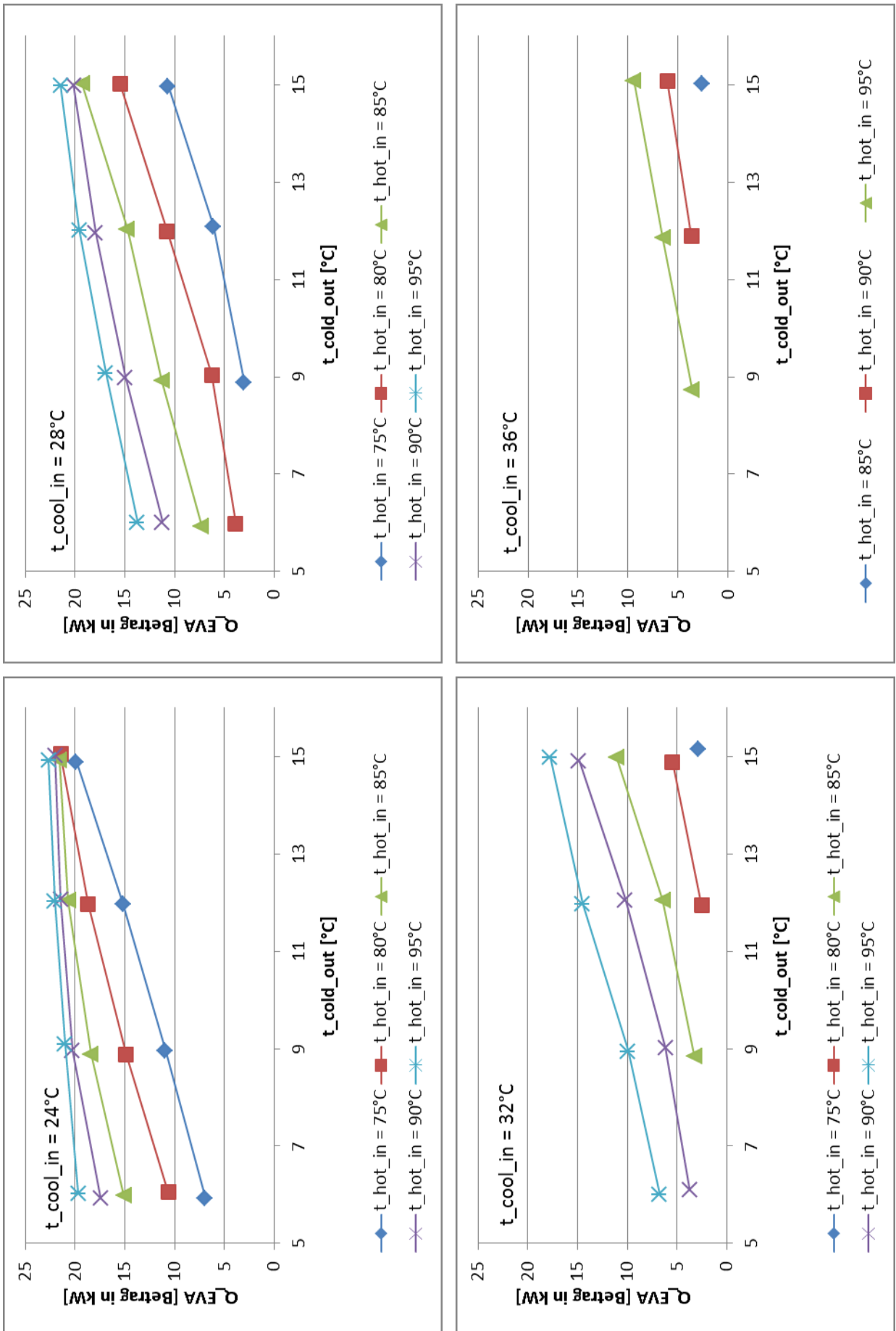


Abbildung 5-2: Kennfelder Q_{EVA} für $\Delta T_{hot}=7\text{K}$, $\Delta T_{cool}=6\text{K}$, $\Delta T_{cold}=3\text{K}$

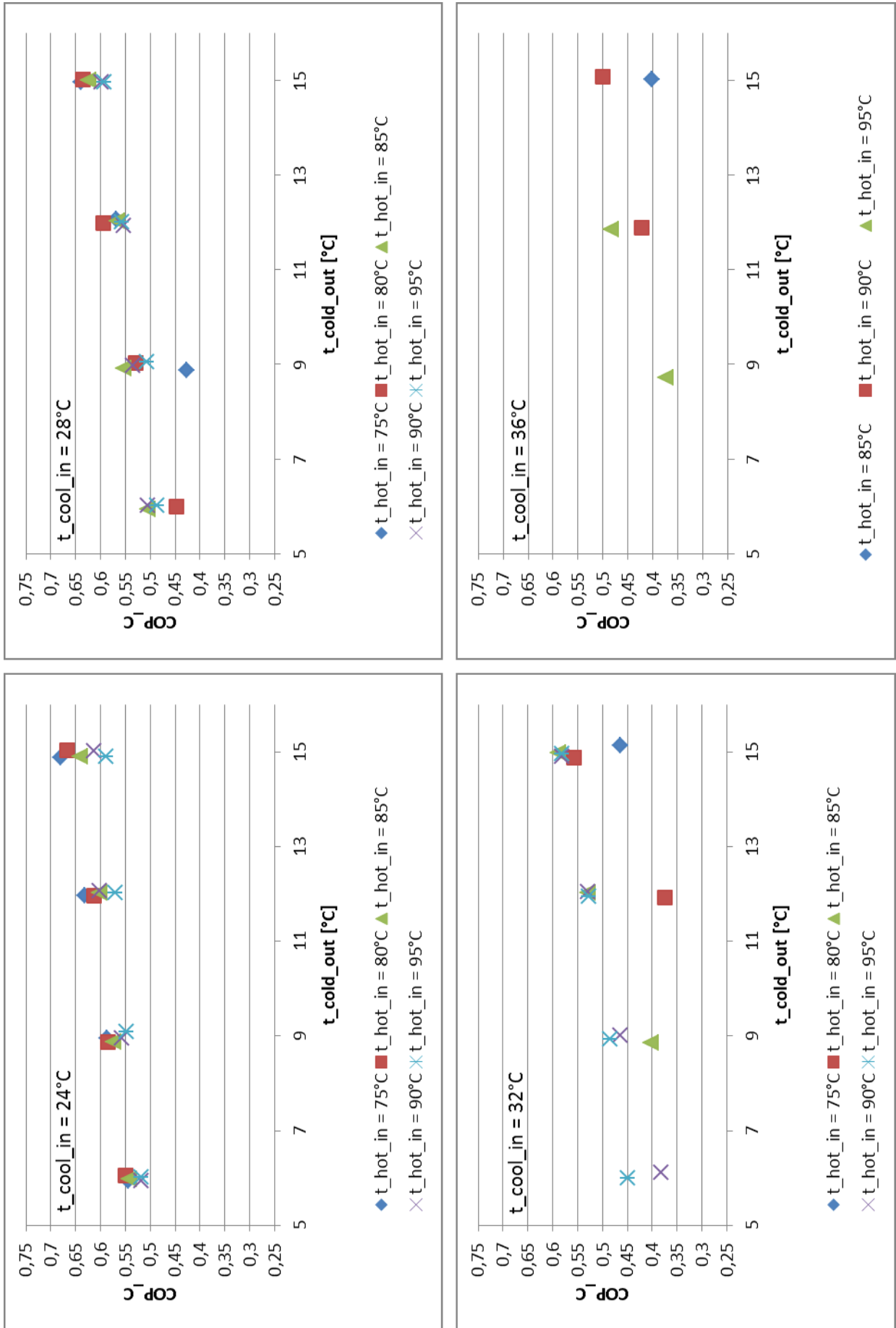


Abbildung 5-3: Kennfelder COP_C für $\Delta T_{hot}=7K$, $\Delta T_{cool}=6K$, $\Delta T_{cold}=3K$

Wie man in Abbildung 5-2 gut erkennt, kann die Absorptionswärmepumpe im realen Betrieb Kälteleistungen im Bereich von 2,5 kW bis 22 kW bereitstellen. Die untere Grenze ist dabei in den einzelnen Komponenten wie Lösungsmittelpumpe oder Kältemitteldrossel zu sehen, die für diese geringen Leistungen teilweise instabil arbeiten und bei weiterer Absenkung selbsttätig stoppen und in Modus „Störung“ wechseln. Die obere Grenze ist, wie im Versuchsaufbau Kapitel 3.1 beschrieben, abhängig vom maximalen Massenstrom durch die Kältemitteldrossel gegeben.

Qualitativ erkennt man dabei, wie zu erwarten war, eindeutig einen Abfall der Leistung mit zunehmenden Kühlwassertemperaturen sowie bei abnehmenden Heizwasser- und Kaltwassertemperaturen. Vor allem die Eintrittstemperatur des Kühlwassers hat im Messbereich einen erheblichen Einfluss, so konnten bei Temperaturen über 30°C sehr viele Messungen wegen der zu geringen Leistungen des Prozesses nicht mehr durchgeführt werden.

Dieser Effekt der Abnahme bei höheren Kühlwassertemperaturen ist erklärbar durch den bei höheren Absorber- und Kondensatortemperaturen gegebenen Hochdruck, der in erster Linie durch das Verflüssigungstemperaturniveau im Kondensator bestimmt ist und im Generator noch höhere als die gegebenen Austreibertemperaturen erfordern würde. Wird nun der gegebene sehr geringe Massenstrom an Kältemittel im Verdampfer umgesetzt, ergeben sich sehr geringe Leistungen und die Anlage stoppt den Betrieb und gibt eine Störmeldung aus, entweder auf Grund einer Überhitzung des Frequenzumrichters bei minimalen Lösungsmittelpumpendrehzahl oder der geringen Volumenströme im Kaltwasserkreislauf.

Der Effekt durch die Kaltwassertemperatur ist ebenfalls über die daraus resultierenden Drücke erklärbar. Wird bei geringen Kaltwasseraustrittstemperaturen im Vergleich zur Kühlwassertemperatur das Druckverhältnis zwischen Hoch- und Niederdruck sehr groß, ergibt sich eine immer schlechtere Leistungszahl des Kältekreislaufes, vergleichbar dazu mit dem Carnot-Prozess bei auseinanderdriftenden Temperaturniveaus. Somit wird die Kälteleistung in Relation zur Austreiberleistung immer geringer, was sich in Abbildung 5-3 links unten durch eine sukzessive Verschlechterung des COPs ausdrückt.

Die Heizwassertemperatur schließlich hat einen direkten Einfluss auf die im Austreiber resultierende Ausgangs-Phasenzusammensetzung. Ganz allgemein ist bei gleichem Eintrittszustand mit höheren Generatortemperaturen mehr Kältemittelmassenstrom und eine größere Entgasungsbreite zu realisieren. Da dieser Effekt in erster Linie den Massenstrom beeinflusst, welcher sich proportional zur Verdampfer-Kälteleistung verhält, ergeben sich in den COP-Diagrammen keine so gravierenden Veränderungen auf Grund der Heizwassertemperatur als dies bei den beiden anderen betrachteten der Fall ist.

Sehr niedrige Leistungskennzahlen ergeben sich vor allem, sobald die dazugehörigen Leistungen sehr klein sind, somit ein Betrieb im unteren Teillastbereich auftritt. Dabei kann die überproportionale COP Änderung auf eine Prozessverschlechterung durch den größeren Einfluss der Effizienz des Lösungsmittelwärmetauschers bei geringen Entgasungsbreiten, prozentuell immer größer werdende Verluste im System und ungeeignete Bauteilauslegung der Komponenten zurückgeführt werden. Beispielhaft dafür seien in Abbildung 5-3 die Punkte $t_{hot_in} = 75^{\circ}\text{C}$, $t_{cool_in} = 28^{\circ}\text{C}$, $t_{cold_out} = 9^{\circ}\text{C}$ und $t_{hot_in} = 80^{\circ}\text{C}$, $t_{cool_in} = 32^{\circ}\text{C}$, $t_{cold_out} = 12^{\circ}\text{C}$ angeführt, die einen im Vergleich deutlichen Abfall zu den anderen Messpunkten der Messreihe wiedergeben.

In Abbildung 5-4 ist das Diagramm der Verdampferleistung vergleichend zu Abbildung 5-1 links oben bei gleichen Betriebsparametern dargestellt. Es ist sowohl der höhere Maximalwert durch die größere verbaute Kältemitteldrossel zu sehen, als auch der steilere Abfall der Messpunkte für die gemessenen Werte erkennbar. Eine Erklärung für die Verschlechterung der Betriebspunkte im Teillastfall kann durch den nachfolgend in Kapitel 5.5.2 beschriebenen Zusammenhang gegeben sein (Einfluss der eingestellten Kalibrierdaten der

Absorptionswärmepumpe). So konnten zwei der in Abbildung 5-1 dargestellte Leistungswerte für Kühlwassertemperaturen von 36°C gar nicht mehr gemessen werden.

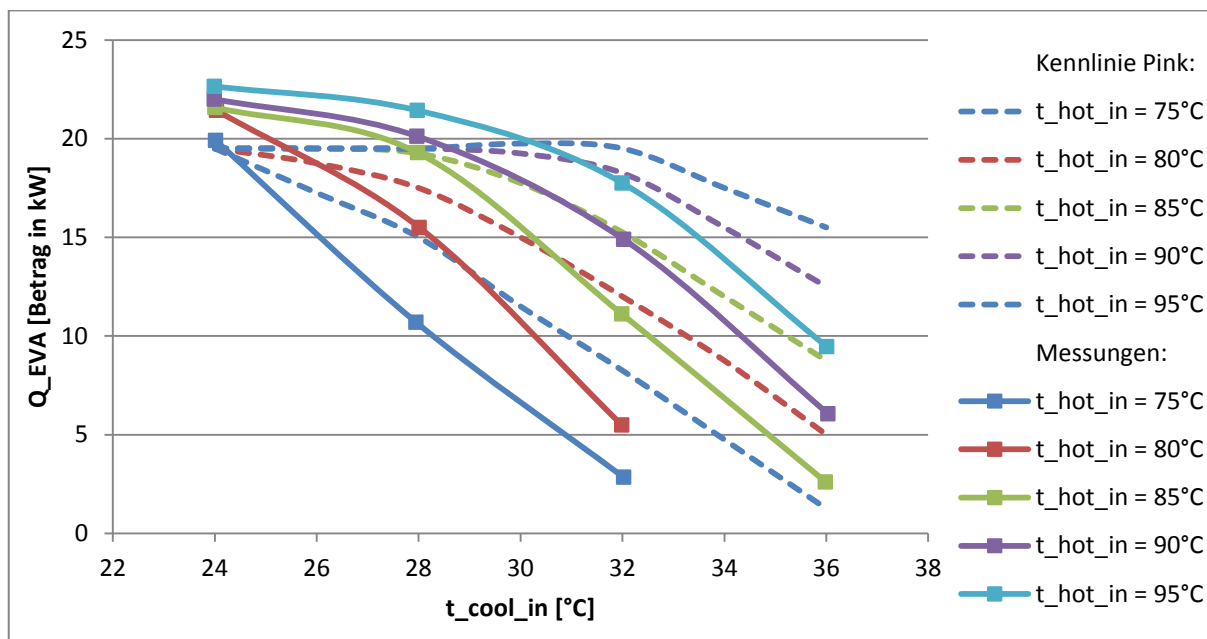


Abbildung 5-4: Kennfeld Q_{EVA} über Kühlwassereintrittstemperatur bei 15°C Kaltwasseraustrittstemperatur und $\Delta T_{hot}=7K$, $\Delta T_{cool}=6K$, $\Delta T_{cold}=3K$

Ordnet man die in Abbildung 5-2 für Kühlwassereintrittstemperaturen von 24°C dargestellten Messpunkte nach der Leistung am Verdampfer und trägt diese gemeinsam mit den Leistungen im Absorber, Kondensator und Generator auf ergibt sich die Darstellung zu Abbildung 5-5. Zusätzlich sind in dem Balkendiagramm die Wärmebilanzleistungen nach Gl. 4-9 und die Messunsicherheit in Form der zweifachen nach Kapitel 5.4 errechneten Werte vermerkt (folglich liegt bei Normalverteilung der wahre Wert zu 95,4% in diesem Bereich).

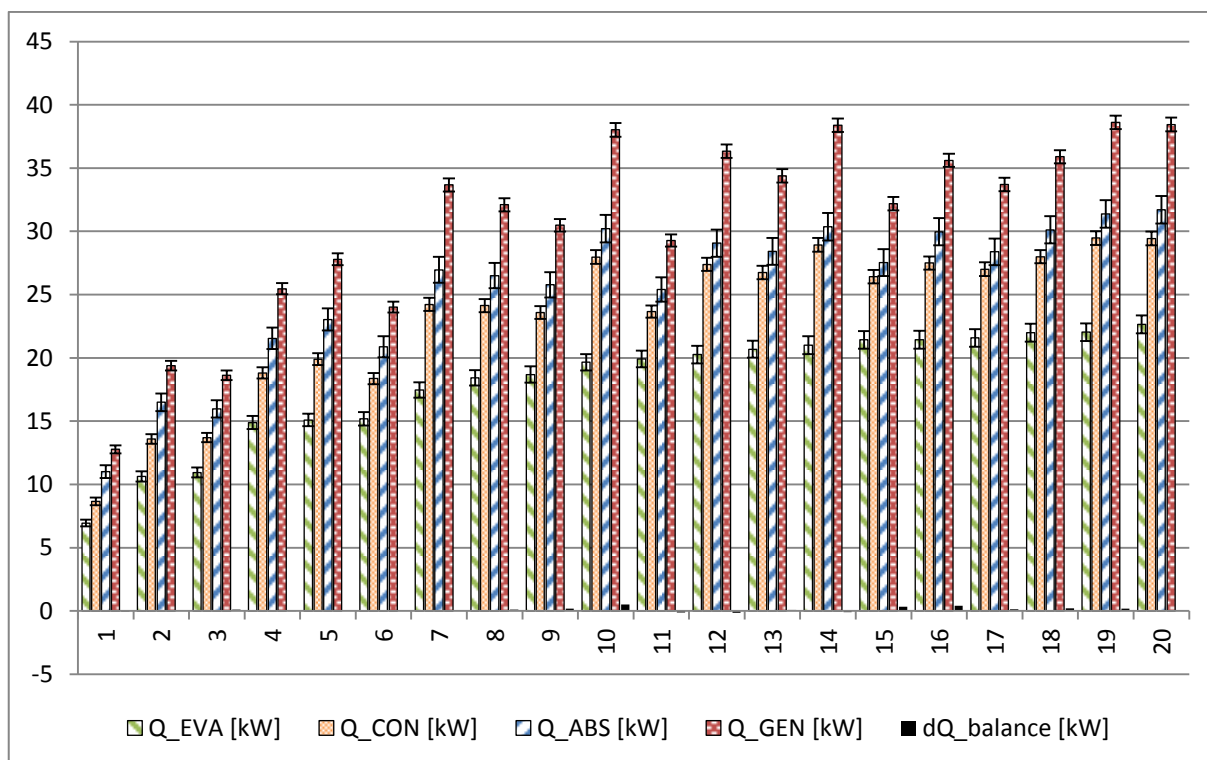


Abbildung 5-5: Leistungen (Betrag) und Messunsicherheiten sortiert nach Q_{EVA} bei 24°C Kühlwassereintrittstemperatur und $\Delta T_{hot}=7K$, $\Delta T_{cool}=6K$, $\Delta T_{cold}=3K$

5.3 Kennfelder mit veränderten Temperaturspreizungen

Ausgehend von den nun gemessenen Werten, werden die Volumenströme in den hydraulischen Strängen so angepasst, dass sich die gewünschten Temperaturspreizungen in den Wärmetauschern der Absorptionswärmepumpe ergeben.

5.3.1 Einfluss der veränderten Heizwasserspreizung

Gemäß der in Tabelle 5-2 angegebenen Messmatrix für eine Temperaturspreizung von 10K im Heizwasserstrang ergibt sich, aufgetragen wie zuvor über der Kaltwasseraustrittstemperatur, für eine konstante Kühlwassereintrittstemperatur von 28°C das in Abbildung 5-6 dargestellte Diagramm.

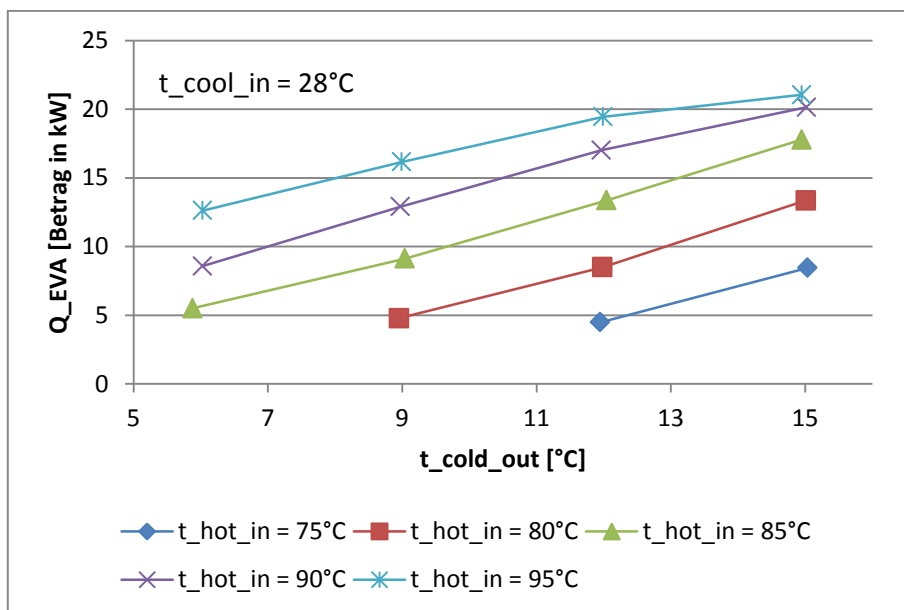


Abbildung 5-6: Q_{EVA} bei variiertem Heizwasserspreizung für $\Delta T_{hot}=10K$, $\Delta T_{cool}=6K$, $\Delta T_{cold}=3K$

Verglichen mit dem in Abbildung 5-2 für Kühlwassertemperatur 28°C gezeigten Werten ergibt sich ein leichter Abfall in der erreichbaren Kälteleistung. Hierfür wird in erster Linie die leicht geminderte Austreibertemperatur ausschlaggebend sein, in Folge des niedrigeren mittleren Temperaturniveaus des Heizwassers. Zusätzlich ergeben sich auf der externen Seite langsamere Geschwindigkeiten am Plattenwärmetauscher und dadurch geringere Wärmeübergangskoeffizienten. Die hierfür übliche Berechnungsmethode ist als Funktion von der Reynoldszahl, Prandtlzahl und geometrischen Abmessungen gegeben, wodurch sich zeigt, dass der Wärmeübergangskoeffizient über die Reynoldszahl von der Strömungsgeschwindigkeit abhängig ist. Für den empirischen Ansatz zur Ermittlung sei auf den VDI Wärmeatlas verwiesen. (VDI Wärmeatlas 2006, S. Gb1 ff)

Zusätzlich ersichtlich wird dies durch die Darstellung der COP Werte in Abbildung 5-7. Diese verändern sich nur unmerklich von den in Abbildung 5-2 für Kühlwassertemperatur 28°C aufgetragenen Werten, ausgenommen bei Betrieb in extremen Teillastfällen, die, wie schon zuvor erwähnt, den Prozess der Absorptionswärmepumpe zusätzlich verschlechtern. Somit zeigt sich, dass allgemein im Generator als auch Verdampfer, aufgrund der schlechteren Wärmeübergänge im Austreiber, weniger Energie übertragen wird. Das Temperaturniveau am Austritt des Generators sinkt damit und der Austrittszustand verschiebt sich in Richtung geringerer Dampfzahl und Entgasungsbreite, beziehungsweise in Richtung geringerer Kältemittelmassenströme bei gleichen Lösungsmittelmassenströmen. Für gleichbleibende

Kälteleistungen erhöht sich der Umlauf der Lösung und in Folge ergeben sich größere Verlustwärmern im Lösungsmittelwärmetauscher. Zusätzlich wird durch die Entgasungsbreite die von der Ammoniakkonzentration abhängige Lösungswärme (vgl. Kapitel 2.6) beeinflusst.

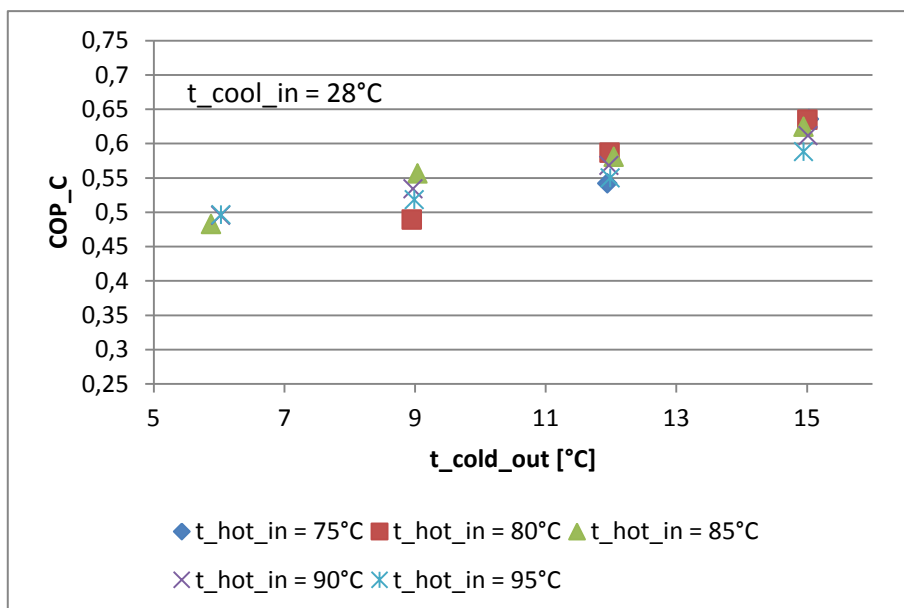


Abbildung 5-7: COP_C bei variierter Heizwasserspreizung für $\Delta T_{\text{hot}}=10\text{K}$, $\Delta T_{\text{cool}}=6\text{K}$, $\Delta T_{\text{cold}}=3\text{K}$

In Abbildung 5-8 und Abbildung 5-9 sind die erwähnten Veränderungen im direkten Vergleich zu den Messwerten bei konstanten Temperaturspreizungen von Kapitel 5.2 dargestellt. Es zeigt sich der erwähnte leichte Abfall der erreichbaren Kälteleistung bei annähernd gleichbleibenden COP Werten. Der Betriebspunkt $t_{\text{hot_in}} = 80^\circ\text{C}$, $t_{\text{cool_in}} = 28^\circ\text{C}$, $t_{\text{cold_out}} = 6^\circ\text{C}$ konnte bei der veränderten Heizwasserspreizung von 10K nicht mehr eingestellt werden und ist deshalb nicht dargestellt.

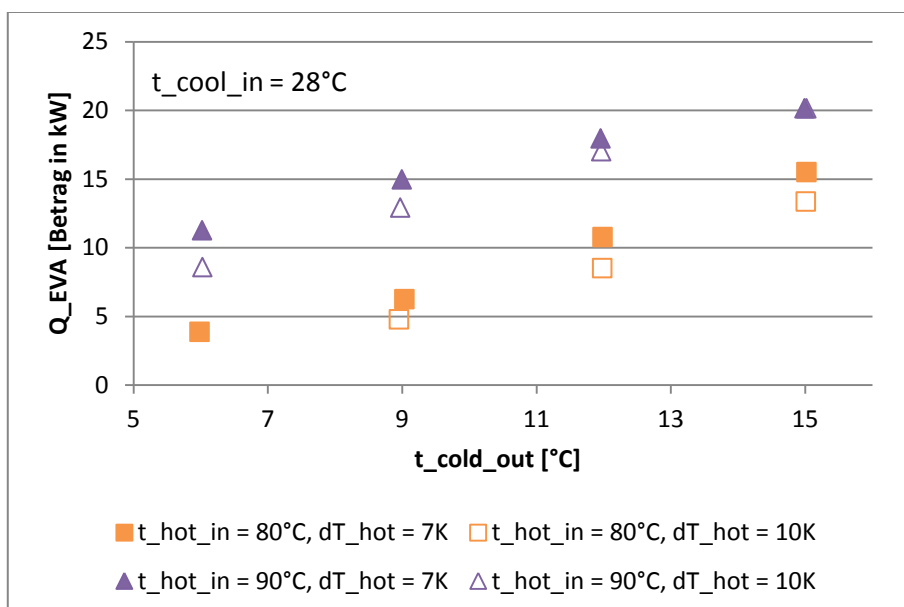


Abbildung 5-8: Gegenüberstellung Q_{EVA} bei variierter Heizwasserspreizung für $\Delta T_{\text{hot}}=10\text{K}$, $\Delta T_{\text{cool}}=6\text{K}$, $\Delta T_{\text{cold}}=3\text{K}$ mit Q_{EVA} für $\Delta T_{\text{hot}}=7\text{K}$, $\Delta T_{\text{cool}}=6\text{K}$, $\Delta T_{\text{cold}}=3\text{K}$

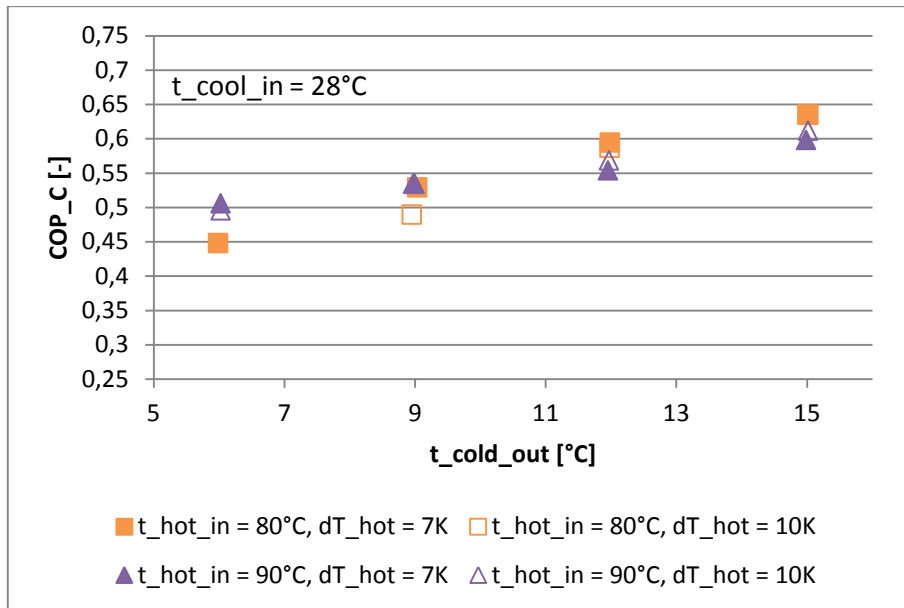


Abbildung 5-9: Gegenüberstellung COP_C bei variiertem Heizwasserspreizung für $\Delta T_{hot}=10K$, $\Delta T_{cool}=6K$, $\Delta T_{cold}=3K$ mit COP_C für $\Delta T_{hot}=7K$, $\Delta T_{cool}=6K$, $\Delta T_{cold}=3K$

5.3.2 Einfluss der veränderten Kühlwasserspreizung

Im Folgenden wurde, wiederum ausgehend vom Referenzfall $\Delta T_{cool} = 6K$, die Temperaturspreizung auf der Kühlwasserseite auf 10K erhöht. Folglich ergab sich das gemessene Leistungsspektrum gemäß Abbildung 5-10.

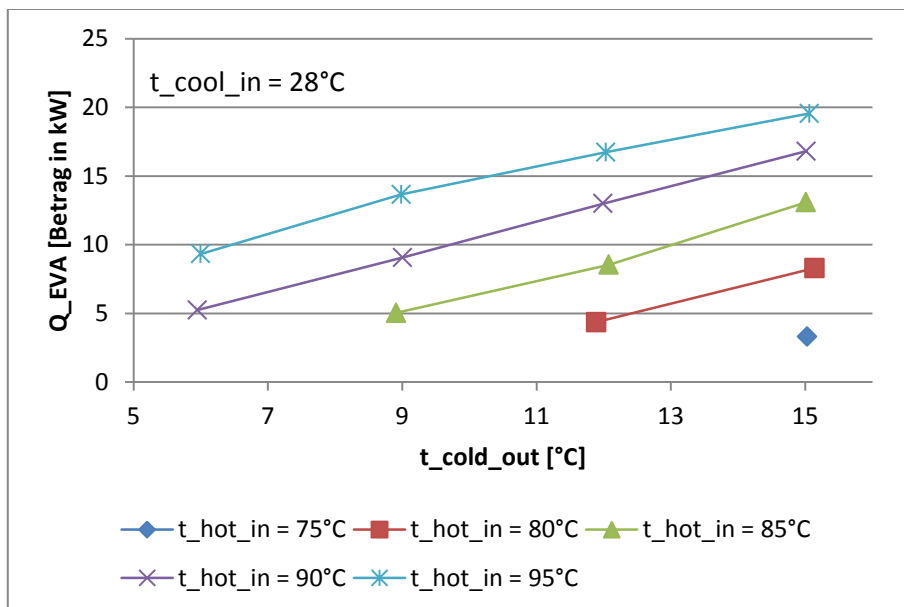


Abbildung 5-10: Q_{EVA} bei variiertem Kühlwasserspreizung für $\Delta T_{hot}=7K$, $\Delta T_{cool}=10K$, $\Delta T_{cold}=3K$

Dabei zeigt sich im Vergleich zu Abbildung 5-2 bei Kühlwassertemperatur 28°C und zur variierten Heizwasserspreizung ein stärkerer Abfall der Leistung durch den verringerten Volumenstroms in der Kühlwasserleitung. Dies ist auf das höhere mittlere Temperaturniveau des Kühlwassers am Wärmetauscher von Kondensator und Absorber und auf den schlechteren Wärmeübergang zurückzuführen, wobei eine Verschlechterung hier wegen der Abhängigkeit des Hochdruckniveaus von der Kondensatortemperatur wesentlich mehr Einfluss zeigt als im Generator. Dieser kann infolge der Druckerhöhung und des dadurch veränderten Phasengleichgewichtes weniger Ammoniak aus der Lösung austreiben

Zusätzlich steigt die Temperatur im Absorber, was das Konzentrationsgleichgewicht von Ammoniak in der Lösung senkt. Um gleichbleibende Verdampferleistungen zu erreichen, müsste der Lösungsmittelmassenstrom erhöht werden, um den Kältemittelmassenstrom konstant zu halten. Dieser wird allerdings von der maschineninternen Regelung zusätzlich gesenkt, die die Lösungsmittelpumpendrehzahl in Abhängigkeit der Leistung am Verdampfer anpasst. Summiert ergibt sich der steile Abfall der Leistungen bei variiertem Kaltwasservolumenstrom.

Da das Temperaturniveau im Kondensator den Hochdruck bestimmt, sinkt bei größeren Temperaturspreizungen für gleichbleibenden Niederdruck und Heizwassertemperatur der COP-Wert aus mehreren Gründen. Es verringert sich einerseits die Entgasungsbreite im Generator. Dies hat zu Folge, dass bei konstanten Leistungen höhere Lösungsmittelmassenströme notwendig sind und dadurch mehr Wärme im Lösungsmittelwärmetauscher übertragen werden muss. Wegen der unvollständigen Wärmeübertragung entstehen größere Verlustwärmern, die im Absorber abgeführt und im Generator zugeführt werden, wodurch die Leistungszahl sinkt. Zusätzlich wird bei geringen Entgasungsbreiten die geringere Temperaturdifferenz am Lösungsmittelwärmetauscher dessen Effizienz negativ beeinflussen. Der Verdampfer Eintrittszustand wird bei höheren Differenzen zwischen Hoch- und Niederdruck höhere Dampfzahlen aufweisen und somit die Enthalpiedifferenz von Eintritts- zu Austrittszustand des Kältemittels im Verdampfer verringern.

Neben diesem starken Leistungsabfall in Abbildung 5-11 erkennt man in Abbildung 5-12 die merkbare Verschlechterung der COP Werte im Vergleich zu den Messwerten bei konstanten Temperaturspreizungen von Kapitel 5.2. Neben dem höheren mittleren Temperaturniveau des Kühlwassers ist dies auf die Betriebspunkte bei sehr geringen Leistungen zurückzuführen, für die sich auf Grund der zuvor erwähnten Gründe (Effizienz Lösungsmittelwärmetauscher, Verluste, Auslegung) ein schlechterer COP einstellt. Die Betriebspunkte $t_{hot_in} = 80^{\circ}C$, $t_{cool_in} = 28^{\circ}C$, $t_{cold_out} = 9^{\circ}C$ und $t_{hot_in} = 80^{\circ}C$, $t_{cool_in} = 28^{\circ}C$, $t_{cold_out} = 6^{\circ}C$ konnten bei der veränderten Kühlwasserspreizung von 10K nicht mehr eingestellt werden und sind deshalb nicht dargestellt.

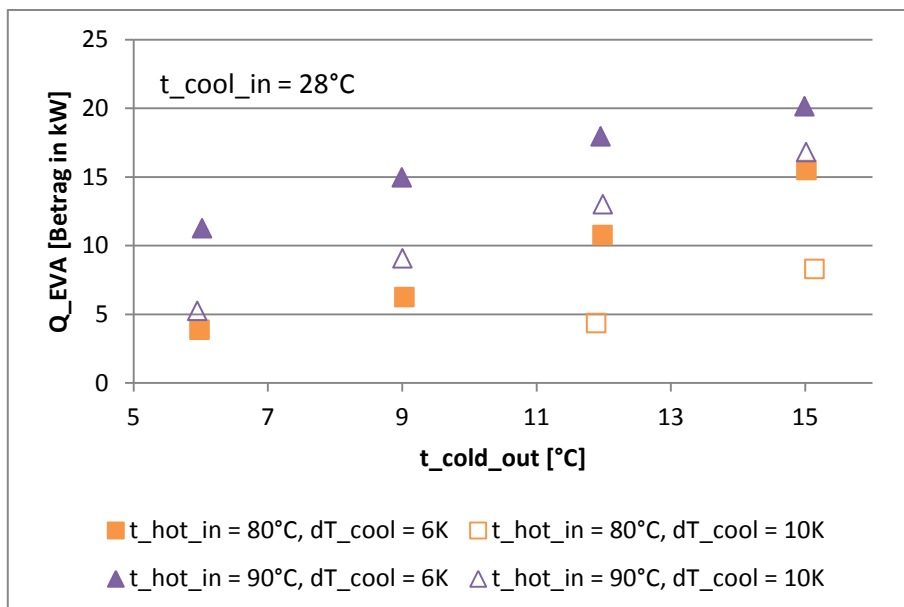


Abbildung 5-11: Gegenüberstellung Q_{EVA} bei variiertem Kühlwasserspreizung für $\Delta T_{hot}=7K$, $\Delta T_{cool}=10K$, $\Delta T_{cool}=3K$ mit Q_{EVA} für $\Delta T_{hot}=7K$, $\Delta T_{cool}=6K$, $\Delta T_{cool}=3K$

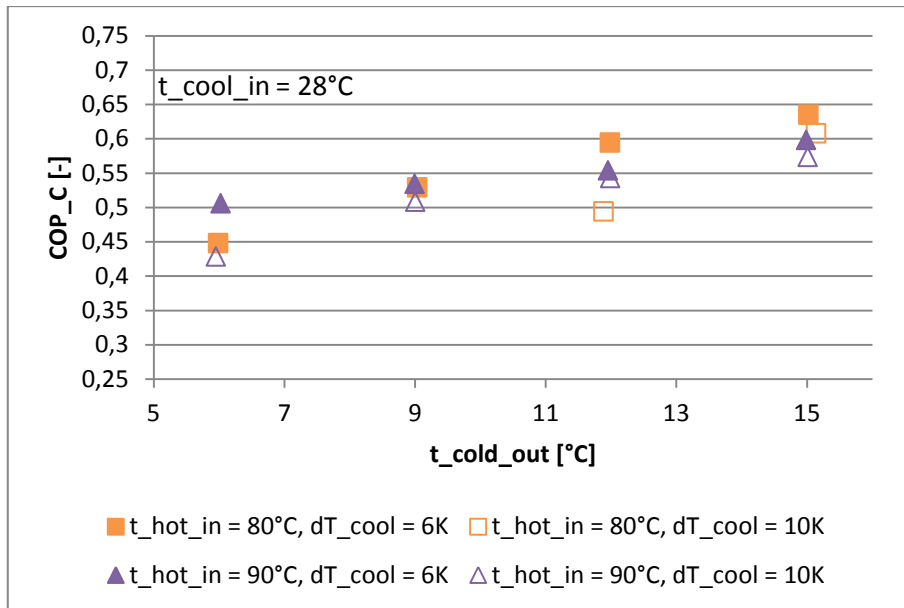


Abbildung 5-12: Gegenüberstellung COP_C bei variiertem Kühlwasserspreizung für $\Delta T_{hot}=7K$, $\Delta T_{cool}=10K$, $\Delta T_{cold}=3K$ mit COP_C für $\Delta T_{hot}=7K$, $\Delta T_{cool}=6K$, $\Delta T_{cold}=3K$

5.3.3 Einfluss der veränderten Kaltwasserspreizung

Zuletzt wurde auch die Spreizung an der Kaltwasserseite variiert, von 3K auf 6K. Die gemessenen Leistungswerte am Verdampfer sind in Abbildung 5-13 dargestellt.

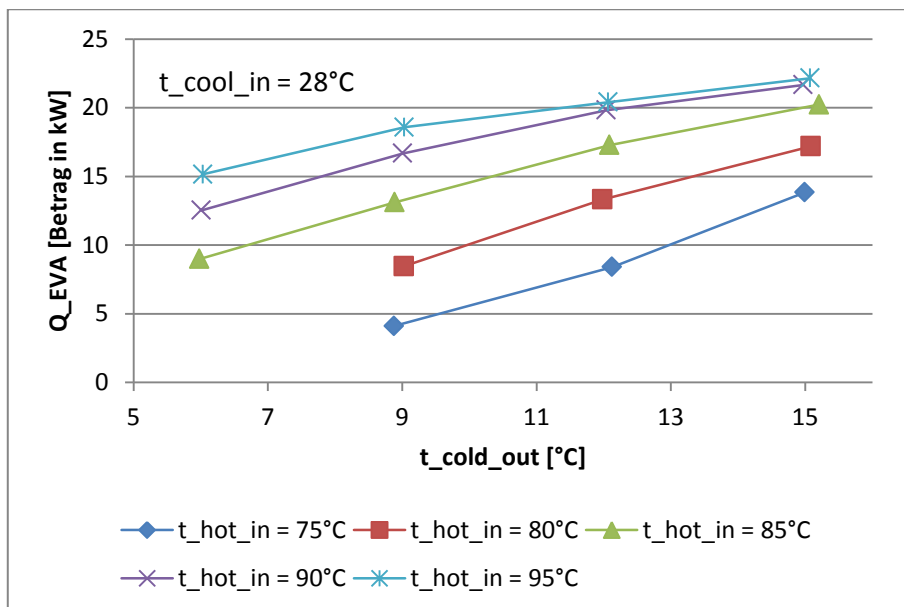


Abbildung 5-13: Q_{EVA} bei variiertem Kaltwasserspreizung für $\Delta T_{hot}=7K$, $\Delta T_{cool}=6K$, $\Delta T_{cold}=6K$

Im Gegensatz zu den beiden zuvor besprochenen Fällen, ergibt sich bei einer Erhöhung der Spreizung am Wärmetauscher des Verdampfers ein positiver Effekt auf die erzielten Kälteleistungen im Vergleich zu Abbildung 5-2 bei 28°C Kühlwassertemperatur. Dies ist ganz einfach darauf zurückzuführen, dass die Regelung der Kältemitteldrossel gemäß Gl. 4-10 und Gl. 4-11 den Niederdruck wegen der höheren mittleren Temperatur des Kaltwassers anhebt, dadurch die Leistungen erhöht werden und der Kälteprozess bei höheren theoretisch möglichen Carnot-Wirkungsgraden operiert.

Auch entspricht eine höhere Temperaturspreizung auf der Wasserseite besser dem Temperaturverlauf auf der Innenseite des Verdampfers, die durch die Zweistoffverdampfung gegen Ende der Wärmeübertragung steil ansteigt (vergleiche dazu Abbildung 2-5). In Absorber und Generator ergeben sich, bis auf die Zufuhr von Kältemittel auf höherem Temperaturniveau im Absorber und des höheren Lösungsmittelumlaufes wegen der gestiegenen Drehzahl der Lösungsmittelpumpe, keine Unterschiede im Prozess.

In der direkten Gegenüberstellung mit den Messwerten bei konstanten Temperaturspreizungen von Kapitel 5.2 erkennt man die leicht gestiegenen Verdampferleistungen in Abbildung 5-14. In Abbildung 5-15 ist die Veränderung der COP Werte dargestellt. Diese weisen eine leichte Steigung auf wegen des höheren Niederdruckniveaus, welches sich bei gleichbleibendem Temperaturniveau von Kühl- und Heizwasser mehrfach positiv auf den Prozess in Umkehrung der in diesem Zusammenhang in Kapitel 5.3.2 erwähnten Effekten auswirkt.

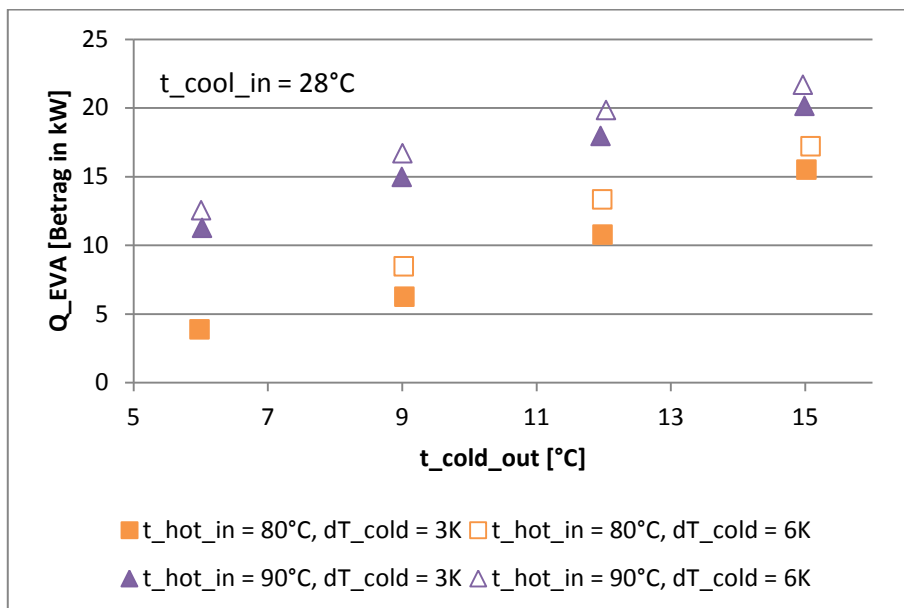


Abbildung 5-14: Gegenüberstellung Q_{EVA} bei variiert Kaltwasserspreizung für $\Delta T_{hot}=7\text{K}$, $\Delta T_{cool}=6\text{K}$, $\Delta T_{cold}=6\text{K}$ mit Q_{EVA} für $\Delta T_{hot}=7\text{K}$, $\Delta T_{cool}=6\text{K}$, $\Delta T_{cold}=3\text{K}$

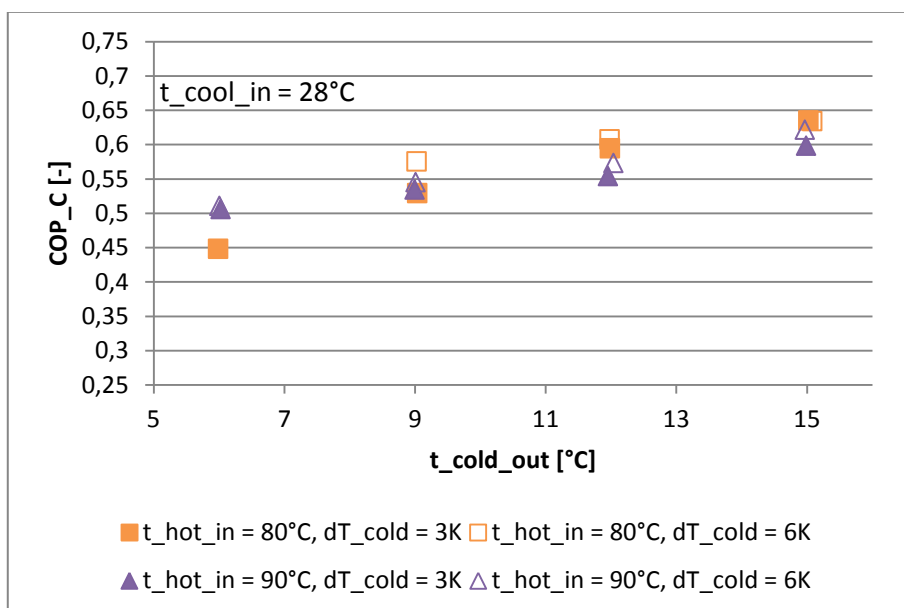


Abbildung 5-15: Gegenüberstellung COP_C bei variiert Kaltwasserspreizung für $\Delta T_{hot}=7\text{K}$, $\Delta T_{cool}=6\text{K}$, $\Delta T_{cold}=6\text{K}$ mit COP_C für $\Delta T_{hot}=7\text{K}$, $\Delta T_{cool}=6\text{K}$, $\Delta T_{cold}=3\text{K}$

5.3.4 Variierte Temperaturspreizungen

Aus den Messungen für bei einem Messpunkt variierte Temperaturspreizungen, im von der Pumpe gelieferten Bereich, kann ein guter Leistungszusammenhang gegenüber der einzelnen Volumenströme in den hydraulischen Strängen abgelesen werden. Alle Messungen wurden für $t_{\text{hot_in}} = 80^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{cool_in}} = 28^{\circ}\text{C}$ und $t_{\text{cold_out}} = 9^{\circ}\text{C}$ durchgeführt und die nicht veränderten Spreizungen auf $\Delta T_{\text{hot}}=7\text{K}$, $\Delta T_{\text{cool}}=6\text{K}$ beziehungsweise $\Delta T_{\text{cold}}=3\text{K}$ belassen. Die Messergebnisse decken sich dabei weitestgehend mit den zuvor beschriebenen Erklärungsmodellen für die internen Prozesse.

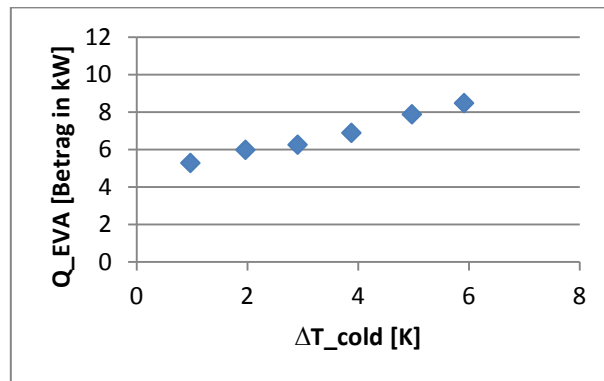


Abbildung 5-16: Q_{EVA} über ΔT_{cold}

In Abbildung 5-16 ist ein Abfall der Kälteleistung mit abnehmender Temperaturspreizung des abführenden Mediums im Wärmetauscher erkennbar. Der negative Einfluss größerer Temperaturspreizungen bei Heiz- und Kühlwasser ist aus Abbildung 5-17 erkennbar. Es zeigt sich dabei vor allem der unmittelbare Einfluss des eingestellten Kühlwasservolumenstromes, der das Leistungsspektrum von 11kW Kältebelast bei $\Delta T_{\text{cool}} = 3^{\circ}\text{C}$ (maximaler Pumpendrehzahl) bis zum Abbruch des Prozesses bei $\Delta T_{\text{cool}} = 10^{\circ}\text{C}$ beeinflussen kann.

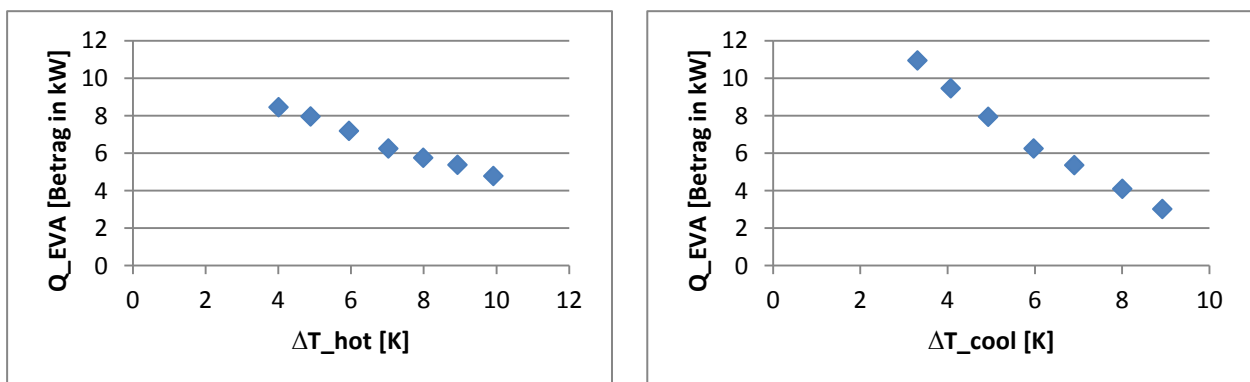


Abbildung 5-17: Q_{EVA} über ΔT_{hot} (links) und Q_{EVA} über ΔT_{cool} (rechts)

Die für die Charakteristik der Kennlinien verantwortlichen physikalischen Effekte sind in Kapitel 5.3.1, 5.3.2 und 5.3.3 genauer erklärt. Maßgeblich ist dabei, dass das mittlere Temperaturniveau der externen Kreisläufe mit zunehmenden Spreizungen am Generator gesenkt, sowie an Absorber, Kondensator und Verdampfer erhöht wird.

Da interne Temperaturen an Verdampfer und Absorber nicht bekannt sind und auf der Innenseite der Wärmeübertragung zweiphasige Gemische auftreten, kann nur durch die Messungen der Einfluss auf die Temperaturverläufe in den einzelnen Wärmetauschern, mit Grädigkeit und Steigungen, nicht exakt festgestellt werden.

5.4 Analyse der Messunsicherheiten

Um eine Messunsicherheit der gerechneten Leistungen angeben zu können, musste eine Abschätzung durchgeführt werden. Der dafür benötigte Ansatz war über das Gauß'sche Fehlerfortpflanzungsgesetz (Hering et al. 2009, S. 114) gemäß Gl. 5-1 gegeben.

$$s_f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 * s_x^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 * s_y^2 + \dots} \quad \text{Gl. 5-1}$$

Die dafür benötigten Standardabweichungen der Messwerte wurden im Zuge der Kalibrierung aus den in Bezug zur Referenz gemessenen Abweichungen ermittelt, siehe dazu Tabelle 4-2 und Tabelle 4-3. Um die geringe Stichprobengröße und Messunsicherheiten zu Folge der Kalibrierung (Referenz, Messmethode) oder des Einbaus zu berücksichtigen, ließ man diese Einflüsse in die Standardabweichungen einfließen und ermittelte die Messunsicherheit. Die Anpassung der Werte erfolgte für die Temperaturmessung durch grobes Aufrunden. Die Standardabweichungen der Volumenstrommessgeräte wurden zur Berücksichtigung der Messunsicherheit des Referenzgerätes mit 0,15% des Maximalwertes der Auslegung der einzelnen Messstellen addiert und nachfolgend ebenfalls aufgerundet. Die dadurch errechneten Werte sind in Tabelle 5-3 und Tabelle 5-4 dargestellt.

Tabelle 5-3: Messunsicherheiten Temperaturmessung für Analyse der Messunsicherheit

	Pt100	Thermoelement
Messunsicherheit	0,05 [K]	0,1 [K]

Tabelle 5-4: Messunsicherheiten Volumenstrommessung für Analyse der Messunsicherheit

	V_hot	V_cold	V_cool	V_cool_CON
Messunsicherheit	0,007 [m³/h]	0,015 [m³/h]	0,012 [m³/h]	0,01 [m³/h]

Die partiellen Ableitungen werden an der Messstelle ausgewertet, das heißt für jeden Messpunkt die allgemeine partielle Ableitung ermittelt und danach die Werte der Messung eingesetzt. Für die vorliegenden errechneten Leistungen, wie Gl. 4-2 ergibt sich beispielsweise nun eine Messunsicherheit in kW gemäß Gl. 5-2.

$$u_{Q_{GEN}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{GEN}}{\partial t_{hot,in}}\right)^2 * u_{t_{hot,in}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{GEN}}{\partial t_{hot,out}}\right)^2 * u_{t_{hot,out}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{GEN}}{\partial \dot{V}_{hot}}\right)^2 * u_{\dot{V}_{hot}}^2} \quad \text{Gl. 5-2}$$

Ähnlich ist nun mit den leicht unterschiedlichen Leistungsberechnungen für Absorber-, Kondensator- und Verdampferleistung zu verfahren. Über die Messunsicherheiten der Leistungen am Generator und Verdampfer kann danach das gleiche Verfahren auf den COP der Kühlanwendung der Absorptionswärmepumpe angewendet werden, bereits abgeleitet angeschrieben gemäß Gl. 5-3.

$$u_{COP_c} = \sqrt{\left(\frac{1}{\dot{Q}_{EVA}}\right)^2 * u_{\dot{Q}_{GEN}}^2 + \left(-\frac{\dot{Q}_{GEN}}{\dot{Q}_{EVA}^2}\right)^2 * u_{\dot{Q}_{EVA}}^2} \quad \text{Gl. 5-3}$$

Auf Grund der nun angeführten Zusammenhänge ergeben sich folgende minimale und maximale Werte der Messunsicherheiten in Tabelle 5-5. Die Werte ergeben sich dabei in der Höhe analog zu den Größen der Messwerte, die in den Ableitungen eingesetzt werden. Kleinere Werte der Abweichung für Leistungen treten somit in den Teillastbereichen auf während die Maximalwerte im Vollastfall zutreffen. Für den Leistungskoeffizienten ergeben sich

die maximalen Messunsicherheiten im unteren Teillastbereich, da für diese geringen Leistungen die relative Messunsicherheit in Bezug zum Messwert zunimmt. Zusätzlich sind die minimalen und maximalen prozentuellen Abweichungen vermerkt.

Tabelle 5-5: Messunsicherheiten der Rechenwerte

Rechenwert	u_{\min}	u_{\max}	% _{min}	% _{max}
Q_{GEN}	0,125 kW	0,28 kW	0,7	2,9
Q_{ABS}	0,18 kW	0,55 kW	1,5	4,6
Q_{CON}	0,125 kW	0,28 kW	0,9	5,3
Q_{EVA}	0,06 kW	0,35 kW	1,0	5,1
COP_c	0,02	0,12	2,8	34,2

Die Messunsicherheit ist dabei jener Kennwert, innerhalb dessen sich bei Normalverteilung der Messungenauigkeit 68% der gemessenen Werte befinden, in Bezug zum realen Wert. Sie gibt somit die Breite der Häufigkeitsverteilung an und beschreibt die Genauigkeit des verwendeten Messverfahrens. (Hering et al. 2009, S. 112)

5.5 Zusätzliche Betriebserfahrungen

Im Zuge der Messung auftretende Phänomene, die nicht auf den grundlegenden Prozessen der Absorptionswärmepumpe erklärbar sind, sollen im folgend kurz aufgezeigt werden.

5.5.1 Temperaturschwingungen im Generatorwärmetauscher

Bei einigen Messpunkten, vorrangig im Volllastbereich und bei Temperaturen zwischen 80 und 95°C am Heizwassereintritt, traten Temperaturschwingungen am Generator auf. Unter der Voraussetzung, dass sich der Koeffizient des äußeren Wärmeübergangs bei annähernd gleichbleibenden Temperaturen und Volumenströmen nicht sprunghaft verändert, sind diese Effekte nicht durch die externe Seite basierend anzunehmen. Für den Messpunkt $t_{\text{hot_in}} = 95^\circ\text{C}$, $t_{\text{cool_in}} = 32^\circ\text{C}$ und $t_{\text{cold_out}} = 15^\circ\text{C}$ sind die Aufzeichnungen der Ein- und Austrittstemperatur des Heizwassers in Abbildung 5-18 gezeigt. Die an der Eintrittsseite auftretenden Schwingungen sind dabei durch die Beimischung im Vorlauf zu begründen.

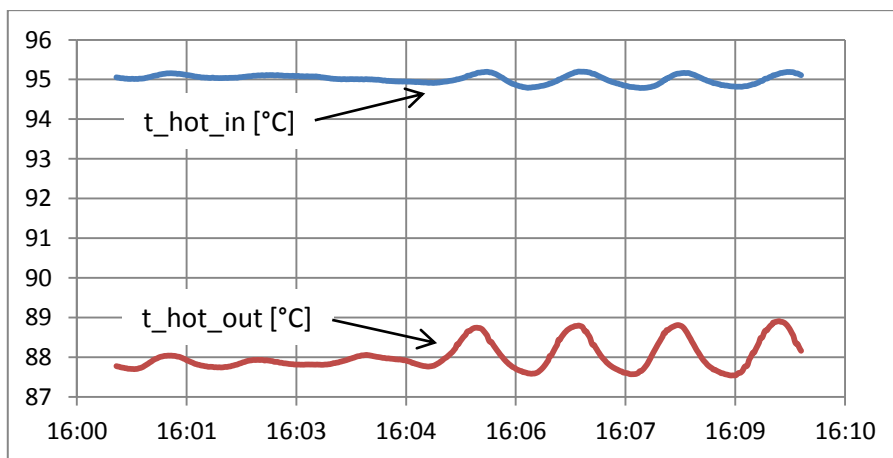


Abbildung 5-18: Temperaturschwingungen Heizwassertemperaturen

In Abbildung 5-19 sind parallel dazu die internen Temperaturen an Eintritt und Austritt in den Generator und des baulich nachfolgenden Sammelbehälters über der Zeit aufgetragen. Dabei

ist erkennbar, dass die Austrittstemperatur (über $t_{\text{pso_STH}}$ ausgedrückt) nach einsetzen der Schwingungen tendenziell kontinuierlich absinkt, währenddessen die Austrittstemperatur am Generator bei circa gleichbleibender mittlerer Temperatur beinahe entgegengesetzte Verläufe der Schwingung annimmt ($\sim 180^\circ$ Phasenverschiebung). In Folge der niedrigeren Temperatur der in den Lösungsmittelwärmetauscher rückfließenden armen Lösung senkt sich die Temperatur der reichen Lösung am Eintritt in den Generator.

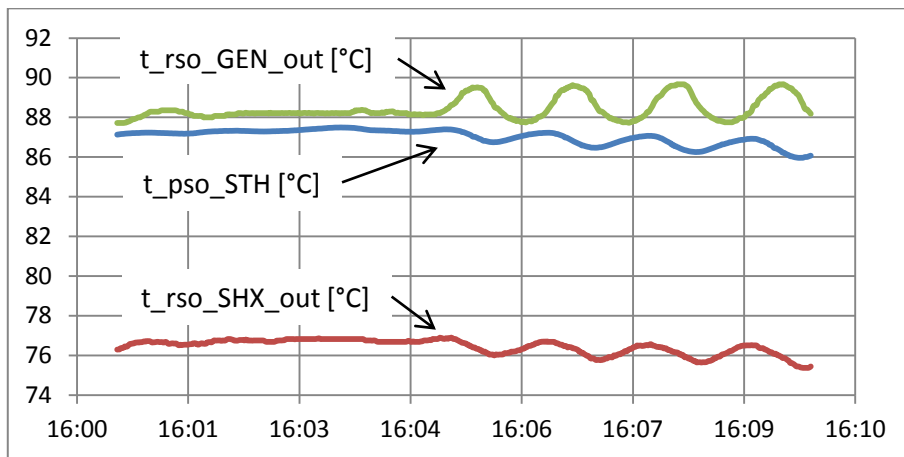


Abbildung 5-19: Temperaturschwingungen interne Generatortemperaturen

Die Begründung für den Zusammenhang, dass die Temperaturdifferenz auf der externen Seite sinkt und somit weniger Leistung übertragen wird und dabei gleichzeitig die Austrittstemperatur aus dem Generator ansteigt, kann durch einen Abfall des Massenstromes an reicher Lösung gegeben sein. Über Gl. 4-8 kann qualitativ dieser Zusammenhang aus der armen Lösung, dargestellt in Abbildung 5-20 links, abgelesen werden, unter der Annahme, dass sich der Kältemittelmassenstrom (Größenordnung 50-70 kg/s) nur in geringem Ausmaß ändert.

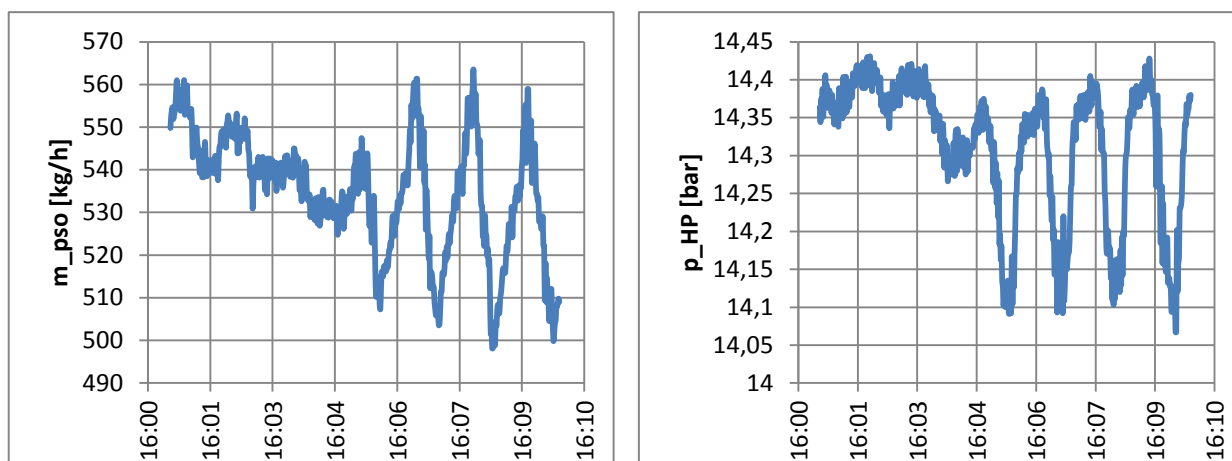


Abbildung 5-20: Massenstrom armer Lösung und Hochdruck bei Generatorschwingungen

Die Darstellung des Hochdruckes in Abbildung 5-20 rechts zeigt, dass circa gleichzeitig ein Druckabfall auftritt. Der Druck wird in der Kältemittelleitung nach dem Sammelbehälter gemessen. Dieser lässt somit, bei gleichbleibenden Verhältnissen der externen Temperaturen im Kondensator, möglicherweise auf weniger Gasphasenaustritt aus dem Generator schließen, analog zum Massenstrom armer Lösung. Dies wiederum könnte im Zusammenhang mit schlechteren Wärmeübergangskoeffizienten auf der Lösungsseite des Generators und einem Aufbau und Abfall von Flüssigkeitssäule im Bauteil stehen.

Eine Erklärung für die auftretenden Temperaturschwingungen erfordert eine tiefgehende Analyse der am Wärmetauscher gegebenen Strömungsverhältnisse und Profilausprägung der zweiphasigen Ammoniak / Wasser Lösung über der Bauteilhöhe. Es könnte sich dabei

beispielsweise um instationäre Verdampfung mit Blasenbildung handeln, die über daraus resultierende Druckverluste den Prozess beeinflusst. Mit der bestehenden Messtechnik konnte allerdings nur ein Effekt auf den gesamten Prozess festgestellt werden, weshalb keine genaueren Rückschlüsse gegeben werden können.

5.5.2 Einfluss der Kalibrierdaten der Absorptionswärmepumpe

Über die Bedieneinheit der Absorptionswärmepumpe ist eine Kalibrierung der anlageninternen Messtechnik für Temperaturen und Volumenströme in den hydraulischen Strängen mittels Offset und Ausgleichsfaktor möglich. Im Zuge der Messungen wurden diese Kalibrierdaten bestimmt und an die Anlage übergeben. Ziel war dabei die möglichen Auswirkungen von Messabweichungen auf die Regelung der Anlage zu minimieren.

Auffallend war, dass sich nach der Kalibrierung eine geringere Anlagenleistung einstellte im Vergleich zu Messungen mit gleichen Randbedingungen vor der Kalibrierung. Exemplarisch sollen dazu in Tabelle 5-6 einige Messpunkte miteinander verglichen werden. Ausschlaggebend dafür ist vor allem die geringere gemessene Temperaturdifferenz am Kaltwasserstrang nach der Kalibrierung (bis zu 0,4K geringer), womit die errechnete Kälteleistung kleinere Werte annimmt und in weiterer Folge Lösungsmittelpumpendrehzahl und Leistungen sinken.

Allgemein lässt sich auch aus weiteren Vergleichsmessungen herauslesen, dass ein Abfall der Leistung vor allem bei Betrieb in Teillast bemerkbar ist, währenddessen bei Volllast die gemessenen Werte annähernd übereinstimmen. Die nicht aufgelisteten Messwerte wie Drücke oder Prozesstemperaturen sind im zeitlichen Vergleich kaum verändert. Die internen Kältemittelmassenströme an Kondensator und Verdampfer veränderten sich analog zu den Leistungen.

Tabelle 5-6: Leistungsverluste in Folge Kalibrierung bei Vergleichsmessungen mit gleichen Randbedingungen

Messung	t_hot_in	t_cool_in	t_cold_out	Q_GEN	Q_CON	Q_ABS	Q_EVA	COP_C
	°C	°C	°C	KW	KW	KW	KW	-
13.04.2011	79,87	23,99	14,80	-32,52	26,47	27,86	-21,57	0,665
13.04.2011	79,99	24,04	12,14	-30,88	23,97	26,38	-19,37	0,627
13.04.2011	79,81	24,07	9,03	-26,31	19,30	22,36	-15,44	0,587
13.04.2011	79,83	24,00	6,01	-20,88	14,80	17,76	-11,67	0,559
16.05.2011	80,02	24,04	15,05	-32,18	26,42	27,53	-21,43	0,667
16.05.2011	80,12	24,00	11,96	-30,49	23,58	25,78	-18,68	0,613
16.05.2011	79,97	23,99	8,87	-25,46	18,81	21,54	-14,89	0,585
16.05.2011	79,89	24,02	6,05	-19,38	13,59	16,50	-10,64	0,549
Differenz 16.05 zu 13.04	0,15 K	0,05 K	0,25 K	-1,1 %	-0,2 %	-1,2 %	-0,7 %	0,4 %
	0,13 K	-0,04 K	-0,18 K	-1,3 %	-1,6 %	-2,3 %	-3,6 %	-2,3 %
	0,16 K	-0,08 K	-0,16 K	-3,2 %	-2,5 %	-3,7 %	-3,6 %	-0,4 %
	0,06 K	0,02 K	0,04 K	-7,2 %	-8,2 %	-7,1 %	-8,8 %	-1,8 %

Dieser Abfall steht unter Berücksichtigung der Regelung der Absorptionswärmepumpe gemäß Kapitel 4.8 mit der Veränderung der Kalibrierdaten in Zusammenhang. Die Kühlleistung der Anlage wird aus den gemessenen Werten zu Gl. 4-12 berechnet und in weiterer Folge wird gemäß dem Verlauf der Regelung in Abbildung 4-9 die Lösungsmittelpumpendrehzahl geregelt.

Durch Messabweichungen kann beispielsweise eine geringere Temperaturdifferenz oder ein geringerer Volumenstrom gemessen und daraus eine geringere Leistung errechnet werden. Als Konsequenz wird die Lösungsmittelpumpe auf eine geringere Drehzahl geregelt, wodurch die Leistung der Anlage tatsächlich sinkt.

Im Vollastfall ist dieser Effekt ohne signifikante Auswirkung, da die Charakteristik der Regelung gemäß Abbildung 4-9 für Leistungen größer $\dot{Q}_0 = -19 \text{ kW}$ die Pumpe bei voller Drehzahl ansteuert. Bei hohen Leistungen kann ebenfalls ein geringerer relativer Einfluss (in Prozent der Bezugsdrehzahl) bei gleichen Leistungsänderungen als im unteren Teillastfall berechnet werden. Dies entspricht der in Tabelle 5-6 gezeigten Ergebnisse der Messungen. Dabei verändert sich der COP des Kälteprozesses wegen der allgemeinen Leistungsverringerung nur geringfügig.

Auch für den Niederdruck ergeben sich bei Anpassung der Kalibrierdaten in Folge des veränderten mittleren Temperaturniveaus des Kaltwassers und der berechneten Kälteleistung unterschiedliche Werte (vgl. Gl. 4-10 und Gl. 4-11). Wesentliche Veränderungen ergeben sich nur bei signifikant veränderten Offsetwerten der Temperaturen. In den gegebenen Vergleichswerten konnte ein nur geringer Abfall des Niederdruckes in den Betriebspunkten abgelesen werden.

5.5.3 Lösungsmittelpumpe

Die Lösungsmittelpumpe ist als Membranpumpe ausgeführt, die über eine Keilriemen-Übersetzung durch einen konventionellen Elektromotor angetrieben wird. Die gemessene Lösungsmittelpumpendrehzahl, ausgelesen aus dem Frequenzumrichter, bezieht sich dabei auf die Umdrehungen des Elektromotors. Trägt man diese gemessenen Lösungsmittelpumpendrehzahlen über der Verdampferleistung auf, ergibt sich der in Abbildung 5-21 links dargestellte Verlauf. Vergleicht man diesen mit den Vorgaben der Regelung der Absorptionswärmepumpe in Abbildung 4-9 erkennt man deutlich die Übereinstimmung. Zusätzlich kann die eingestellte Bezugsleistung \dot{Q}_0 der Regelung bei etwa 19,5 kW ablesen, ab der die Lösungsmittelpumpe bei maximaler Drehzahl arbeitet. Stellt man nun die Massenströme reicher Lösung in Zusammenhang mit der Lösungsmittelpumpendrehzahl dar, ergibt sich der Verlauf zu Abbildung 5-21 rechts. Dabei zeigt sich eine Streuung der Messpunkte verursacht durch den Eintrittszustand (Druck, Dichte) der reichen Lösung. So variiert beispielweise der Massenstrom reicher Lösung bei 80 Hz trotz konstanter Betriebsdrehzahl der Lösungsmittelpumpe zwischen 600 und 700 kg/h.

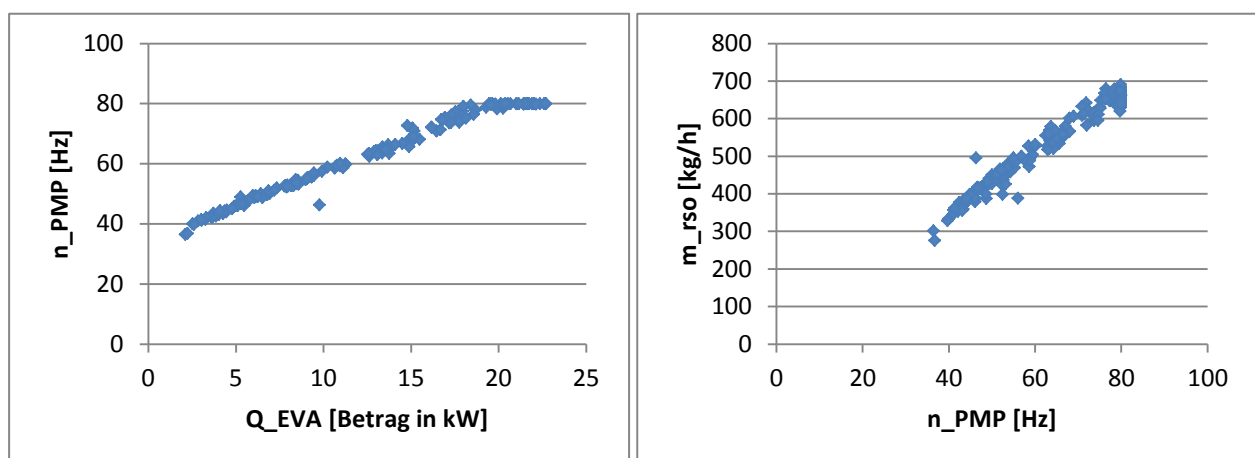


Abbildung 5-21: Lösungsmittelpumpendrehzahl über Verdampferleistung (links) und Massenstrom reicher Lösung über Lösungsmittelpumpendrehzahl (rechts)

5.5.4 Dämpfer

Zweck des Dämpfers ist die Schwingungsdämpfung der un stetigen Förderung der Lösungsmittelpumpe. Der Bauteil ist als vertikaler Behälter mit Zu- und Ablauf an der Unterseite konstruiert und über ein abgezweigtes Rohr vom Heizwasserkreislauf mit einer stehenden Wassersäule gefüllt (vgl. Abbildung 4-5). Dadurch erfolgt eine geringe Beheizung der reichen Lösung durch das Heizwasser im Bereich von 0,25 – 0,5 kW (siehe dazu auch Abbildung 6-2).

In der gegebenen Konfiguration kann bei Hochdruck und dem gemessenen Temperaturniveau von ein- und austretender Lösung die Austreibung einer ammoniakreichen Gasphase im Dämpfer ausgeschlossen werden. Die dämpfende Wirkung konnte mit der gegebenen Messtechnik nicht ausgewertet werden. Nach Rücksprach mit der Fa. Pink wurde eine signifikante Dämpfung der Schwingungen bestätigt und auf diesbezüglich Probleme bei Betrieb ohne Dämpfer hingewiesen. In diesem Zusammenhang ist eine schwingungsmindernde Wirkung über mechanische Dämpfung durch das Bauteil oder zu Folge der Bildung einer Gasphase im Behälter aus Inertgasen (Restluft im System, Korrosion) denkbar.

Der Einfluss der Beheizung auf die Dämpfung konnte im Zuge dieser Auswertung nicht untersucht werden. Die zugeführte Wärme auf Hochtemperaturniveau des Heizwasserkreislaufes führt bei Betrachtung des Wärmepumpenprozesses zur Verschlechterung der Leistungszahl, da die dem Lösungsmittelwärmetauscher zufließende reiche Lösung erwärmt wird und somit die dort übertragbare Wärmemenge sinkt. In einer Simulation des Prozesses konnte bei eingebautem Dämpfer im Vergleich zur Betrachtung ohne das Bauteil eine Verschlechterung des COP_C-Wertes von 0,5% im Vollastbetrieb und bis zu 2% im unteren Teillastbereich festgestellt werden.

6 SIMULATION

Abhängig von den in den vorherigen Kapiteln gefundenen Zusammenhängen und Ergebnissen, sollte nun ein möglichst detailgetreues Abbild von den realen stationären Prozessen für ein Simulationsmodell in EES (Engineering Equation Solver, 2011) verwendet werden. Dieses soll in eine TRNSYS Berechnung der Jahresarbeitszahl der Anlage einfließen, um in weiterer Folge Optimierungspotentiale für den Betrieb von Absorptionswärmepumpen zur Kühlung aufzudecken.

Für die Simulation waren die aus den Messungen vorgegebenen Temperaturniveaus und Volumenströme beziehungsweise Temperaturspreizungen der externen hydraulischen Stränge gegeben. Außerhalb des vermessenen Betriebsbereiches gemäß Kapitel 5.1 sind zusätzlich Messungen notwendig, um die Ergebnisse validieren und gegebenenfalls die Simulation anpassen zu können. Die Simulation hat dabei, analog zum realen Betrieb, mit folgenden sechs Eingangsparametern in den angeführten Betriebsbereichen zu erfolgen:

- Heizwassereintrittstemperatur
- Heizwasservolumenstrom (oder alternativ Heizwasseraustrittstemperatur)
- Kühlwassereintrittstemperatur
- Kühlwasservolumenstrom (oder alternativ Kühlwasseraustrittstemperatur)
- Kaltwasseraustrittstemperatur
- Kaltwasservolumenstrom (oder alternativ Kaltwassereintrittstemperatur)

Ziel war es nun, sämtliche Zusammenhänge in Abhängigkeit dieser Eingangsparameter zu finden. Dies erfolgte mittels der Überleitung der externen Temperaturniveaus in internen Zustandsgrößen, in Form von Drücken und Temperaturen des Absorptionswärmepumpenprozesses. Dafür kamen vor allem physikalische Gesetze an den Wärmetauschern in Betracht.

Zusätzlich stellte sich vor allem die Aufgabe, die Größenordnung der Leistung des Wärmepumpenprozesses ohne vorherige Kenntnis einer der Leistungen abschätzen zu können. Dafür war ein von der internen Prozessrechnung unabhängiger Ansatz zur Berechnung über die charakteristischen Gleichungen nach (Ziegler 1997) notwendig, die eine Leistungsberechnung ermöglichen.

6.1 Das Simulationsmodell

Als Modell diente der Kreislauf einer einstufigen Absorptionswärmepumpe, ausgeführt mit Lösungsmittelwärmetauscher jedoch ohne Dephlegmator. Das Schema ergab sich analog zu Abbildung 4-6. Für die Ausgabe der Simulation waren sowohl tabellarische Auflistungen der Rechenwerte wie auch eine visuelle Ausgabe als Prozessschaubild mit den zugehörigen Bauteilparametern, gemäß Abbildung 6-1, in Verwendung.

Die einzelnen Messpunkte im Prozess wurden in der Simulation mit fortlaufenden Nummern versehen, im Gegensatz zu der Benennung der Messergebnisse, die Ort und Medium beinhaltet. Folglich soll der Prozess mit der zugehörigen Nummerierung rekonstruiert werden. Ausgehend vom Lösungsmittelsammelbehälter (SAC) [1] wird die reiche Lösung von der Pumpe (PMP) auf den Hochdruckzustand [2] gehoben. Nach dem Dämpfer (DMP) [3] erfolgt im Lösungsmittelwärmetauscher (SHX) die Wärmeübertragung von der rücklaufenden armen Lösung an die reiche Lösung [4].

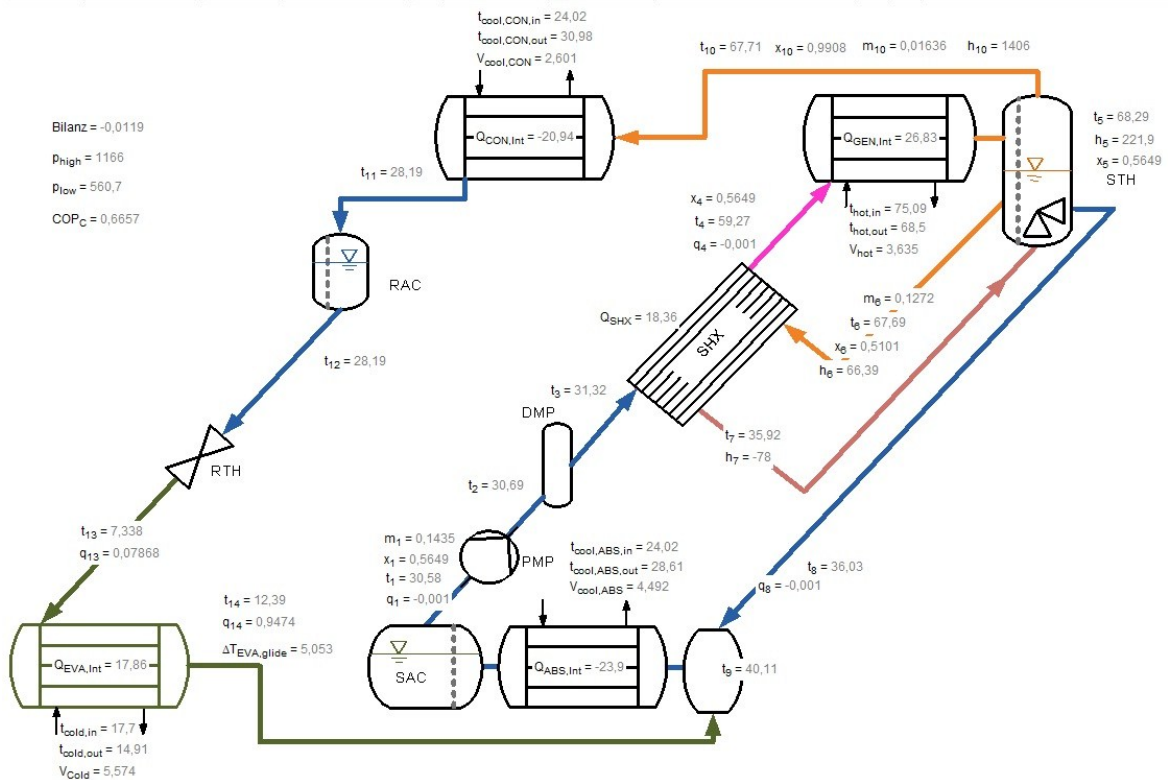


Abbildung 6-1: visuelle Ausgabe Simulation

Im Generator (GEN) selbst wird die Wärme auf hohem Temperaturniveau von Extern zugeführt und ausgehend vom resultierenden Zustand [5] ergibt sich die Teilung in den gasförmigen Kältemittelmassenstrom mit Zustand [10] sowie den flüssigen Massenstrom der armen Lösung [6]. Letztere wird, wie bereits zuvor erwähnt, im Lösungsmittelwärmetauscher abgekühlt [7] und danach von der Lösungsmitteldrossel (STH) auf Niederdruckniveau entspannt [8].

Im Kältemittelkreislauf kühlt das Medium zuerst im Kondensator (CON) auf den flüssigen Zustand [11] ab und wird im Kältemittelsammelbehälter (RAC) aufgefangen. Nach dem Sammelbehälter [12] expandiert das Kältemittel in der Kältemitteldrossel (RTH) auf Niederdruckniveau [13] und wird im zweiphasigen Zustand dem Verdampfer (EVA) zugeführt. In diesem erfolgt die Zufuhr der Verdampfungswärme an das Medium und nachfolgend im Zustand [14] die Überleitung in den Absorber. Dort vermischt sich Kältemittel und arme Lösung zu einem theoretischen Gemisch [9] und nachfolgend erfolgt die Absorption, wodurch sich wieder Zustand [1] einstellt.

Es wurden dabei für die Realisierung der einzelnen Zustandsänderungen in der Simulation folgende grundlegende Annahmen getroffen:

- Beschränkung auf stationäre Prozesse, das bedeutet gleichbleibende Temperaturen und Volumenströme der externen Quellen.
- Isenthalpe Expansion in Kältemittel- und Lösungsmitteldrossel
- Keine Druckverluste in den Komponenten
- Prozessinterne Wärme- und Temperaturverluste lediglich in den heiß durchströmten Rohren zwischen Generatöraustritt und Kondensator beziehungsweise zwischen Generator und Lösungsmittelwärmetauscher.
- Um Verluste von den intern berechneten zu den extern messbaren Leistungen durch die Heiz-, Kühl- und Kaltwasserverrohrung berücksichtigen zu können, wurde in der Simulation zwischen diesen beiden unterschieden, abgesehen von Wärmeverlusten in den Generatorleitungen davon aber kein Gebrauch gemacht.

6.1.1 Systemparameter und Bilanzen

Als Grundlage des Simulationsprogrammes in EES wurde eine Stoffdatenbank für Ammoniak / Wasser Gemische verwendet. Dabei waren immer drei aussagekräftige Parameter zur Bestimmung eines Zustandes im Kreislauf notwendig (nicht aussagekräftig ist beispielsweise die Dampfzahl bei überhitzten oder unterkühlten Gemischen). Dafür kamen im Wesentlichen folgende fünf Parameter zur Verwendung:

- Temperatur t
- Druck p
- Enthalpie h
- Konzentration x
- Dampfzahl q

Die Parameter konnten in unterschiedlicher Konstellation zur Ermittlung der unbekanntenen Zustandsparameter verwendet werden. Zusätzlich waren für die Leistungsberechnungen die Massenströme „ \dot{m} “ an armer und reicher Lösung sowie des Kältemittels im System notwendig. Die Stoffbilanzen von Ein- und Austretenden Medien an den Komponenten, sowie die Kenntnis über die Drücke in den Teilkomponenten ermöglichten als Konsequenz die Festsetzung mehrerer Parameter in den Zustandspunkten der Teilkreisläufe gemäß Tabelle 6-1.

Tabelle 6-1: festgesetzte Parameter in den Zustandspunkten (p_{low} ... Niederdruck; p_{high} ... Hochdruck; r_{so} ... reiche Lösung (rich solution); p_{so} ... arme Lösung (poor Solution); ref ... Kältemittel (refrigerant))

Punkt	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Druck	P_{low}	P_{high}	P_{high}	P_{high}	P_{high}	P_{high}	P_{high}	P_{low}	P_{low}	P_{high}	P_{high}	P_{high}	P_{low}	P_{low}
Konzentration	x_{rso}	x_{rso}	x_{rso}	x_{rso}	x_{rso}	x_{pso}	x_{pso}	x_{pso}	x_{rso}	x_{ref}	x_{ref}	x_{ref}	x_{ref}	x_{ref}
Massenstrom	\dot{m}_{rso}	\dot{m}_{rso}	\dot{m}_{rso}	\dot{m}_{rso}	\dot{m}_{rso}	\dot{m}_{pso}	\dot{m}_{pso}	\dot{m}_{pso}	\dot{m}_{rso}	\dot{m}_{ref}	\dot{m}_{ref}	\dot{m}_{ref}	\dot{m}_{ref}	\dot{m}_{ref}

Es wurden die dadurch gegebenen Bilanzgleichungen, Druckzuweisungen und die Massenerhaltung, gemäß Gl. 4-8, in der Simulation implementiert. Eine zusätzliche Gleichung ergab sich aus der Massenerhaltung von Ammoniak im Generator zu Gl. 6-1.

$$\dot{m}_{rso} * x_{rso} = \dot{m}_{pso} * x_{pso} + \dot{m}_{ref} * x_{ref} \quad \text{Gl. 6-1}$$

6.1.2 Leistungsberechnung

In der Simulation mussten, umgekehrt zur Messung, die Leistungen des Systems aus den internen Zuständen berechnet werden. Die dafür benötigten Gleichungen, als Resultierende aus den internen Energiebilanzen von Eintritt zu Austritt über die Komponenten Generator, Absorber, Kondensator und Verdampfer, ergaben sich zu Gl. 6-2 bis Gl. 6-5. Die Indizes wurden analog des zuvor gezeigten Simulationsschemas angewandt.

$$\dot{Q}_{GEN,Int} = \dot{m}_{rso} * (h[5] - h[4]) \quad \text{Gl. 6-2}$$

$$\dot{Q}_{EVA,Int} = \dot{m}_{ref} * (h[14] - h[13]) \quad \text{Gl. 6-3}$$

$$\dot{Q}_{CON,Int} = \dot{m}_{ref} * (h[11] - h[10]) \quad \text{Gl. 6-4}$$

$$\dot{Q}_{ABS,Int} = \dot{m}_{pso} * (h[1] - h[9]) \quad \text{Gl. 6-5}$$

Bei Berücksichtigung der Größen der Enthalpien in den einzelnen Gleichungen ergeben sich die Generator und Verdampferleistung als zugeführte Wärmen mit positivem Vorzeichen, sowie Kondensator und Absorber als abgeführte Wärmen mit negativem Vorzeichen. Die Umrechnung der internen in die externen Leistungen berücksichtigte, wie zuvor erwähnt, die Verluste im Kalt- und Kühlwasserstrang nicht, womit sich die externe gleich der internen Leistung errechnete. Für den Heizwasserstrang wurde die in den Dämpfer übertragenen Leistung sowie die Verlustleistung aus frei liegenden Rohren in Zu- und Ablauf gemäß Gl. 6-6 eingesetzt.

$$\dot{Q}_{GEN,Ext} = \dot{Q}_{GEN,Int} + 10 \left[\frac{W}{m^2K} \right] * 0,1[m^2] * (t_{hot,in} - t_{air}) + \dot{Q}_{DMP} \quad \text{Gl. 6-6}$$

Der mittlere Teil der Gleichung stellt dabei den Wärmeübergang vom Rohr zu der Umgebung dar. Da die Anlage einen geschlossenen Aufbau aufwies, musste dafür die Temperatur t_{air} im Inneren herangezogen werden, die während der Messungen bei etwa 35°C lag. Fläche und U-Wert (siehe dazu Gl. 6-10) wurden überschlägig angenommen, in der Grundannahme, dass der äußere Wärmeübergang an die Umgebung bestimmend wirkt und bei etwa 10 W/m²K liegt.

Für die im Dämpfer an die reiche Lösung übertragene Wärmeleistung wurde, mangels Berechnungsgrundlage für eine stehende Wassersäule bei unbekanntem Zufluss, die aus den Messungen resultierende Temperaturdifferenz im Dämpfer in die eingebrachte Wärmeleistung umgerechnet. Dafür berechneten sich in EES die Zustände vor und nach dem Dämpfer aus den Messwerten. Es ergab sich dabei ein Zusammenhang gemäß Abbildung 6-2 zu Gl. 6-7.

$$\dot{Q}_{DMP} = k_{1,\dot{Q}_{DMP}} * \dot{V}_{hot}^2 + k_{2,\dot{Q}_{DMP}} * \dot{V}_{hot} + d_{1,\dot{Q}_{DMP}} \quad \text{Gl. 6-7}$$

Die Darstellung über dem Heizwasservolumenstrom erschien deshalb sinnvoll, da die in die Wassersäule konvektiv übertragene Wärme in einer positiven Korrelation dazu steht. Dies berücksichtigt den Umstand, dass im Aufbau der Volumenstrom vor dem Dämpfer in einem T-Stück 90° in den Generator umgeleitet wurde und damit wahrscheinlich Sekundäreffekte zu einer Zirkulation in der Wassersäule führten.

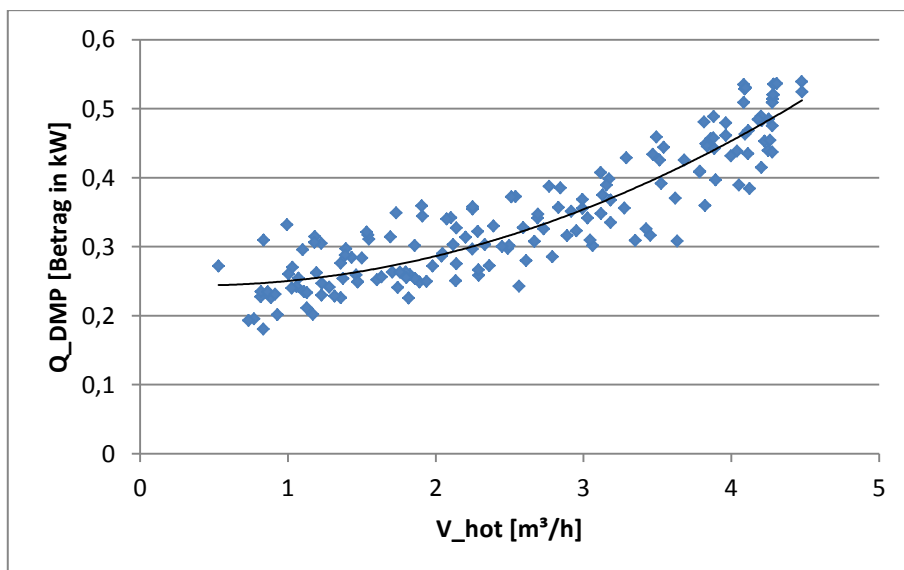


Abbildung 6-2: Dämpferwärmeleistung über dem Heizwasservolumenstrom

Da die berechnete Dämpferleistung im Vergleich zu den Generator- und Absorberleistungen kleine Werte annimmt, konnte von einem geringen Einfluss der Streuung der Messpunkte auf den Gesamtprozess durch die Ungenauigkeiten der Überleitung in die Simulation ausgegangen werden.

Die Lösungsmittelpumpe wurde in der Simulation, wegen der flüssigen Phase im Betriebspunkt, direkt im Ausmaß der Druckerhöhungsarbeit mit einem pumpenspezifischen Wirkungsgrad eingebettet. Der Wirkungsgrad war, durch den getrennten Aufbau von Motor und Membranpumpe, die über eine Hydraulik mit Druck beaufschlagt wurde, relativ hoch anzunehmen, etwa bei $\eta_{PMP} = 0,75$. Es ergab sich der Zusammenhang gemäß Gl. 6-8.

$$W_{spec,PMP} = \frac{v * \Delta p}{\eta_{PMP}} = \frac{v[1] * (p[2] - p[1])}{\eta_{PMP}} \quad \text{Gl. 6-8}$$

In der Berechnung des COP für die Kühlanwendung anhand Gl. 2-4 und in die Gesamtbilanz der Leistungen in der Simulation, analog zu Gl. 4-9 für die externen Leistungen, wurde die Pumpenleistung wegen ihrer geringen relativen Größenordnung nicht mit einbezogen. Aus einer Simulation mit den bekannten Messwerten konnte die Leistung für die Druckänderungsarbeit der reichen Lösung mit 95 – 190 W bestimmt werden.

6.2 Parameterübergabe und interne Prozessführung

Als Eingangsgrößen für die Simulation dienten die Eintrittstemperaturen von Heiz-, Kühl- und Kaltwasser in die Wärmetauscher sowie deren Volumenströme. Diese mussten in für den Kreislauf benötigte interne Parameter umgerechnet werden. In den folgenden Kapiteln soll auf die verwendeten Ableitungen ausführlich eingegangen werden. Für die realisierten Gleichungen sei auf den Anhang, Kapitel Koeffizienten in Simulationsgleichungen verwiesen.

6.2.1 Wärmeübergang im Generator

In Abbildung 6-3 kann man den exemplarischen Verlauf im Q-t-Diagramm des Generators für einen Messpunkt ablesen. Für die Abszisse wird die gesamte übertragene Wärmemenge in 10 Teilschritten aufgetragen, die Ordinate zeigt die zum Zustand zugehörige Temperatur. Die Steigungen ergeben sich für die Darstellung als Produkt aus Massenstrom und spezifische Wärmekapazität des Mediums gemäß Gl. 6-9. Wegen der Phasenänderung der reichen Lösung bei den gegebenen Temperaturen ist die spezifische Wärmekapazität nicht über den gesamten Bereich konstant.

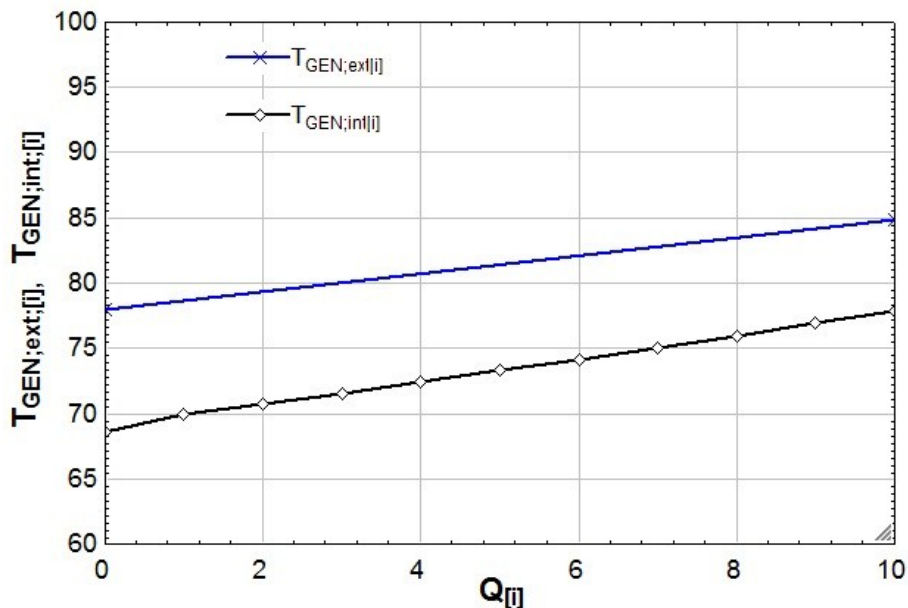


Abbildung 6-3: Exemplarische Temperaturverläufe im Generator (erstellt in EES)

Um von den externen Temperaturen auf interne Prozesstemperaturen überzuleiten, mussten die Zusammenhänge der Wärmeübertragung näher betrachtet werden. Allgemein konnte im Generator von der üblichen Wärmeübergangsberechnung gemäß Gl. 6-9 ausgegangen werden. Die logarithmische Temperaturdifferenz wurde dabei zuerst einzeln für die in Abbildung 6-3 dargestellten Teilbereiche berechnet. Die gesamte logarithmische Temperaturdifferenz am Generator war danach als arithmetisches Mittel dieser Werte zu ermitteln.

Mit der Kenntnis der logarithmischen Temperaturdifferenz, der Leistungen aus den Messungen und unter Berücksichtigung der gleichbleibenden Wärmetauscherfläche sollte nun nach Möglichkeit ein Rückschluss auf die Wärmeübertragungszahl U gefunden werden. Diese Kennzahl ist gemäß Gl. 6-10 abhängig von den Wärmeübergangskoeffizienten an der Innen- und Außenseite, welche ihrerseits eine Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit aufweisen. (vgl. VDI Wärmetatlas 2006, S.Gb1 ff)

$$\dot{Q} = U_{(\dot{Q}, \dot{V}, t)} * A_{\square} * \Delta T_{log} = \dot{m} * c_{p,(t)} * \Delta T \quad \text{Gl. 6-9}$$

$$U_{\dot{Q}, \dot{V}, t} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad \text{Gl. 6-10}$$

In einer Abhandlung von Ziegler und Albers (2009, S.20) wird die Herleitung des Wärmeübergangskoeffizienten für die Verwendung in der charakteristischen Gleichung zur Leistungsbestimmung für Absorptionswärmepumpen genauer betrachtet. Die Autoren gingen dabei davon aus, dass der Wärmeleitwiderstand des Rohres und der Wärmeübergangskoeffizient auf der Innenseite als konstant betrachtet werden können. Somit ergab sich, mittels eines Nusselt-Ansatzes für den Wärmeübergang an der Außenseite, eine Abhängigkeit ausschließlich vom Massenstrom des externen Mediums, unter der Annahme konstanter Stoffeigenschaften zur Berechnung von Reynolds- und Prandtlzahl.

Der Vergleich mit den gegebenen Messwerten konnte diese Annahme nicht verifiziert werden, dargestellt als $U \cdot A$ -Kennwert über dem Volumenstrom am Generator in Abbildung 6-4 links. Zwar erkennt man einen Zusammenhang der beiden Größen, die breite Streuung der Punkte bei unterschiedlichen Temperaturspreizungen erschwert allerdings eine Verwendung zur Ableitung der internen Temperaturen in der Simulation. Begründet werden kann dieses unterschiedliche Verhalten im Vergleich zu Ziegler und Albers (2009) durch die im Vergleich zu deren Annahmen nicht konstanten Massenströme auf der Lösungsseite. Im Weiteren zeigt sich ein Abfall der $U \cdot A$ -Kennwerte ab einer erkennbaren Grenzleistung, möglicherweise erklärbar durch den in Kapitel 5.5.1 beschriebenen Effekt (Temperaturschwingungen im Generator).

In Abbildung 6-4 rechts wird alternativ der $U \cdot A$ -Kennwert über der externen gemessenen Generatorleistung aufgetragen. Dabei ist im Teillastbereich kleiner 30 kW ein deutlicher Zusammenhang etwa in Form einer Geraden zwischen den Kennwerten erkennbar. Für große Leistungen wiederum ergibt sich ein deutlicher Abfall des Wärmeübergangs, der wie zuvor auf die in Kapitel 5.5.1 erklärten Mechanismen zurückgeführt werden kann. Dies würde auf eine hohe Abhängigkeit des $U \cdot A$ -Wertes vom Wärmeübergang auf der Lösungsseite hinweisen, im Gegensatz zu der von Ziegler und Albers (2009, S.20) getroffenen Annahme.

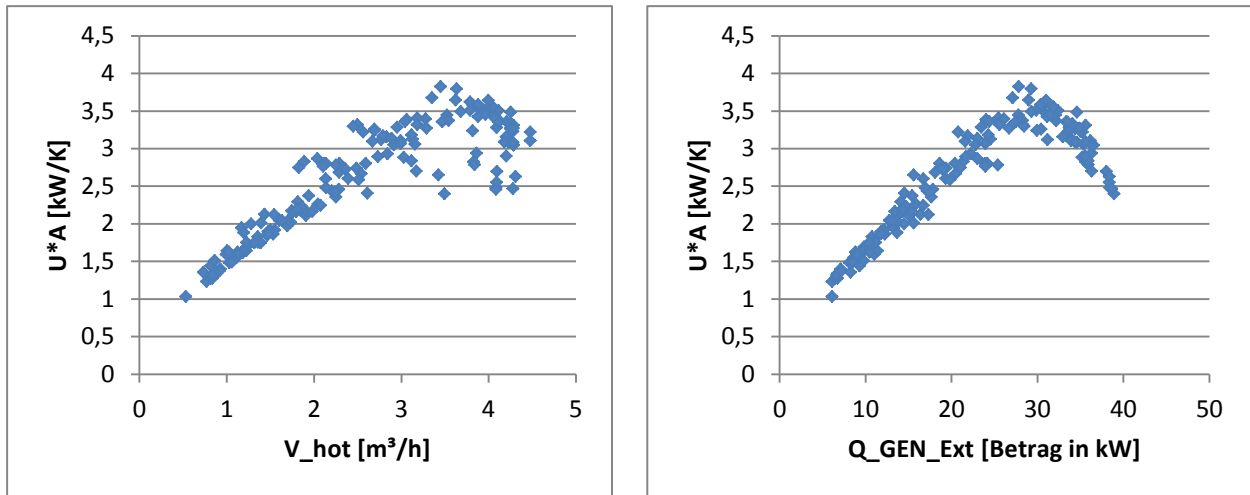


Abbildung 6-4: U*A-Kennwert des Generators dargestellt über V_{hot} (links) bzw. $Q_{GEN,Ext}$ (rechts)

Ergänzend dazu soll für eine Erklärung der Verlauf der logarithmischen Temperaturdifferenz betrachtet werden, dargestellt in Abbildung 6-5.

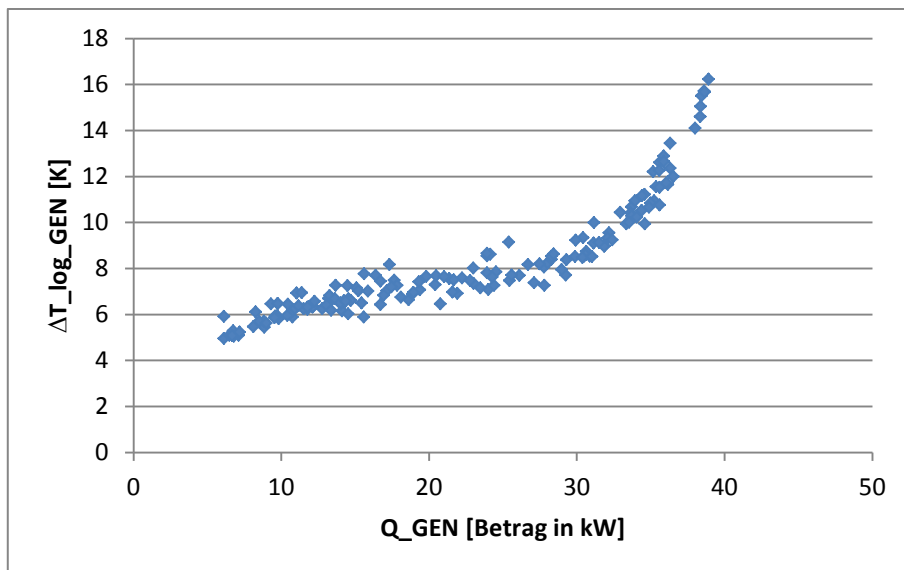


Abbildung 6-5: logarithmische Temperaturdifferenz über $Q_{GEN,Ext}$

Es lässt sich erkennen, dass für den Teillastbereich unterhalb von 30kW Generatorleistung die logarithmische Temperaturdifferenz sich annähernd konstant verhält. Bei größeren Leistungen steigt sie danach rapide an, resultierend aus einer Vergrößerung der Temperaturdifferenz zwischen den Medien sowohl am Eintritt als auch am Austritt des Generators.

Wird nun der Abfall der U*A Kennwerte ab einer gewissen Leistungsgrenze berücksichtigt, ergibt sich notwendigerweise gemäß Gl. 6-9 dieser Anstieg der logarithmischen Temperaturdifferenz für steigende Leistungen. Im Gegensatz zu möglichst konstanten Werten für eine kompakte Überleitung in die Simulation, nimmt diese für die unterschiedlichen Leistungsbereiche nun stark verschiedene Steigungen an, weshalb dieser Zusammenhang auch bei Kenntnis von Gl. 6-9 sich für die Simulation als nicht praktikabel erweist.

Ziel der Beschreibung des Wärmeüberganges am Generator wäre die Bestimmung der internen Temperaturen aus den Gleichungen gewesen. Mangels einfach rückschließbarer Ergebnisse, wurde alternativ dazu die direkte Implementierung des empirischen Zusammenhanges aus den Messdaten zwischen der Ein- und Austrittstemperatur des Heizwassers zu der Temperatur im Sammelbehälter und Eintrittstemperatur der reichen Lösung am Generator gewählt.

Dabei ergab sich aus der Charakteristik des Wärmtauschers, der als Gegenstromplattenwärmetauscher ausgeführt wurde, die minimale Temperaturdifferenz in Abhängigkeit der Temperaturspreizung auf der Eintrittsseite des Heizwassers. Über die Gl. 6-11 konnte aus dieser Randbedingung auf die interne Generatöraustrittstemperatur $t[5]$ rückgerechnet werden.

$$\Delta T_{ein} = t_{hot,in} - t[5] = k_{1,\Delta T_{ein}} * (t_{hot,in} - t_{hot,out}) + d_{1,\Delta T_{ein}} + F_{1,\Delta T_{ein}}(Q_{GEN,Int}, t_{cool,in}) \quad \text{Gl. 6-11}$$

In Abbildung 6-6 ist der Verlauf der gemessenen Temperaturdifferenzen dargestellt. Darin zeigt sich der Einfluss der Temperaturspreizung des Heizwassers am Generator ebenso, wie ein stark steigender Verlauf bei Volllast. Die Volllastpunkte wiesen dabei über die gesamte Länge des Wärmetauschers eine höhere Temperaturdifferenz zwischen den beiden Medien auf, basierend auf Prozessveränderungen die im Weiteren beschrieben werden sollen. Für große Generatorleistungen über 27,5 kW wurde deshalb als Ausgleich ein allgemeines Polynom $F_{1,\Delta T_{ein}}$ für die Differenzhöhung am Eintritt angesetzt. Aus den Messwerten zeigte sich, dass bei Kühlwassertemperaturen von 24°C im Vergleich zu 28°C dieser Anstieg steiler verlief. Für Kühlwassertemperaturen von 32°C und 36°C konnten keine Betriebspunkte aufgenommen werden.

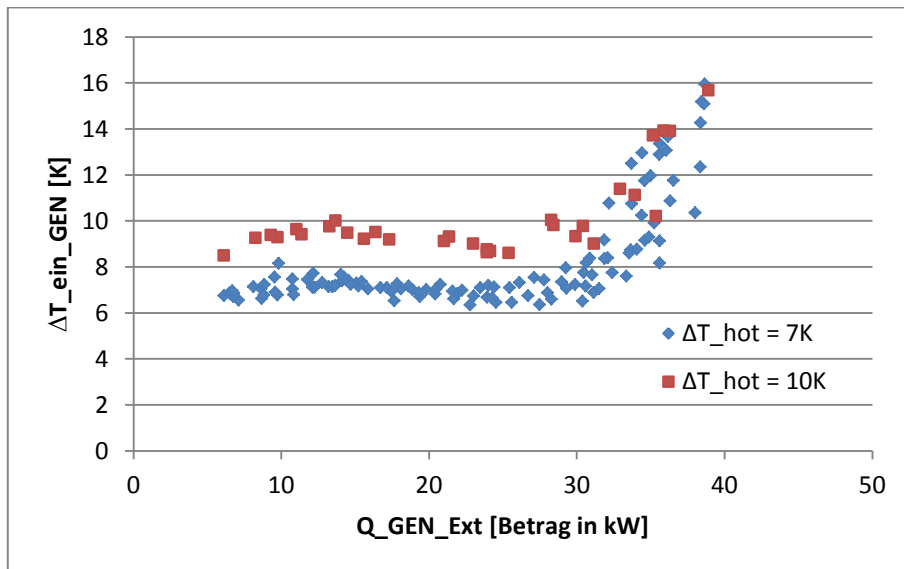


Abbildung 6-6: Temperaturdifferenz am Eintritt des Heizwassers am Generatorwärmetauscher

Der Verlauf der Temperaturdifferenz am Austritt des Heizwassers zeigt sich für die gemessenen Betriebspunkte in Abbildung 6-7. Es konnte dabei kein signifikanter Unterschied zwischen den unterschiedlichen Messreihen festgestellt werden. Der gewählte Zusammenhang über das Polynom dritten Grades nach Gl. 6-12 ist ebenfalls dargestellt. Dieser erwies sich als zweckdienlich im Vergleich zur Abstrahierung mit Geraden in mehreren Bereichen, da die Stabilität der Simulation in EES dadurch verbessert wurde.

$$\begin{aligned} \Delta T_{aus} &= t_{hot,aus} - t[4] \\ &= k_{1,\Delta T_{aus}} * Q_{GEN,Ext}^3 + k_{2,\Delta T_{aus}} * Q_{GEN,Ext}^2 + k_{3,\Delta T_{aus}} * Q_{GEN,Ext} + d_{1,\Delta T_{aus}} \end{aligned} \quad \text{Gl. 6-12}$$

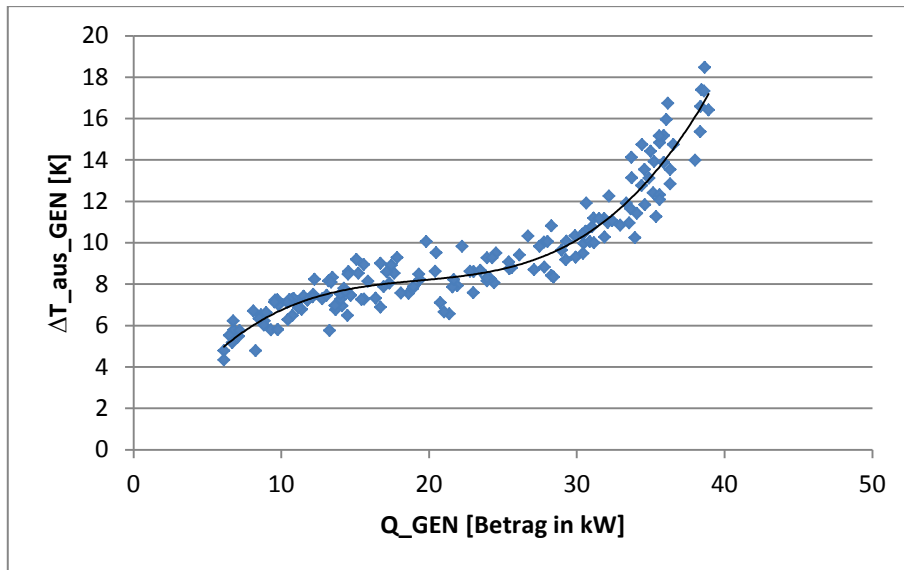


Abbildung 6-7: Temperaturdifferenz am Austritt des Heizwassers am Generatorwärmetauscher

Der Verlauf in Abbildung 6-7 kann für den Bereich großer Generatorleistungen durch den zuvor erwähnten Zusammenhang der Temperaturen mit dem $U \cdot A$ Kennwert aus Abbildung 6-4 interpretiert werden.

6.2.2 Wärmeverluste

Temperaturunterschiede zu Folge von Wärmeverlusten wurden nur für die vom Behälter am Generatöraustritt [5] abführenden Rohre zum Eintritt in den Kondensator [10] und zum Eintritt der armen Lösung in den Lösungsmittelwärmetauscher [6] berücksichtigt. Dabei ergab sich aus den Messungen für den Wärmeverlust der armen Lösung bis zum Lösungsmittelwärmetauscher ein konstanter Temperaturunterschied zwischen [5] und [6] von 0,6K. Dies ist weniger über die frei liegenden Rohre zu begründen, da diese bei überschlägiger Rechnung kaum ein Zehntel dieses Abfalles zu verantworten haben, sondern eventuell über eine thermische Schichtung in dem Lösungsmittelbehälter.

Im Kältemittelrohr zum Kondensator ist, aus den gemessenen Daten der Temperaturen ermittelt, der Temperaturunterschied zwischen [5] und [10] in Abbildung 6-8 dargestellt. Die negativen Werte bei sehr großen Kältemittelmassenströmen lassen wiederum auf ein thermisches Ungleichgewicht zwischen abfließendem Kältemittel und Zustand im Behälter schließen. Hierfür sei auf die Messung der höheren Generatöraustrittstemperatur direkt nach dem Wärmetauscher im Vergleich zur Sammelbehältertemperatur verwiesen, wie in Abbildung 5-19 dargestellt. Der sukzessive Abfall ist über die Wärmeverluste zur Umgebung am Rohr begründbar ist. Dahingehend wird auf eine nähere Betrachtung dieses Zusammenhanges, inklusive Abscheidung des Wasseranteils durch den Wärmeverlust, für die Implementierung in der Simulation auf zukünftige Arbeiten verwiesen.

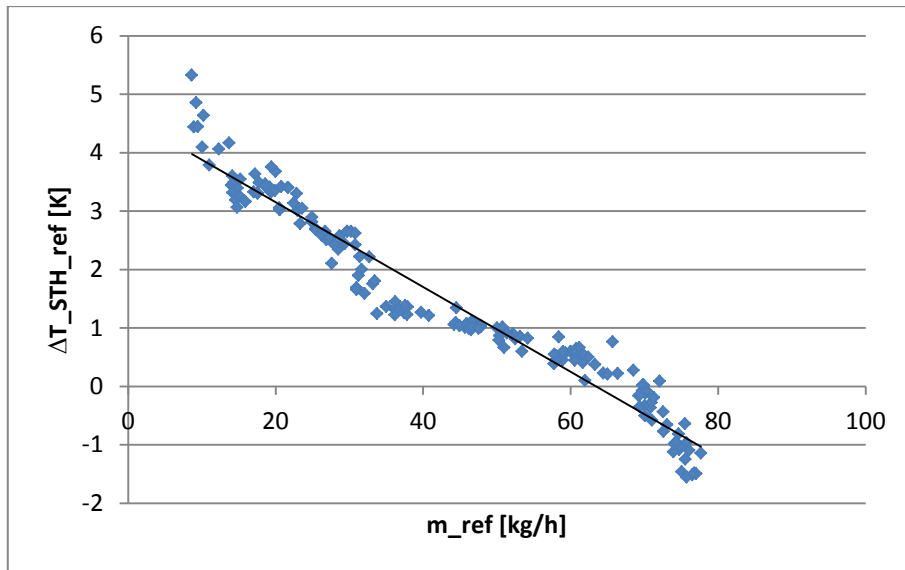


Abbildung 6-8: Temperaturverlust Kältemittel von Generator zu Kondensator

Die Darstellung lässt einen Verlauf bei unterschiedlicher Steigung erkennen. Für sehr kleine Massenströme ergeben sich verhältnismäßig große Differenzwerte, auf Grund der langen Verweilzeit des Kältemittels im Rohr bei Kondensation von Wasserphase an der Rohrwand. Für große Massenströme ist möglicherweise die Schichtung im Sammelbehälter, zu Folge der schnellen Aufteilung nach dem Generator in Flüssig- und Gasphase, durch die aus den Messwerten ermittelten negativen Differenztemperaturen ersichtlich. Übergreifend für alle Bereiche wurde dazu ein linearer Zusammenhang gemäß Gl. 6-13 angenommen.

$$\Delta T_{STH-ref} = t[5] - t[10] = k_{1,\Delta T_{STH-ref}} * \dot{m}_{ref} + d_{1,\Delta T_{STH-ref}} \quad \text{Gl. 6-13}$$

6.2.3 Wärmeübergang im Absorber

In Abbildung 6-9 ist der empirische aus den Messdaten ermittelte Zusammenhang der Differenz der internen Austrittstemperatur aus dem Lösungsmittelsammler auf Niederdruckniveau $t[1]$ von der externen Kühlwassereintrittstemperatur über der Absorberleistung dargestellt.

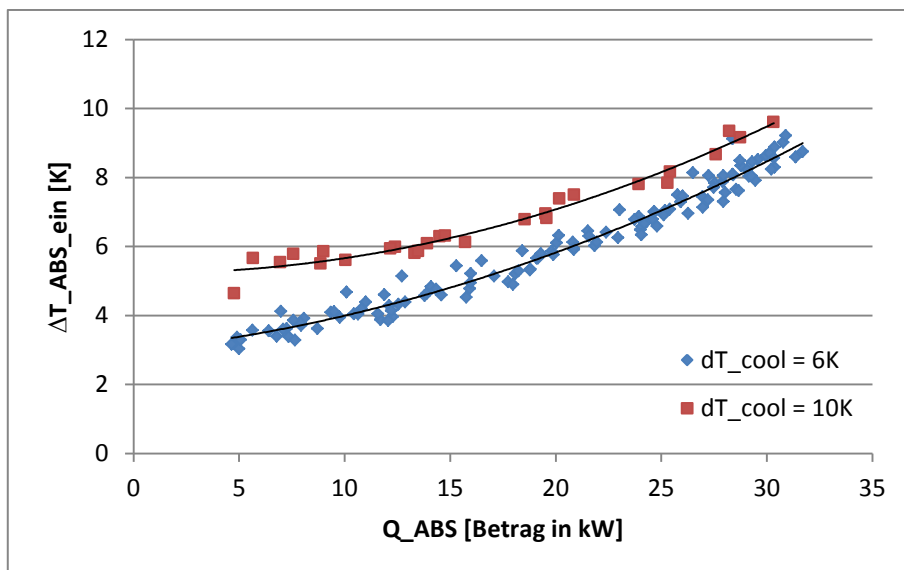


Abbildung 6-9: Temperaturdifferenz am Eintritt des Kühlwassers am Absorberwärmetauscher

Dabei ist bei unterschiedlichen Temperaturspreizungen des Kühlwassers für kleine Absorberleistungen ein relativ größerer Einfluss auf die Temperaturdifferenz zu verzeichnen als im größeren Leistungsbereich. Dies wird in der Überleitung dementsprechend über einen von der Spreizung abhängigen Anteil, der bei höheren Leistungen abnimmt, berücksichtigt. Da, ausgenommen der Austrittstemperatur aus dem Lösungsmittelsammler nach dem Absorber, intern keine weiteren Parameter am Wärmetauscher bekannt waren, wurde der Zusammenhang direkt via Gl. 6-14 in die Simulation übernommen.

$$\begin{aligned}\Delta T_{ABS, ein} &= t[1] - t_{cool, in} \\ &= k_{1, \Delta T_{ABS, ein}} * \dot{Q}_{ABS, Int}^2 + k_{2, \Delta T_{ABS, ein}} * \dot{Q}_{ABS, Int} + d_{1, \Delta T_{ABS, ein}} \\ &\quad + k_{3, \Delta T_{ABS, ein}(\dot{Q}_{ABS, Int})} * (t_{cool, out} - t_{cool, in})\end{aligned}\quad \text{Gl. 6-14}$$

6.2.4 Absorberunterkühlung

Auf die Absorberunterkühlung konnte aus den bestehenden Messdaten kein Rückschluss gezogen werden. Es musste dafür ein Abbild des internen Absorberprozesses mit den gemessenen Temperaturen, Drücken, Leistungen und Massenströmen erstellt werden, das als Ergebnis die Differenz zwischen der rein theoretisch möglichen Temperatur nach der Absorption bei gesättigtem Zustand und der sich real einstellenden unterkühlten Lösungstemperatur liefert.

Da dafür wesentliche Messgrößen nicht gemessen werden konnten, vornehmlich die Verdampferaustrittstemperatur, und somit die Absorbereintrittszustände nicht bekannt waren, musste ein Teil des Systems in ein eigenständiges Simulationsmodell, der „Unter Kühlungsrechnung“, integriert werden. Dadurch war es möglich aus bekannten Zuständen im System das Gemisch im Absorber zu bestimmen. Die Berechnung erfolgte daraus resultierend nach folgendem Schema:

- Ermittlung der Ammoniakkonzentrationen von Kältemittel und armer Lösung über das Gleichgewicht des Gemisches nach dem Generator bei gegebener Temperatur und Druck im Sammelbehälter.
- Berechnung des Zustandes im Kältemittelsammelbehälter nach dem Kondensator über den Druck, die gemessenen Temperatur und die Konzentration.
- Darauf folgend isenthalpe Expansion des Kältemittels über die Drossel.
- Aus der gemessenen Verdampferleistung und Kältemittelmassenstrom sowie dem bekannten Zustand des Kältemittels am Eintritt kann der Austrittszustand aus dem Verdampfer ermittelt werden
- Berechnung des Zustandes der armen Lösung nach dem Lösungsmittelwärmetauscher über die gemessene Temperatur, den Druck und die bekannte Konzentration.
- Darauf folgend isenthalpe Expansion der armen Lösung über die Lösungsmitteldrossel.
- Vermischung von Kältemittel nach dem Verdampfer und armer Lösung nach der Drossel unter Einbeziehung der gemessenen Massenströme zu einem theoretischen Zustand vor dem Absorber.
- Berechnung der theoretischen Austrittstemperatur für das Gemisch bei Sättigung nach dem Absorber.
- Vergleich dieser Temperatur mit der gemessenen Austrittstemperatur aus dem Absorber zur Bestimmung der Absorberunterkühlung.

Die so gewonnenen Unter kühlungswerte der einzelnen Messpunkte wurden nachfolgend ausgewertet. Als Möglichkeit erwies sich dabei die Darstellung der Absorberunterkühlung über der Entgasungsbreite, welche der Differenz von armer zu reicher Lösung im Absorber entspricht, in Abbildung 6-10 dargestellt.

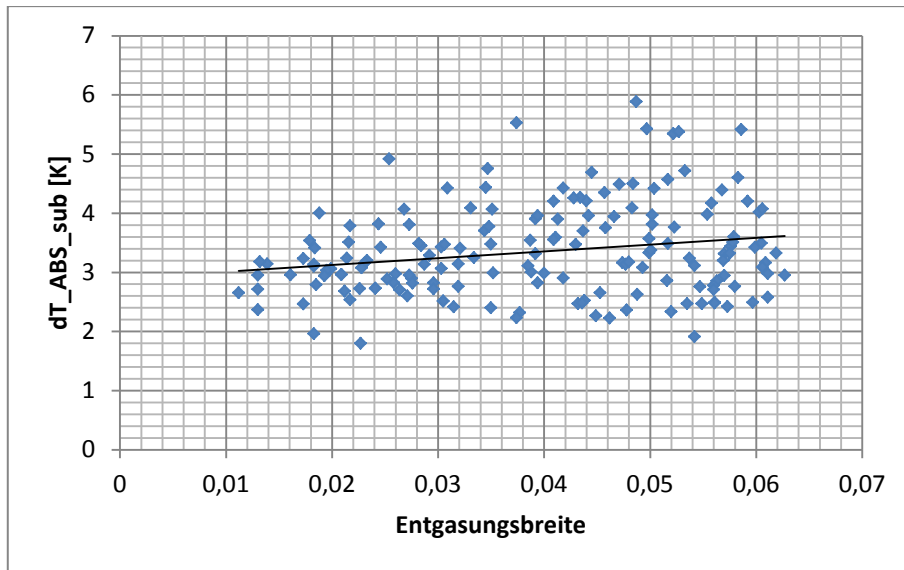


Abbildung 6-10: Absorberunterkühlung über Entgasungsbreite aufgetragen

Die berechneten Werte liegen dabei zwischen 2K und 5K mit einer relativ großen Streuung. Dies kann auf eine relativ große Abhängigkeit der Unterkühlung von dem Referenzzustand nach dem Absorber basieren, der nicht exakt bestimmt werden konnte. Bei der Messung entstanden dabei Ungenauigkeiten über die Temperaturmessung mittels Anlegefühler, die Druckmessung, welche am dafür vorgesehenen Abgang am Verdampfer zuvor erfolgte, die Bestimmung der Konzentration der reichen Lösung aus dem vorausgesetzten gesättigten Zustand nach dem Generator und den gemessenen Massenströmen.

Die Absorberunterkühlung wurde über eine Gerade als Funktion der Entgasungsbreite mit geringer Steigung für die weitere Verwendung in der Simulation abgeleitet. Der empirische Zusammenhang ergab sich allgemein zu Gl. 6-15. Zusätzlich wurde eine Fallunterscheidung vorgenommen. Für sehr kleine Verdampferleistungen kleiner 5 kW wurde die Unterkühlung verringert, um tendenziell aus der Simulation zu hoch berechnete Lösungsmittelmassenströme anzupassen. Dieser Einfluss wird für alle Betriebspunkte mit Verdampferleistungen über 5 kW zu null gesetzt ($k_{2,\Delta T_{ABS,sub},(\dot{Q}_{EVA,Int})} = 0$).

$$\Delta T_{ABS,sub} = k_{1,\Delta T_{ABS,sub}} * (\xi_{rso,real} - \xi_{pso}) + d_{1,\Delta T_{ABS,sub}} + k_{2,\Delta T_{ABS,sub},(\dot{Q}_{EVA,Int})} * (5 - \dot{Q}_{EVA,Int}) \quad \text{Gl. 6-15}$$

Die Vorgehensweise in der Anlagensimulation verhält sich dabei gegengleich zur zuvor beschriebenen Berechnung der Absorberunterkühlung. Es wird von der Temperatur nach dem Absorber die Absorberunterkühlung abgezogen und der Zustand bei bekanntem Niederdruck als gesättigt betrachtet. Daraus resultiert die Ammoniakkonzentration der reichen Lösung und für die nun real vorherrschende Temperatur ergibt sich damit ein ungesättigter, unterkühlter Zustand.

6.2.5 Systemdrücke

Die Systemdrücke wurden als Funktion der externen Parameter berechnet. Diese Annahme wurde getroffen, da die beiden Druckniveaus grundsätzlich über die Bauteiltemperaturen an Kondensator und Verdampfer ableitbar sind. Es wurden dafür die Messwerte ausgewertet und die auftretenden Zusammenhänge berücksichtigt. Die in der Simulation verwendeten Gleichungen sind im Anhang vermerkt. Durch sukzessive Angleichung einer Funktion an die gemessenen Drücke ergab sich für den Hochdruck eine Abhängigkeit gemäß Gl. 6-16.

$$p_{high} = f(t_{cool,in}; t_{cold,in}; \Delta T_{cool}) \quad \text{Gl. 6-16}$$

Dabei ist der Einfluss der Kühlwassereintrittstemperatur und der Temperaturspreizung durch das Temperaturniveau im Kondensator ausschlaggebend, währenddessen der Einfluss der Kaltwassereintrittstemperatur eher gering ist und in Folge eines empirisch nachgewiesenen Zusammenhanges in der Berechnung berücksichtigt wurde. Es zeigte sich dabei ein Anstieg des gemessenen Hochdruckes bei zunehmender Kaltwassertemperatur, somit bei geringeren Druckverhältnissen. Die Differenzen der gemessenen Drücke zwischen maximaler und minimaler Kaltwasseraustrittstemperatur bei gleichbleibenden Kühlwassertemperaturen betragen etwa 0,3 bar. Ein Zusammenhang mit der im Kondensator übertragenen Leistung konnte nicht nachgewiesen werden.

Für den Niederdruck wurde wegen der nicht ausreichend exakten Messung der Temperatur am Eintritt des Verdampfers ein alternativer Weg gewählt. Dazu wurde der aus der Simulation der Absorberunterkühlung ermittelte Eintrittszustand in den Verdampfer näher betrachtet. Es ergab sich für den Niederdruck ein Zusammenhang gemäß Gl. 6-17.

$$p_{low} = f(t_{cool,in}; t_{hot,in}; t_{cold,in}; t_{cold,out}; \dot{Q}_{EVA,Int}) \quad \text{Gl. 6-17}$$

Dabei zeigt sich, dass die Dampfzahl des Gemisches nach der Kältemitteldrossel innerhalb einer geringen Bandbreite von $q = 0,008 \dots 0,13$ schwankt, abhängig vom Niveau der Heizwassereintrittstemperatur. Die Konzentration des Kältemittels liegt in einem Bereich zwischen $x = 0,97 \dots 0,995$ mit einer Abhängigkeit von Heiz- und Kühlwassereintrittstemperatur. Erstere bestimmt durch die Verhältnisse im Generator wie viel Wasser gemeinsam mit Ammoniak zum Kältemittelmassenstrom verdampft wird, und wird bei zunehmender Temperatur die Ammoniakkonzentration zu geringeren Werten verschlechtern. Die Temperatur am Kühlwassereintritt beeinflusst einerseits im Absorber die Konzentration der reichen Lösung, sowie den Zustand nach dem Kondensator, welcher über die isenthalpe Kältemitteldrossel in den Eintrittszustand des Verdampfers einfließt.

Wird nun am Verdampfereintritt für die Berechnung die sich aus der Regelung der Anlage gemäß Gl. 4-10 und Gl. 4-11 ergebende Temperatur verwendet, kann der Niederdruck aus diesen drei Parametern (Verdampfereintrittstemperatur gemäß Regelung, Dampfzahl und Kältemittelkonzentration in Abhängigkeit der Heizwasser- und Kühlwassereintrittstemperatur) bestimmt werden.

Die dabei auftretende Ungenauigkeit stellte sich als gering dar. Die Werte der Konzentration als auch der Dampfzahl weisen in den zuvor erwähnten Bereichen geringen Einfluss auf den berechneten Niederdruck auf, ersichtlich durch die in Tabelle 6-2 geringe Änderung des Druckwertes für variierte Dampfzahlen und Konzentrationen bei konstanter Temperatur. Weiters ist die Regelung der Anlage für die Verdampfereintrittstemperatur mit der Genauigkeit der Kalibrierung der anlageninternen Messtechnik bestimmt. Für Letztere stellte sich aus den Vergleichswerten der Simulation heraus, dass der konstante Anteil der Temperaturdifferenz, vergleiche dazu Gl. 6-20, zwischen internem und externem Temperaturniveau im Verdampfer etwas geringer anzunehmen ist, als in der Anlagenkonfiguration eingestellt.

Tabelle 6-2: Berechnete Niederdrücke bei variiertem Dampfzahl und Ammoniakkonzentration für konstante Verdampfereintrittstemperatur von 5°C (Quelle: EES)

q	[-]	0,008	0,01	0,013	0,008	0,01	0,013	0,008	0,01	0,013	0,008	0,01	0,013
x	[-]	0,995	0,995	0,995	0,99	0,99	0,99	0,98	0,98	0,98	0,97	0,97	0,97
p	[kPa]	513,2	513,2	513,2	510,7	510,7	510,7	505,9	505,9	505,8	501,2	501,2	501,2

6.2.6 Temperaturgleit im Verdampfer

Die im Zuge der Absorberunterkühlung berechneten Zustände am Austritt des Verdampfers dienen auch zur Abschätzung des Temperaturunterschiedes des Kältemittels vom Eintritt bis zum Austritt des Verdampfers. Diese Temperaturen konnten an der Anlage nicht mit der notwendigen Genauigkeit gemessen werden. Am Eintritt ergab sich bei den Messungen ein Offset gegenüber der erwarteten Temperatur gemäß der Regelung, vermutlich wegen eines externen Wärmeeintrages, und am Austritt konnte die Kältemitteltemperatur wegen der Bauform nicht gemessen werden.

Der aus der Berechnung resultierende Temperaturgleit wird in Abbildung 6-11 über der Verdampferleistung dargestellt. Einige Rechenwerte, welche im Austritt die Eintrittstemperatur des Kaltwassers überschritten, wurden dabei nicht berücksichtigt. Eine Erklärung für derartige Werte liegt in einer Messungenauigkeit und der großen Erhöhung der Temperaturen über der am Bauteilende übertragenen Wärme wegen des stark azeotropen Verhaltens des Gemisches.

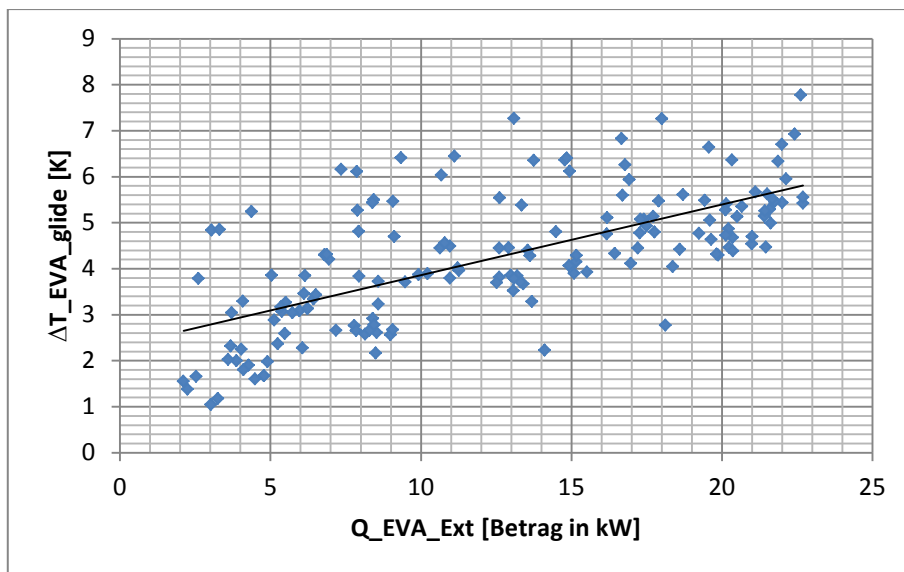


Abbildung 6-11: Temperaturgleit im Verdampfer

Man erkennt einen Zusammenhang hin zu größer werdendem Temperaturgleit bei großen Verdampferleistungen. Dies entspricht auch der Regelung der Absorptionswärmepumpe, die die Temperaturdifferenz zwischen Kältemiteleintritt und mittlerer Kaltwassertemperatur abhängig von der Kälteleistung erhöht, vergleiche dazu Gl. 4-10 und Gl. 4-11. Für die weitere Verwendung in der Simulation wurde eine lineare Abhängigkeit gemäß Gl. 6-18 gebildet.

$$\Delta T_{glide} = k_{1,\Delta T_{glide}} * \dot{Q}_{EVA,Int} + d_{1,\Delta T_{glide}} \quad \text{Gl. 6-18}$$

Der dabei entstehende Einfluss auf die Endresultate kann als gering betrachtet werden, da eine Änderung des Tempergleits lediglich auf die Ausgangszustand des Kältemittels rückwirkt und dieser, wegen des starken Anstieges der Temperatur über der übertragenen Wärme, kaum Einfluss auf die übertragene Leistung im Verdampfer zeigt.

6.2.7 Kondensatunterkühlung

Aus den Messergebnissen konnte aus drei voneinander unabhängigen Messstellen nach dem Kondensator, im Kältemittelsammelbehälter und nach dem Kältemittelsammelbehälter festgestellt werden, dass eine Unterkühlung gegenüber dem in der Simulation der Absorberunterkühlung errechneten Zustand bei Sättigung in der Größenordnung von 1 ... 3K

gegeben ist, vergleiche Abbildung 6-12. Dies war insofern von Bedeutung, da der Sammelbehälter direkt nach der Kondensation angebracht ist, und in diesem, unter der Voraussetzung einer Füllung mit zwei Phasen, der Sättigungszustand gegeben sein muss.

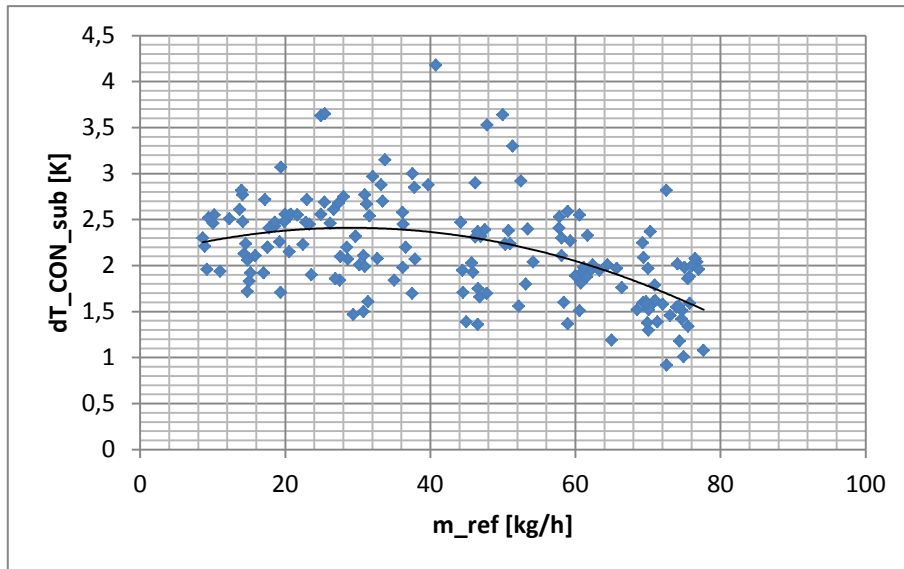


Abbildung 6-12: Kondensatunterkühlung im Kältemittelsammelbehälter

Die Unterkühlung in Abbildung 6-12 kann folgendermaßen begründet werden:

Prinzipiell könnte ein Druckverlust von der Messstelle bis zum Kondensatoraustritt auftreten oder eine fehlerhafte Druckmessung Grund für diese Temperaturdifferenz sein. Die Messung, die direkt nach dem Sammelbehälter am Abgang des Generators erfolgt, wurde dahingehend mehrmals überprüft. Die Leitung zur Messstelle ist dabei als statische Druckmessung in einem Abgang mittels T-Stückes mit 90° Umlenkung des Kältemittels ausgeführt. Da kein Massefluss in der Ableitung erfolgt, kann sowohl ein Druckverlust bis zu der Messstelle ausgeschlossen werden, als auch ein dynamischer Effekt durch den Staudruck des Gases.

Um die gemessenen Temperaturunterschiede rechtfertigen zu können, müsste ein Druckabfall von etwa 0,5 bar in Zuleitung und Kondensator erfolgen. Dies konnte nach überschlägigen Rechnungen mit Rohrreibung und Widerständen in den Umleitungen verworfen werden, da zwischen berechneten und für den Temperaturunterschied notwendigen Druckverlusten etwa Faktor 100 liegt. Im Kondensator wurde dabei der Druckverlust vernachlässigt, da sich, auch bei Berücksichtigung zweiphasiger Strömungsverhältnisse, wegen des Strömungsquerschnittes kaum Verluste ergeben.

Die Ammoniakkonzentration als Ursache der Unterkühlung konnte ebenfalls ausgeschlossen werden, da in den simulierten Zuständen schon Werte größer 0,95 berechnet wurden und für eine Absenkung der Kondensationstemperatur das Gemisch in Richtung höherer Konzentrationen verschoben werden müsste. Selbst bei Verwendung von Reinstoff Ammoniak würden die errechneten Sättigungszustände vergleichsweise über den Messwerten liegen.

Alternativ zu der Veränderung des Zustandes über die Parameter, wurde eine Schichtung und Unterkühlung der flüssigen Phase in Betracht gezogen. Dabei erfolgt die Temperaturmessung nach dem Kondensator an der unterkühlten, äußeren, flüssigen Rohrströmung. Das zufließende Kondensat muss dabei wegen der nachfolgenden Wärmeeinträge aus der Umgebung leicht unter der Sättigungstemperatur liegen. Im Sammelbehälter und im Abfluss erfolgt die Messung in der unteren flüssigen Schichtung die dem Verdampfer zugeführt wird und in der Überlegung näherungsweise dem unterkühlten Kondensat entspricht.

Die von der Umgebung übertragene Wärmeleistung konnte überschlägig Außen mit den Wärmeübergangskoeffizienten, Temperaturdifferenzen und der Bauteilabmessung, sowie Innen mit der spezifischen Wärmekapazität, der flüssigen Phase und der Massenströme, berechnet werden. Wird berücksichtigt, dass weder das eintretende noch austretende Kältemittel Sättigungszustand aufweist, musste eine im Sammelbehälter zirkulierende Flüssigkeit angenommen werden. Dabei wird an der Außenfläche des Behälters durch Wärmezufuhr auf Sättigungsniveau erwärmt. Die Messungen zeigten zusätzlich einen leichten Temperaturanstieg von etwa 0,5K von Eintritt zu Austritt aus dem Kältemittelsammelbehälter. Die für die Überschlagsrechnungen auftretenden Größen der intern zugeführten Wärme und des Wärmeüberganges am Behälter waren gleich. Der Abfall der Unterkühlung bei großen Leistungen konnte durch den begrenzenden Wärmeübergang an der Außenseite erklärt werden.

Für die Implementierung in der Simulation wurde ein quadratischer Verlauf gemäß Gl. 6-19 angesetzt. Im Bereich kleiner Leistungen ergibt sich dabei, wie aus den Messdaten lesbar, eine geringere Unterkühlung auf Grund besserer Durchmischung im Sammelbehälter, basierend auf der längeren Verweilzeit des flüssigen Kältemittels.

$$\Delta T_{CON,sub} = k_{1,\Delta T_{CON,sub}} * \dot{m}_{ref}^2 + k_{2,\Delta T_{CON,sub}} * \dot{m}_{ref} + d_{1,\Delta T_{CON,sub}} \quad \text{Gl. 6-19}$$

6.2.8 Leistungsbegrenzung

Die reale Anlage verfügt im Gegensatz zu der Simulation über eine physische Begrenzung der Kälteleistung bei circa 21kW. Um diesen Zusammenhang zu übertragen, musste festgestellt werden welche begrenzenden Effekte real den Prozess beeinflussen und wie diese in die Simulation übertragen werden können.

Es stellte sich beim Vergleich der aus der Regelung der Absorptionswärmepumpe gemäß Gl. 4-10 und Gl. 4-11 ergebenden Eintrittstemperaturen in den Verdampfer und der bei Simulation mittels gegebener Messwerte errechneten Temperatur ein merklicher begrenzender Effekt für Leistungen größer 21kW heraus. Die Differenz zwischen den Temperaturen ist in Abbildung 6-13 dargestellt. Dabei wird im Vollastfall die Eintrittstemperatur bei gleichen Kaltwassertemperaturen stark abgesenkt und somit der Niederdruck verringert. Die größere Druckdifferenz beeinflusst die Leistungszahl des Kälteprozesses sowie die Verdampferleistung und in Folge regelt sich der Gesamtprozess auf die maximale mögliche Kälteleistung ein.

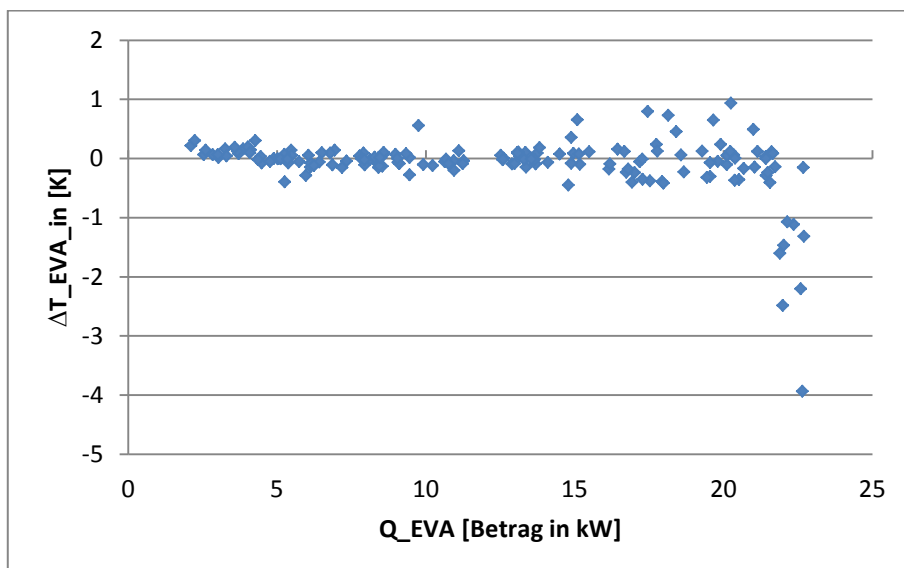


Abbildung 6-13: Differenz zwischen simulierter und aus der Regelung berechneter Verdampferaustrittstemperatur

Dieser Zusammenhang entspricht sowohl der gemessenen Niederdruckniveaus bei den betreffenden Fällen sowie auch dem Zusammenhang durch die Kältemitteldrossel als begrenzender Bauteil. In der Drossel wird dabei durch den maximal durchlässigen Massenstrom an Kältemittel das Niederdruckniveau bestimmt. Der Hochdruck ist durch die Kondensationstemperatur festgelegt und bleibt unverändert.

In die Simulation wurde die Begrenzung durch eine Anpassung der Eintrittstemperatur in den Verdampfer durch Fallunterscheidung mit einem quadratischen Term für die betreffenden Leistungen über 21kW eingeführt. Diese wirkte folglich direkt auf die Berechnung des Niederdruckes und somit auf den Prozess ein. Die dafür benötigten Konstanten der Parabel von Gl. 6-20 wurden angenommen und über die Simulationsergebnisse validiert. Für Berechnungen des Niederdruckes in Teillastfällen unter 21kW wurde der quadratische Ausgleichsterm der Gleichung mittels einer Fallunterscheidung nicht angewandt und nur die aus der Regelung der Anlage resultierende Eintrittstemperatur, die dem linken Teil der Gleichung entspricht, verwendet ($k_{1,t[13]_{calc}} = 0$).

$$t[13]_{calc} = \frac{t_{cold,in} + t_{cold,out}}{2} - 4,25 - 5 * \frac{\dot{Q}_{EVA,Ext}}{19} - k_{1,t[13]_{calc}} * (\dot{Q}_{EVA,Ext} - 21)^2 \quad \text{Gl. 6-20}$$

6.2.9 Lösungsmittelwärmetauscher

Im Lösungsmittelwärmetauscher wird Wärme von der heißeren armen Lösung aus dem Generator an die dem Generator zulaufende reiche Lösung übertragen. Um dies zu bewerkstelligen muss über die gesamte Bauteillänge ein positiver Temperaturgradient von der abgebenden zu der aufnehmenden Seite gegeben sein. Da der Massenstrom der armen Lösung um das verdampfte Kältemittel geringer ist als der der reichen Lösung, ergeben sich unterschiedliche Steigungen der armen und reichen Lösung im Q-t-Diagramm.

Im gegebenen Fall der Simulation waren für die Betrachtung der Vorgänge im Lösungsmittelwärmetauscher der Zustand vor und nach dem Generator, sowie der Zustand nach dem Dämpfer bekannt. Somit konnte die Wärmemenge auf der dem Generator zulaufenden Strecke (reiche Lösung) berechnet werden, welche auf der ablaufenden Seite (arme Lösung) entzogen werden musste. Damit konnte der Zustand der armen Lösung nach dem Wärmetauscher berechnet werden.

Bei Verwendung aller vier gemessenen Temperaturen an den Zu- und Abläufen des Wärmetauschers und der Massenströme armer und reicher Lösung konnte zusätzlich die gegebene Effizienz ermittelt werden. Dazu stellte man die von der reichen Lösung aufgenommene Wärmemenge zur maximal möglich übertragbaren in ein Verhältnis. Der Maximalwert ergibt sich dabei bei Abkühlung der armen Lösung bis auf das Temperaturniveau des Eintritts der reichen Lösung. Für die Anlage wurde so eine Effizienz des Lösungsmittelwärmetauscher von 0,88 bis 0,91 ermittelt, welche vergleichend mit Werten aus (Moser 2008, S.101) plausible Werte annimmt.

6.3 Charakteristische Gleichungen zur Leistungsbestimmung

Die bisher beschriebenen Parameterübergaben dienten zur Definition des Prozesses, dabei wurde aber noch keine Aussage über die Leistungsdimension der Anlage getroffen. Hierzu war eine passende Überleitung zu finden und eine der Leistungen möglichst genau aus den sechs Eingangsgrößen zu berechnen. Hierfür wurde der Ansatz der Charakteristischen Gleichungen und die Implementierung in einem vollständig autonomen Subprogramm gewählt. Die Leistungen und verwendeten Größen der Methode sind dabei unabhängig von der

Kreislaufmethode und werden in Folge mit „ddt“ indiziert. Für die nachfolgenden Grundlagen und Herleitungen sei auf (Ziegler 1997, S.134 ff) verwiesen.

Ausgangspunkt in der Berechnung sind dabei die Dühring'schen Regeln des Lösungsfeldes nach Gl. 6-21, als Zusammenhang der internen Temperaturniveaus in den Komponenten Generator (G), Absorber (A), Kondensator (C) und Verdampfer (E). Die Niveaus werden hierbei als mittlere arithmetische Temperaturen in der Komponente definiert. Über den Wärmeübergang am Wärmetauscher mit UA-Werten $U_x=(U^*A)_x$ können die internen Temperaturen (T) in Verdampfer (Gl. 6-22) und Kondensator (Gl. 6-23) mittels externer Temperaturen (t) ausgedrückt werden. Dabei dient die Verdampferleistung als Referenz und sämtliche sonstigen Leistungen werden über Verhältniszahlen verknüpft.

$$(T_G - T_A) = (T_K - T_V) * R \quad \text{Gl. 6-21}$$

$$T_E = t_E - \dot{Q}_{EVA,ddt} * \frac{1}{U_V} \quad \text{Gl. 6-22}$$

$$T_C = t_C + \frac{\dot{Q}_{CON,ddt}}{U_C} = t_C + \dot{Q}_{EVA,ddt} * \frac{C}{U_C} \quad \text{Gl. 6-23}$$

Für Absorber (Gl. 6-24) und Generator (Gl. 6-25) wird zusätzlich ein Verlustterm eingeführt, der die unvollständige Wärmeübertragung im Lösungsmittelwärmetauscher berücksichtigt.

$$T_A = t_A + \frac{\dot{Q}_{ABS,ddt}}{U_A} = t_A + \dot{Q}_{EVA,ddt} * \frac{A}{U_A} + \frac{\dot{Q}_{x,1}}{U_A} \quad \text{Gl. 6-24}$$

$$T_G = t_G - \frac{\dot{Q}_{GEN,ddt}}{U_G} = t_G - \dot{Q}_{EVA,ddt} * \frac{G}{U_G} - \frac{\dot{Q}_{x,2}}{U_G} \quad \text{Gl. 6-25}$$

Es wurden die unbekanntenen Variablen der Gleichungen dabei aus dem Prozesskreislauf der Absorptionswärmepumpe ermittelt. Die dafür benötigten Prozessparameter berechneten sich aus der Simulation mit Leistungsvorgabe.

In der Rechnung werden in allen Komponenten positive Leistungen angesetzt. Für die Verhältniszahlen A, C und G zu der Verdampferleistung ergaben sich wie erwartet Werte mit geringer Streuung, weshalb für die weitere Rechnung eine Konstante aus dem Mittelwert gebildet wurde (Gl. 6-26 bis Gl. 6-28). Die Verlustleistungen $Q_{x,i}$ ergeben zusätzlich eine Abhängigkeit von der Menge des umlaufenden Lösungsmittels (Gl. 6-29 und Gl. 6-30).

$$C = \frac{h[10] - h[11]}{h[14] - h[13]} \approx const = d_{1,C} \quad \text{Gl. 6-26}$$

$$A = \frac{h[14] - h[8]}{h[14] - h[13]} \approx const = d_{1,A} \quad \text{Gl. 6-27}$$

$$G = \frac{h[10] - h[6]}{h[14] - h[13]} \approx const = d_{1,G} \quad \text{Gl. 6-28}$$

$$Q_{x,1} = \frac{\dot{m}_{rso,ddt}}{3600} * (h[8] - h[1]) \quad \text{Gl. 6-29}$$

$$Q_{x,2} = \frac{\dot{m}_{rso,ddt}}{3600} * (h[6] - h[4]) \quad \text{Gl. 6-30}$$

In Unterscheidung zum gegebenen Modell von Ziegler, musste der Zusammenhang des Massenstroms an reicher Lösung von der Leistung empirisch aus den Messdaten ermittelt werden, dargestellt in Abbildung 6-14, da dieser bei der bestehenden Anlage nicht konstant angenommen werden kann. Es zeigt sich dabei im unteren Leistungsbereich ein beinahe linearer Verlauf, zurückzuführen auf die Regelung der Drehzahl der Lösungsmittelpumpe gemäß Kapitel 4.8. Für sehr große Leistungen arbeitet die Pumpe auf Vollast und die Kurve flacht dementsprechend ab. Da, wie sich in weiterer Folge herausstellte, die Generatorleistung mit der geringsten Abweichung ermittelt werden kann, wird die Kennlinie darauf bezogen.

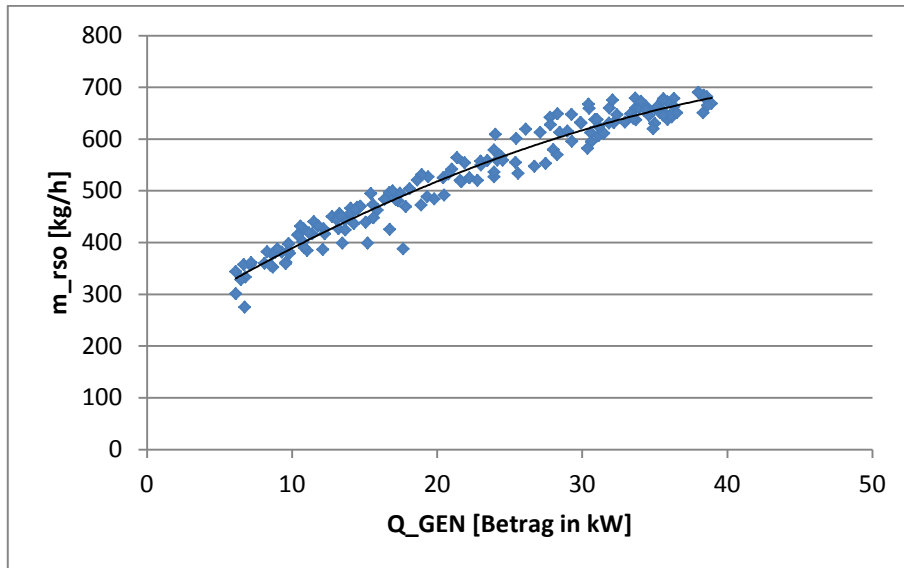


Abbildung 6-14: Massenstrom reicher Lösung über Generatorleistung

Wegen der veränderlichen Stoffeigenschaften bei unterschiedlichen Ammoniakkonzentrationen, der Messgenauigkeit der Parameter der internen Regelung und der Pumpencharakteristik ergibt sich eine leicht geänderte Kennlinie gegenüber Abbildung 4-9. Der direkte Zusammenhang aus Pumpendrehzahl und Massenstrom weist im Vergleich eine ebenfalls breite Streuung auf. Die Näherung erfolgt über ein quadratisches Polynom nach Gl. 6-31.

$$\dot{m}_{rso,ddt} = k_{1,\dot{m}_{rso,ddt}} * \dot{Q}_{GEN,ddt}^2 + k_{2,\dot{m}_{rso,ddt}} * \dot{Q}_{GEN,ddt} + d_{1,\dot{m}_{rso,ddt}} \quad \text{Gl. 6-31}$$

Zusätzlich ergab sich aus den Messwerten für Gl. 6-30 eine Abhängigkeit der Enthalpiedifferenz von der Generatorleistung. Diese wurde ebenfalls ausgewertet und über einen linearen Zusammenhang in die Berechnung eingebracht.

$$(h[6] - h[4]) = k_{1,(h[6]-h[4])} * \dot{Q}_{GEN,ddt} + d_{1,(h[6]-h[4])} \quad \text{Gl. 6-32}$$

$$(h[8] - h[1]) \approx const = d_{1,(h[8]-h[1])} \quad \text{Gl. 6-33}$$

Die benötigten Wärmeübergangskennwerte konnten aus den intern simulierten Temperaturniveaus und den außen gegebenen Ein- und Austrittstemperaturen bestimmt werden. Außen war dabei ein linearer Verlauf der Wassertemperaturen von Eintritt- bis Austritt über die übertragene Wärmemenge in Folge der konstanten spezifischen Wärmekapazität gegeben, intern wurden die Temperaturen zu den zugehörigen äquidistant für mehrere Teilabschnitte berechneten Enthalpien ermittelt und über dem Bauteil aufgetragen. Die mittlere arithmetische Temperatur berechnete sich danach als Mittel der einzelnen Temperaturen.

Durch in Verhältnis setzen der gemessenen Bauteilleistung zu der Differenz der arithmetischen mittleren Temperaturniveaus ergab sich daraus der U*A Kennwert. Dieser musste, wegen der starken Abhängigkeit von der Leistung, für die einzelnen Komponenten für die Rechnung in der

Charakteristischen Gleichung angenähert werden. Basis dafür waren die Ergebnisse der internen Parameter aus der Simulation mit Vorgabe der Leistungen.

In Abbildung 6-15 links oben ist der Verlauf über der externen Kondensatorleistung vermerkt. Dieser weist im Vergleich eine breitere Streuung auf. In erster Näherung kann dabei ein exponentieller Verlauf abgelesen werden, wie er in (Ziegler, Alber 2009, S.20) für den Einfluss des Wärmeübergangs auf der Wasserseite beschrieben wird. Für die Verwendung in der Simulation wurde der Zusammenhang als quadratisches Polynom der berechneten Kondensatorleistung nach Gl. 6-34 eingefügt.

$$UA_C = k_{1,UA_C} * \dot{Q}_{CON,ddt}^2 + k_{2,UA_C} * \dot{Q}_{CON,ddt} + d_{1,UA_C} \quad \text{Gl. 6-34}$$

In Abbildung 6-15 rechts oben wird der Verlauf des U*A-Kennwertes des Generator dargestellt. Dieser weist bei etwa 28kW einen starken Einbruch auf. Dieser könnte unter Umständen auf den Effekt der Strömungsverhältnisse auf der Lösungsmittelseite, in Kapitel 5.5.1 erwähnt, zurückzuführen sein. Der Einbruch findet dabei nachweislich zuerst bei den Messpunkten mit Schwingungen der externen Heizwassertemperaturen am Generator statt. Für die Überleitung in die Simulation erfolgt eine Zweiteilung in die Bereiche vor und nach der Grenzleistung. Zusätzlich wird für den Generatorübergang der Einfluss der Temperaturspreizung des Heizwassers berücksichtigt. Die Darstellung für die unterschiedlichen Messreihen zeigt dabei einen eindeutigen Einfluss. Die Implementierung erfolgte für beide Bereiche nach Gl. 6-35.

$$UA_G = k_{1,UA_G} * \dot{Q}_{GEN,ddt} + k_{2,UA_G} * (t_{hot,in} - t_{hot,out} - d_{1,UA_G}) * (d_{2,UA_G} + \dot{Q}_{GEN,ddt}) + d_{3,UA_G} \quad \text{Gl. 6-35}$$

Für die Kennwerte des Absorbers, Abbildung 6-15 links unten, wurde ebenfalls eine Einteilung in zwei Bereiche vorgenommen. Dabei erfolgt im unteren Leistungsbereich ein linearer Anstieg, der ab etwa 18,5kW in einen beinahe konstanten Kennwert übergeht. Dieser Effekt könnte möglicherweise auf die vollständige Benetzung der Wendeln des Absorbers hinweisen, in Abhängigkeit des Lösungsmittelumlaufes und somit der Leistung. In der Simulation wird für beide Bereiche ein linearer Zusammenhang gemäß Gl. 6-36 angesetzt. Für den Bereich kleiner Leistungen erwies es sich als praktikabel, als Kompensation der relativ betrachtet größeren Verluste im Prozess eine geringere Steigung als im ermittelten Zusammenhang anzunehmen, dargestellt durch die strichlierte Linie in der Abbildung.

$$UA_A = k_{1,UA_A} * \dot{Q}_{ABS,ddt} + d_{1,UA_A} \quad \text{Gl. 6-36}$$

Der Verlauf des U*A-Kennwertes für den Verdampfer, Abbildung 6-15 rechts unten, zeigt ein ähnliches Bild und ist gleich begründbar wie der Verlauf im Kondensator bei wesentlich geringerer Streuung. Für sehr große Leistungen zeigt sich ein merklicher Abfall, bedingt durch die Leistungsbegrenzung der Drossel und der damit einhergehenden Verschlechterung der Prozessführung im Verdampfer. Dieser Effekt wurde für die Überleitung in die charakteristische Gleichung nicht berücksichtigt. Es ergab sich wiederum ein quadratischer Verlauf, gegeben nach Gl. 6-37.

$$UA_E = k_{1,UA_E} * \dot{Q}_{EVA,ddt}^2 + k_{2,UA_E} * \dot{Q}_{EVA,ddt} + d_{1,UA_E} \quad \text{Gl. 6-37}$$

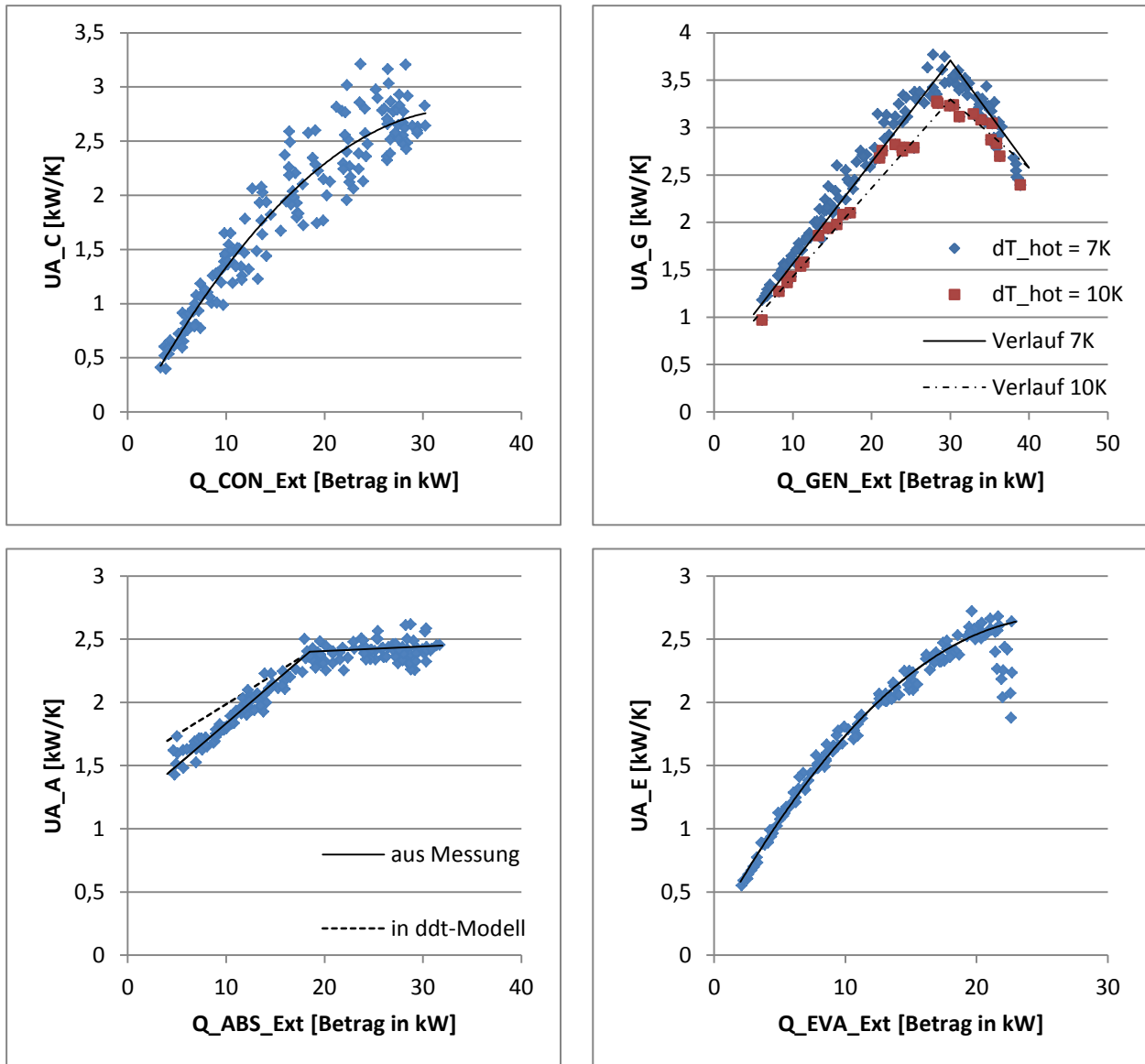


Abbildung 6-15: U*A-Kennwerte für Differenz der arithmetischen mittleren Temperaturniveaus der einzelnen Wärmeübertrager

In Kenntnis der Parameter der charakteristischen Gleichungen konnten nun die Leistungen aus dem Ansatz der charakteristischen Gleichungen berechnet werden. Die Variablen errechnen sich zu Gl. 6-38 bis Gl. 6-40.

$$\Delta t = (t_G - t_A) - (t_C - t_E) * R \quad \text{Gl. 6-38}$$

$$u_{dat} = \left(\frac{C}{UA_C} + \frac{1}{UA_E} \right) * R + \left(\frac{G}{UA_G} + \frac{A}{UA_A} \right) \quad \text{Gl. 6-39}$$

$$x_{dat} = \frac{Q_{x,1}}{UA_A} + \frac{Q_{x,2}}{UA_G} \quad \text{Gl. 6-40}$$

Die Konstante „R“ wurde mittels Abgleich der berechneten an die gemessenen Leistungen ermittelt und ergab sich zu $R = 0,95$. Die Leistung des Verdampfers ergab sich nun gemäß Gl. 6-41, die davon abgeleiteten Leistungen gemäß der Zusammenhänge in Gl. 6-23 bis Gl. 6-25. Gegenüber dem Modell wies die Absorberleistung aus der Berechnung einen Offset in Größenordnung des zugehörigen Verlustleistungsterms auf.

$$\dot{Q}_{EVA,ddt} = \frac{\Delta\Delta t}{u_{ddt}} + \frac{x_{ddt}}{u_{ddt}} \quad \text{Gl. 6-41}$$

Die Ergebnisse der Leistungsberechnung aus den charakteristischen Gleichungen auf Basis der erwähnten Zusammenhänge und Gleichungen werden in Abbildung 6-16 dargestellt. In den Diagrammen sind zusätzlich die $\pm 10\%$ Bereiche vermerkt, um die Abweichungen in Relation zu setzen.

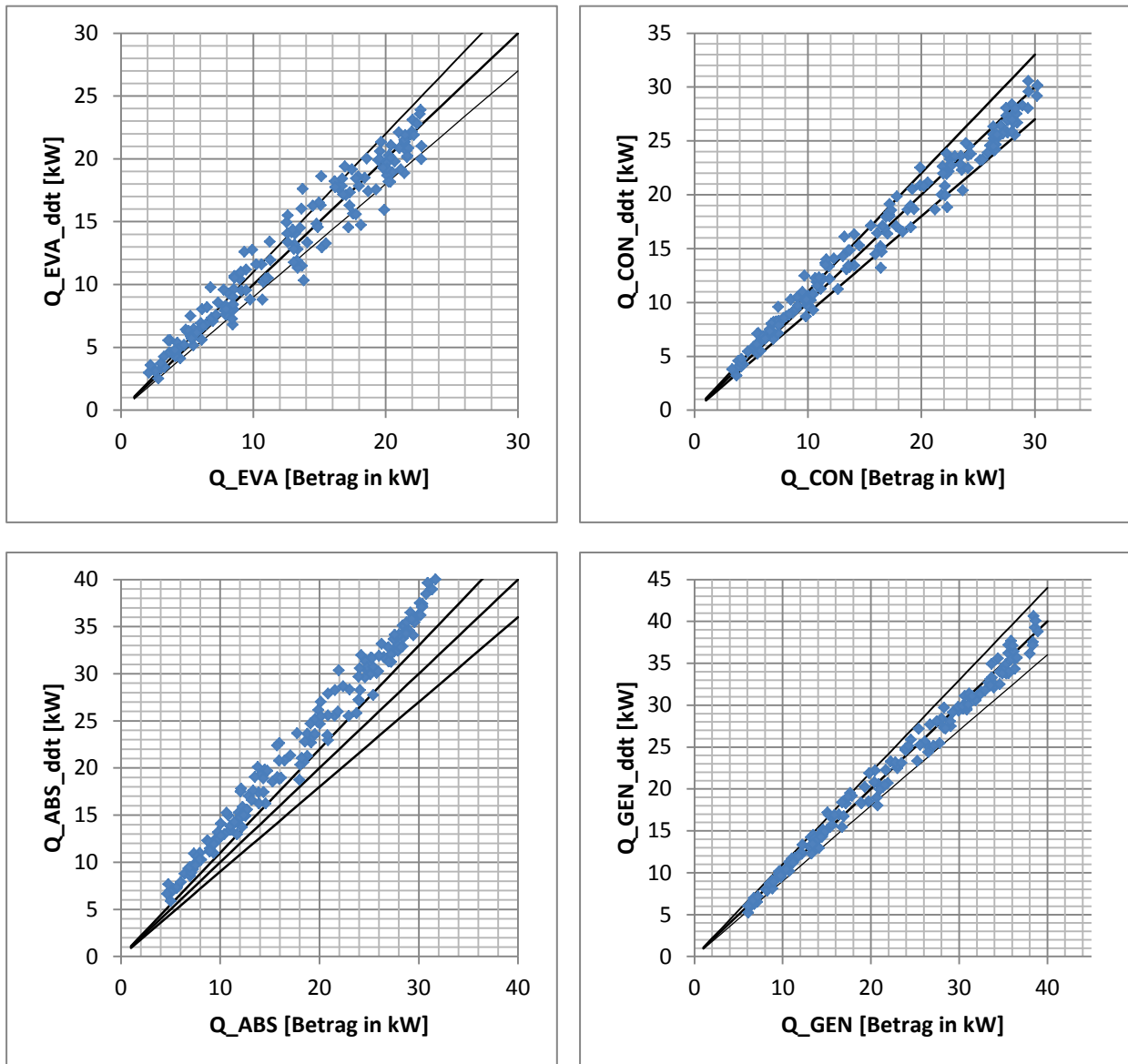


Abbildung 6-16: Ergebnisse Leistungen aus ddt-Modell

Allgemein ist für die Berechnungsmethode aus der Abbildung eine gute Korrelation mit den gemessenen Werten erkennbar. Für die Absorberleistung ergibt sich wie zuvor erwähnt eine Abweichung in etwa in der Höhe des Verlustleistungstermes $Q_{x,1}$ (vgl. Gl. 6-29). Für die weitere Berechnung in der Simulation wurde jedoch lediglich eine Leistung zur Festlegung der Größenordnung des Prozesses benötigt. Die dafür am besten geeignete ergab sich aus den Diagrammen als die Leistung am Generator. Diese weist im Vergleich mit Kondensator und Verdampferleistung die geringste Streuung auf, bei geringer systematischer Abweichung über dem gesamten Leistungsbereich.

Für Verdampfer und Kondensator ergibt sich zusätzlich durch die geringere Leistungsordnung ein größerer Relativer Fehler durch die Berechnung. Die Faktoren „C“ (Gl. 6-26) und „A“ (Gl.

6-27) weisen beispielweise eine größere Standardabweichung auf als der Faktor „G“ (Gl. 6-28), bedingt durch die Vorgehensweise zur Ermittlung der mittleren Temperaturen und der Temperaturverläufe in den Wärmetauschern. Die große Ungenauigkeit der Verdampferleistung zeigt sich auch in der Darstellung des COP. Dieser schwankt in der Berechnung innerhalb eines relativ kleinen Bereiches zwischen Werten von 0,5 bis 0,6. Im Bereich geringer gemessener Leistungszahlen ergibt sich eine ungenügende Korrelation, weshalb die Verwendung des Modelles in der gegebenen Form für die ganzheitliche Simulation der Absorptionswärmepumpe nicht möglich erscheint und somit die Kreislaufsimulation zur Berechnung angewandt wird.

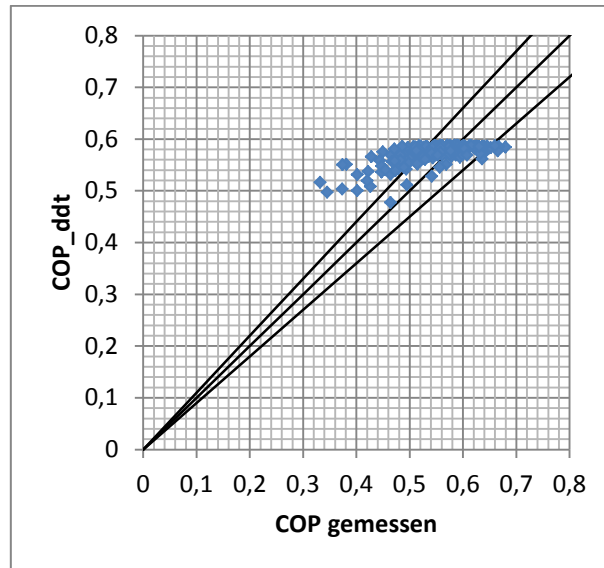


Abbildung 6-17: Ergebnisse COP_c aus ddt-Modell

Ebenfalls einen Einfluss auf die Genauigkeit der berechneten Werte am Generator wird die zur Ermittlung der Enthalpiewerte benötigte Berechnung aus einer bestehenden Simulation sein, welche durch die Ergebnisse bei Leistungsvorgabe am Generator erfolgte. Diese Vorgehensweise ist bedingt durch die exakt definierbaren Zustände am Generator, resultierend aus der installierten Messtechnik. Zusammenfassend ergibt sich somit nicht zwangsläufig eine größere Ungenauigkeit an Absorber, Verdampfer und Kondensator, sondern viel eher eine durch die Methode zur Bestimmung der Enthalpiewerte höhere Genauigkeit der Berechnung der Leistungen am Generator aus der Parameterbestimmung.

Für eine mögliche allgemeine Simulation des realen Absorptionswärmepumpenprozesses mittels der Vorgehensweise über charakteristischen Gleichungen wäre es notwendig, die zuvor konstant gesetzten Parameter auf den jeweiligen Betriebspunkt anzupassen sowie die Effekte der realen Anlage, wie begrenzende Bauteile, in das Modell einzubinden.

6.4 Simulationsergebnisse

Aus den genannten Zusammenhängen ergaben sich folgende Resultate der Simulation. Dafür wurde zuerst eine notwendig genaue Grundlage geschaffen, die mit einer gegebenen Leistung die Betriebspunkte durchrechnete, und nachfolgend die gemessene Leistung substituiert.

6.4.1 Ergebnisse mit externer Leistungsvorgabe zur Validierung der Simulation

Als Eingangsparameter dienten hierfür die sechs gewünschten Übergabewerte der externen Eintrittstemperaturen am Heiz- und Kühlwasserstrang sowie der Austrittstemperatur am Kaltwasserstrang und deren Volumenströme. Zusätzlich wurde die Generatorleistung dem Prozess vorgegeben und die Abweichung der Simulation von den Messwerten überprüft. Der

Vergleich des internen mit dem externen Leistungskoeffizienten (COP) nach Gl. 2-4 wird in Abbildung 6-18 rechts unten dargestellt.

Im Diagramm sind zusätzlich die $\pm 10\%$ Linien vom gemessenen Wert vermerkt. Es ist dabei auffällig, dass bei geringen COP, die bei geringen Leistungen aufgetreten sind, der gerechnete Wert des Leistungskoeffizienten besser als der Gemessene ausfällt. Dies könnte in erster Annäherung mit den höheren realen Wärmeverlusten relativ zu Kälteleistung zusammenhängen. Auch in Betracht gezogen könnte eine veränderte Austrittstemperatur nach dem Generator werden, die aus Abbildung 6-8 erkennbar für Volllast etwas zu niedrig angenommen sein könnte und für extreme Teillastfälle etwas zu hoch.

Vergleicht man die aus der Simulation resultierenden Leistungen ergibt sich eine relativ geringe Abweichung über den gesamten Leistungsbereich in Absorber, Kondensator und Verdampfer, dargestellt ebenfalls in Abbildung 6-18.

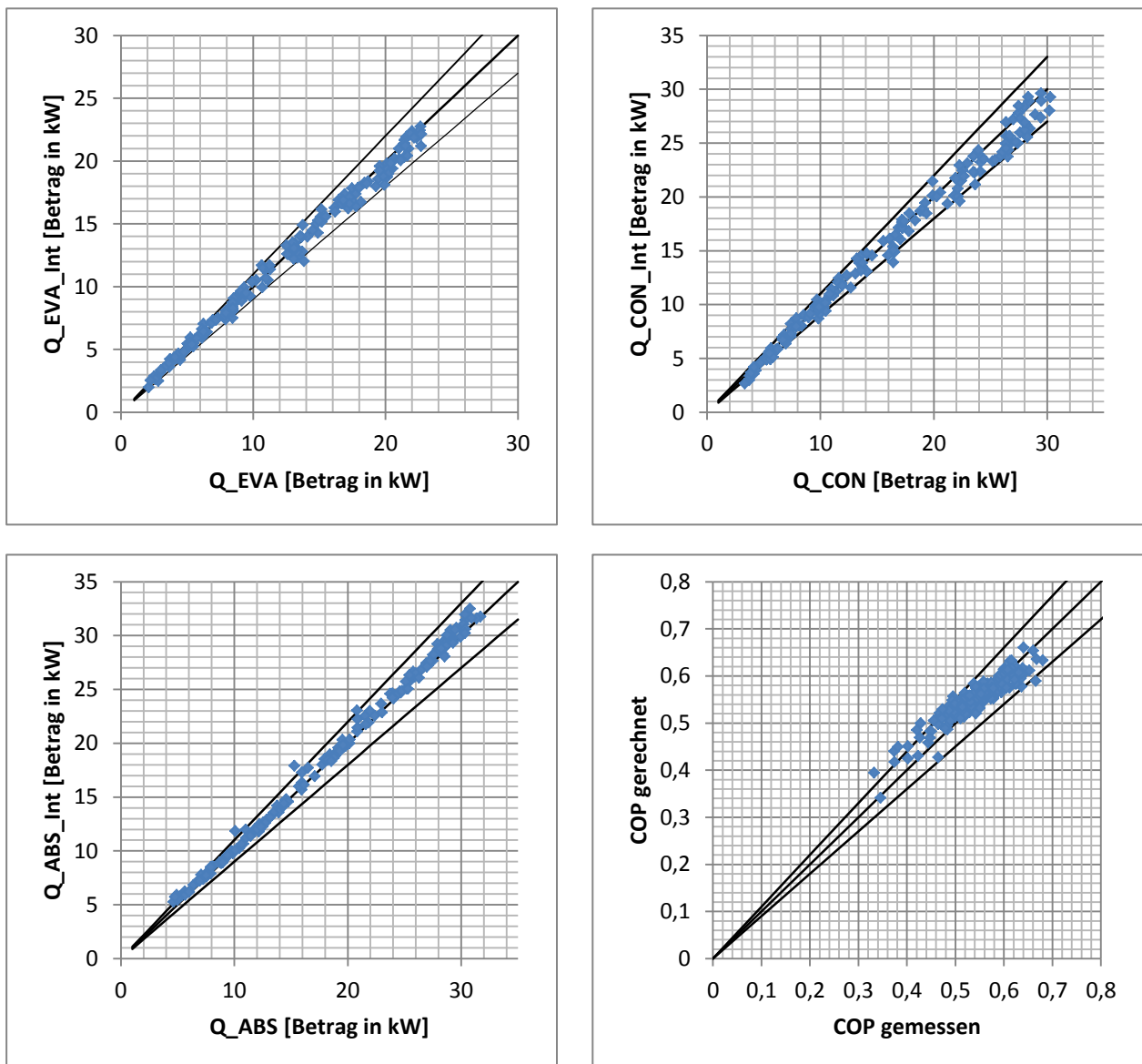


Abbildung 6-18: Leistungen der Simulation bei Generatorleistungsvorgabe aus Messung

Der Kondensator weist tendenziell eine leicht negative Abweichung vom Messwert auf, der Absorber eine leicht positive Abweichung. Dies kann zum Teil auf die bauliche Gegebenheit zurückgeführt werden, in der das Kondensatorzulaufrohr durch den Absorber hindurch geleitet wird und erst nachfolgend in den Kondensator selbst. Dabei wird mit hoher Wahrscheinlichkeit

das Kühlwasser etwas vorerwärmt, damit die gemessene Leistung für den Kondensator leicht erhöht und für den Absorber im gleichen Ausmaß gesenkt.

In mehreren Schritten wurden die Drücke, Massenströme und Prozesstemperaturen miteinander verglichen und auf systematische Abweichungen kontrolliert. Es ergaben sich für die wichtigsten Prozessparameter keine wesentlichen Abweichungen. Für die Weiterverwendung mit Substituierung der vorgegebenen Leistung zeigte sich das Modell somit als geeignet.

6.4.2 Ergebnisse mit Leistungsvorgabe aus charakteristischen Gleichungen

Für die endgültige Simulation wurde die Größenvorgabe der Leistungen über die aus den charakteristischen Gleichungen ermittelte Leistung am Generator vorgegeben. Diese erfolgte in einem separaten Aufruf und wurde in das Simulationsmodell übergeben. Weiters waren wie in der Simulation zuvor die sechs Parameter zur Ansteuerung der Anlage vorzugeben, welche den Prozess bestimmen.

Die Simulationsergebnisse für sämtliche gemessenen Punkte sind vergleichend inklusive eines eingezeichneten $\pm 10\%$ Bereiches in Abbildung 6-19 dargestellt. Die Generatorleistung verhält sich analog zu Abbildung 6-16 rechts unten, da dieser Wert direkt in die Simulation übernommen wurde.

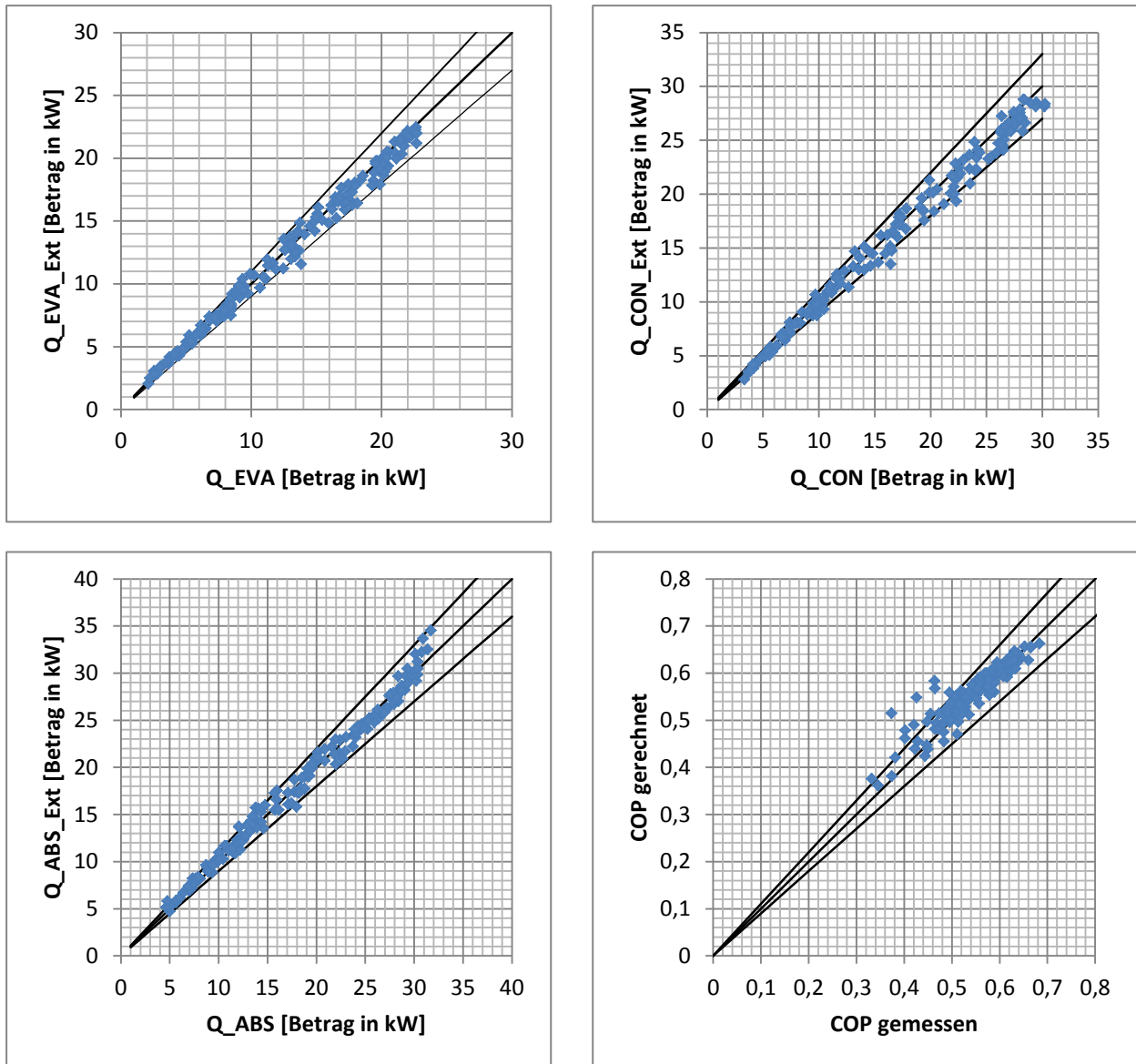


Abbildung 6-19: Leistungen der Simulation bei Leistungsvorgabe aus ddt-Modell

Die Werte der Simulation entsprechen in einem geringen Toleranzbereich den gemessenen Werten. Für sehr kleine Leistungen sollten dabei die prozentuell auf die Bezugsleistung gemessenen großen Abweichungen auf die Wärme- und Kälteverluste in der Anlage zurückgeführt werden. Für große Leistungen übersteigt mit dem gegebenen Ansatz der Leistungsbegrenzung der Lösungsmittelmassenstrom die maximal gemessene Vorgabe durch die Lösungsmittelpumpe. Die Auswirkung zeigt sich vorrangig im Absorber, welcher mehr Wärme in Abhängigkeit des Umlaufes, der auch den Zustand im Generator beeinflusst, abführt.

Für die Leistungskoeffizienten ergeben sich in Folge der größeren Ungenauigkeit bei kleinen Leistungen bessere als gemessene Werte. Dies erklärt sich durch die Verluste, die im Verdampfer die extern abrufbare Kälteleistung verringern. Im Kondensator und Absorber werden die Leistungen wegen der höheren Temperaturen innerhalb der Anlage etwas erhöht. Über den Zusammenhang als Quotient aus Verdampfer- zu Generatorleistung ergibt sich folglich ein zu hoher berechneter Leistungskoeffizient.

Es waren keine systematischen Abweichungen in Abhängigkeit der durchgeführten Messreihen erkennbar und die prozessinternen Temperaturen, Drücke und Massenströme entsprachen mit geringen Abweichungen den gemessenen Werten.

7 ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSFOLGERUNGEN

Aufbau

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Absorptionswärmepumpe der Fa. Pink, welche derzeit für Kühlzwecke am Markt erhältlich ist, adaptiert, bei unterschiedlichen Temperaturen und Temperaturspreizungen vermessen und ein Kennfeld der Anlage erstellt. Es erfolgten dabei Messungen der externen Volumenströme und Temperaturen, sowie der internen Prozesstemperaturen, Füllstände, Drücke und Massenströme.

Messtechnisch wurden dazu extern die Temperaturen über Widerstandsthermometer und die Volumenströme über magnetinduktive Durchflussmessung gemessen. Der gesamte hinsichtlich der Absorptionswärmepumpe externe Aufbau inklusive der Pumpen, Beimischschaltung, Messtechnik und drucklosen Anschluss an die Infrastruktur des Institutes mit Wärmequelle und Wärmesenke befand sich in einem von der Absorptionswärmepumpe getrennten Aufbau.

Intern wurden Prozesstemperaturen über außen an den gewünschten Stellen angebrachte Thermoelemente (Anlegefühler) ermittelt. Die Massenströme wurden über Coriolismessgeräte für Kältemittel und armer Lösung gemessen. Die Drücke wurden als transiente Druckmessung an den dafür vorgesehenen Abgängen angebracht und die Füllstände mittels Reedkontaktketten in den Sammelbehältern von reicher Lösung nach dem Absorber, Kältemittel nach dem Kondensator und armer Lösung nach dem Generator gemessen.

Messung

Nach erfolgtem Aufbau musste die möglichst vollständige Aufnahme der physikalischen Zusammenhänge aus den Betriebspunkten erfolgen, ausgehend von den sechs variablen Eingangsparametern der Anlage über die hydraulischen Kreisläufe. Dazu wurden zuerst Kennfelder für die Temperaturbereiche von:

- 75°C bis 95°C in 5K Schritten am Heizwassereintritt
- 24°C bis 36°C in 4K Schritten am Kühlwassereintritt und
- 6°C bis 15°C in 3K Schritten am Kaltwasseraustritt

bei gleichbleibenden Temperaturspreizungen an den Wärmetauschern erstellt. Die Bereiche ergaben sich aus Vorgabe von Kennfeldern des Herstellers sowie aus den Grenzen des verwendeten Wärmeträgers in Heiz- und Kaltwasserstrang und der daraus resultierenden Gefrier- und Siedetemperatur. Nachfolgend variierte man einzeln die Spreizungen der drei Stränge und verfolgte die sich ergebenden Änderungen des Prozesses.

Zusammenfassend wurde festgestellt, dass das Teillastverhalten der Absorptionswärmepumpe gegenüber den Daten des Herstellers einen rascheren Abfall aufweist, zurückzuführen auf die Verwendung einer veränderten, größeren Kältemitteldrossel, die höhere Maximalleistungen ermöglicht. Dabei zeigte vor allem die Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur einen starken Einfluss, welche den Hochdruck maßgeblich bestimmt und wegen der relativ geringen Austreibertemperaturen den Prozess bei Temperaturen über 30°C in den unteren Teillastbereich senkt oder nicht mehr ermöglicht.

Eine vergrößerte Temperaturspreizung an Generator, Absorber und Kondensator führte zur Verschlechterung des Gesamtprozesses wegen geringerer Austrittstemperaturen der reichen Lösung aus dem Generator und höherer Kondensations- und Absorptionstemperaturniveaus. Am Verdampfer konnte ein positiver Effekt bei höheren Temperaturspreizungen festgestellt werden, in Folge eines höheren mittleren Temperaturniveaus und damit verbunden eines höheren Niederdruckniveaus gemäß der internen Regelung über die Kältemitteldrossel.

Der Leistungskoeffizient der Anlage erreichte bei besten Bedingungen Maximalwerte von etwa 0,67.

Simulation

Für die Erstellung einer möglichst detaillierten Simulation des Prozesses der gegebenen Absorptionswärmepumpe in EES musste zuerst eine Überleitung der sechs Eingangsparameter von Temperaturen und Volumenströmen der externen Quellen in interne Temperaturniveaus und Drücke erfolgen. Dazu wurden die notwendigen empirischen Zusammenhänge aus den Messwerten ermittelt und über Gleichungen in die Simulation eingefügt.

Dabei ergab sich die Berechnung des Niederdruckniveaus gemäß der Regelung der Anlage. Der Hochdruck resultierte aus der Kühlwassereintrittstemperatur und der Spreizung am Bauteil. Zusätzlich konnte eine Abhängigkeit von der Kaltwassertemperatur festgestellt werden.

Aus einer weiteren Simulation mit internen Messwerten wurde die für die Prozessführung wesentlichen Parameter der Absorberunterkühlung in der resultierenden Größenordnung von etwa 3K, der auftretenden Kondensatunterkühlung nach dem Kondensator von circa 2K, der Effizienz des Lösungsmittelwärmetauschers mit Werten zwischen 0,88 und 0,91 und des Temperaturgleites des Kältemittels im Verdampfer in Abhängigkeit der Leistung ermittelt und konnten in die spätere messunabhängige Simulation übernommen werden.

Zusätzlich ergab sich eine Leistungsbegrenzung des Prozesses bei der maximalen Kälteleistung von 22kW, bedingt durch die Auslegung der Kältemitteldrossel. Diese konnte aus einem Vergleich der Temperatur am Verdampfereintritt über die Regelung mit der simulierten Temperatur abgelesen werden und über das Niederdruckniveau in die Simulation eingefügt werden. Wärmeverluste des internen Prozesses ergaben sich vor allem in der nicht isolierten Kältemittelleitung vom Generator zum Kondensator, die gemeinsam mit einer Schichtung im Sammelbehälter nach der Austreibung berücksichtigt werden mussten.

Wesentlichste Aufgabe war es, einen Zusammenhang zu finden, der es erlaubte die internen aus den externen Temperaturen zu berechnen. Dazu konnte im Wärmetauscher des Generators am Eintritt des Heizwassers eine gleichbleibende Temperaturdifferenz zur Temperatur im Sammelbehälter nach dem Generator festgestellt werden, die bei Vollastfällen wegen eines Abfalles der $U \cdot A$ -Kennwerte der Wärmeübertragung am Generator einen Anstieg aufwies. Somit errechnete sich das Temperaturniveau der Austreibung aus diesem empirischen Zusammenhang. Die Temperatur der reichen Lösung am Eintritt war, nach Betracht aller relevanten Einflüsse am Wärmetauscher, durch einen empirischen Zusammenhang mit der Heizwasseraustrittstemperatur rückschließbar.

Für die Temperatur am Austritt des Absorbers wurde, mangels genauerer Kenntnis der internen Gegebenheiten, da der Absorberbauteil eine Einheit mit Verdampfer und Sammelbehälter bildete, ein empirischer Zusammenhang mit der Kühlwassertemperatur erstellt und in die Simulation übergeleitet.

Da bisher ausschließlich interne Prozessparameter übergeleitet wurden, musste eine Definition der Größenordnung der Leistungen des Prozesses erfolgen. Dafür eignete sich ein modifizierter Ansatz mittels charakteristischer Gleichungen ($\Delta\Delta t$ -Modell). Die zu bestimmenden Parameter des Ansatzes wurden aus den Ergebnissen einer Simulation mit Vorgabe von gemessenen Werten der Leistungen ermittelt. Dabei zeigte sich eine nicht vernachlässigbare Abhängigkeit des $U \cdot A$ -Kennwertes der einzelnen Wärmetauscher von Generator, Absorber, Kondensator und Verdampfer von der Leistung des Bauteils. Die Überleitung musste mittels Ausgleichsfunktionen in das Modell erfolgen.

Am Generator konnte man eine Grenzleistung erkennen, ab welcher sich die Wärmeübertragung wesentlich verschlechterte. In wahrscheinlich gleichem Zusammenhang

gab es bei den Messungen unterschiedlicher Messreihen ein Aufschwingen der Leistung am Generator zu verzeichnen. Dieser Effekt wurde empirisch in den U*A-Kennwert des Generator übernommen.

Die aus dem Modell der charakteristischen Gleichungen berechneten Leistungen korrelierten gut mit den Messwerten. Für Verdampfer und Kondensator ergaben sich vergleichsweise große Ungenauigkeiten bei der Berechnung und die Absorberleistung wies für sämtliche Simulationspunkte eine Abweichung nach oben auf. Es zeigte sich für die Generatorleistung die geringste Streuung, weshalb sich für die weitere Verwendung in der Simulation dieser Wert am besten eignete.

Für die finale Simulation des Absorptionswärmepumpenprozesses ergaben sich für die verwendeten Zusammenhänge wenige simulierte Leistungen für die jeweilige Komponente außerhalb der angestrebten 10% Toleranz. Lediglich im unteren Teillastbereich wurde prozentuell ein höherer Unterschied ermittelt, erklärbar in Zusammenhang mit den im Vergleich prozentual höheren Verlusten innerhalb der Anlage. Auch die auf Grund dieser Gegebenheit zu hoch berechneten Leistungskennzahlen konnten darauf zurückgeführt werden.

Ausblick

Die Simulation bietet eine Ausgangsbasis für eine weitere Verwendung zur Ermittlung der optimalen Betriebsführung einer Ammoniak / Wasser Absorptionswärmepumpe. Wesentlich ist die Abhängigkeit von den auch für den Betrieb zwingend benötigten sechs Eingangsgrößen:

- Heizwassereintrittstemperatur
- Heizwasservolumenstrom (oder alternativ Heizwasseraustrittstemperatur)
- Kühlwassereintrittstemperatur
- Kühlwasservolumenstrom (oder alternativ Kühlwasseraustrittstemperatur)
- Kaltwasseraustrittstemperatur
- Kaltwasservolumenstrom (oder alternativ Kaltwassereintrittstemperatur)

Für die Anpassung an ein anderes Modell einer Absorptionswärmepumpe sind für eine möglichst detailgetreue Prozesssimulation im Wesentlichen folgende Schritte unbedingt durchzuführen:

- Bestimmung der Anlagenspezifischen Größen wie Kondensatunterkühlung nach dem Kondensator, Absorberunterkühlung, Temperaturgleit im Verdampfer, Wärmeverluste und Leistungsbegrenzung.
- Bestimmung der Zusammenhänge der internen und externen Temperaturen in den Wärmetauscher von Generator und Absorber über den gesamten Leistungsbereich.
- Anpassung der Regelung der Absorptionswärmepumpe. Sollte dabei die Regelung nicht auf Verdampfereintrittstemperatur oder Niederdruck erfolgen dient die gegebene Simulation nicht mehr als sinnvolle Grundlage.
- Bestimmung der Parameter der charakteristischen Gleichungen, um die Größenordnung der Leistungen richtig bestimmen zu können, sowie der U*A-Kennwerte der Wärmetauscher.
- Sollte das Modell für Anlagen mit höheren Austreibertemperaturen angepasst werden, ist gegebenenfalls die Einbindung einer gegebenen Dephlegmation oder Rektifikation notwendig. Erfolgt diese nicht, beeinflusst die stark veränderte Kältemittelkonzentration aus dem Generator die Berechnung des Niederdruckes maßgeblich.

Allgemein kann auf Grund des stark empirischen Ansatzes bei Adaptierung des Modelles an eine stark veränderte Anlage davon ausgegangen werden, dass Messungen in ähnlichem Umfang erfolgen müssen. Alternativ dazu wäre selbstverständlich die Vorgehensweise vorstellbar, anlagenspezifische Parameter (wie Unterkühlungen etc.) als konstante Werte

überzuleiten, unter Berücksichtigung der daraus resultierenden größeren Abweichungen und der daraus resultierenden Toleranzen der Leistungen. Für das Modell der charakteristischen Gleichungen müssen aber zumindest die $U \cdot A$ -Werte am Generator, Absorber, Kondensator und Verdampfer angepasst werden.

Für die weitere Vorgehensweise im Zuge des Projektes zur Optimierung der solaren Kälteerzeugung kann aus der gegebenen Simulation ein Kennlinienmodell erstellt und in die Gesamtsimulation eingefügt werden. Dafür ist zusätzlich die Berücksichtigung instationärer Effekte notwendig, etwa beim Anfahren der Anlage oder bei Veränderung der Eingangsparameter.

LITERATUR

Burkhardt, Kraus 2006: **Burkhardt** Wolfgang, **Kraus** Roland; Projektierung von Warmwasserheizungen; 7.Auflage; Oldenbourg Industrieverlag; München

Engineering Equation Solver, 2011: Engineering Equation Solver V8.659; F-Chart Software; Madison Wisconsin

Hering et al. 2009: **Hering** Ekber, **Martin** Rolf, **Stohrer** Martin; Taschenbuch der Mathematik und Physik; 5. Auflage; Springer Verlag; Berlin Heidelberg; ISBN 978-3-540-78683-2

Kohlenbach 2006: **Kohlenbach**, Paul; Dissertation: Solar cooling with absorption chillers: Control strategies and transient chiller performance; Fakultät für Prozesswissenschaften, Technische Universität Berlin

LabVIEW (2009): LabVIEW Professional Development System Version 9.0.1, Service Pack 1; National Instruments; Austin Texas

Moser 2008: **Moser**, Harald; Dissertation: Ammoniak / Wasser-Absorptionswärmepumpe kleiner Leistung zum Heizen und Kühlen; Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftsingenieurwesen, Technische Universität Graz

Nau 2004: **Nau**, Matthias; Elektrische Temperaturmessung mit Thermoelementen und Widerstandsthermometern; JUMO GmbH & Co KG; Fulda; ISBN 978-3-935742-06-1

Niebergall 1981: **Niebergall** Wilhelm; Sorptionskältemaschinen; Springer Verlag; Berlin Heidelberg New York; ISBN 3-540-02404-2

Pietruschka 2010: **Pietruschka**, Dirk; PhD Thesis: Model based control optimisation of renewable energy based HVAC systems - Solar driven absorption and open desiccant evaporative cooling; Institute of Energy and Sustainable Development, De Montfort University Leicester

Reinhart 2008: **Reinhart**, Anton; In **Fitzner**, Klaus (Hrsg.): Raumklimatechnik; 16. Auflage; Springer Verlag; Berlin Heidelberg; ISBN 978-3-540-57011-0

Rieberer et al. 2010: **Rieberer** Rene, **Kotenko** Oleksandr, **Moser** Harald, **Heinz** Andreas, **Kalkgruber** Joachim, **Ganster** Stefan; Endbericht, Feasibility Study innovative Absorptions-Wärmepump-Prozesse (InnovAP); Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

VDI-Wärmeatlas 2006: Gnielinski Volker; in **VDI** (Hrsg.): **Wärmeatlas** „Berechnungsblätter für den Wärmeübergang“; Springer Verlag; Berlin Heidelberg New York; ISBN-10: 3-540-25504-4

Ziegler 1997: **Ziegler** Felix; Forschungsbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 57 – Sorptionswärmepumpen; Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein (DKV); Stuttgart

Ziegler, Albers 2009: **Ziegler** Felix, **Albers** Jan; Einfluss variabler Volumenströme auf charakteristische Gleichungen für Absorptionskälteanlagen; Veröffentlicht in: KI Kälte Luft Klimatechnik April 2009; Hüthig GmbH; Heidelberg

ANHANG

Koeffizienten in Simulationsgleichungen

Gl. 6-7		$k_{1,\dot{Q}_{DMP}}$	0,0164	[kW/(m ³ /h) ²]
		$k_{2,\dot{Q}_{DMP}}$	-0,0144	[kW/(m ³ /h)]
		$d_{1,\dot{Q}_{DMP}}$	0,2488	[kW]
Gl. 6-11	$\dot{Q}_{GEN,Int} < 27,5kW$	$k_{1,\Delta T_{ein}}$	0,7333	[-]
		$d_{1,\Delta T_{ein}}$	1,9666	[K]
		$F_{1,\Delta T_{ein}}$	0	[K]
	$\dot{Q}_{GEN,Int} > 27,5kW$	$k_{1,\Delta T_{ein}}$	0,7333	[-]
		$d_{1,\Delta T_{ein}}$	1,9666	[K]
		$F_{1,\Delta T_{ein}}$	$(32 - t_{cool,in})$ $* \left(\frac{\dot{Q}_{Gen,Int} - 27,5}{12} \right)^2$	[K]
Gl. 6-12		$k_{1,\Delta T_{aus}}$	0,00102135	[K/kW]
		$k_{2,\Delta T_{aus}}$	-0,05916845	[K]
		$k_{3,\Delta T_{aus}}$	1,20835116	[K/kW]
		$d_{1,\Delta T_{aus}}$	-0,43483663	[K]
Gl. 6-13		$k_{1,\Delta T_{STH-ref}}$	-0,0727	[K/(kg/h)]
		$d_{1,\Delta T_{STH-ref}}$	4,6309	[K]
Gl. 6-14		$k_{1,\Delta T_{ABS,ein}}$	0,004540	[K/kW ²]
		$k_{2,\Delta T_{ABS,ein}}$	-0,095171	[K/kW]
		$k_{3,\Delta T_{ABS,ein}}$	$\left(0,5 + \frac{\dot{Q}_{ABS,Ext}}{120} \right)$	[-]
		$d_{1,\Delta T_{ABS,ein}}$	0,047261	[K]
Gl. 6-15	$\dot{Q}_{EVA,Int} < 5kW$	$k_{1,\Delta T_{ABS,sub}}$	11,723	[K]
		$k_{2,\Delta T_{ABS,sub}}$	-0,2	[K/kW]
		$d_{1,\Delta T_{ABS,sub}}$	1,888	[K]
	$\dot{Q}_{EVA,Int} > 5kW$	$k_{1,\Delta T_{ABS,sub}}$	11,723	[K]
		$k_{2,\Delta T_{ABS,sub}}$	0	[K/kW]
		$d_{1,\Delta T_{ABS,sub}}$	2,888	[K]
Gl. 6-18		$k_{1,\Delta T_{glide}}$	0,157	[K/kW]
		$d_{1,\Delta T_{glide}}$	2,249	[K]
Gl. 6-19	$\dot{m}_{ref} < 75kg/h$	$k_{1,\Delta T_{CON,sub}}$	-0,000401	[K/(kg/h) ²]
		$k_{2,\Delta T_{CON,sub}}$	0,023866	[K/(kg/h)]
		$d_{1,\Delta T_{CON,sub}}$	2,066547	[K]
	$\dot{m}_{ref} > 75kg/h$	$k_{1,\Delta T_{CON,sub}}$	0	[K/(kg/h) ²]
		$k_{2,\Delta T_{CON,sub}}$	0	[K/(kg/h)]
		$d_{1,\Delta T_{CON,sub}}$	1,6	[K]
Gl. 6-20	$\dot{Q}_{EVA,Int} < 21kW$	$k_{1,t[13]_{calc}}$	0	[K/kW ²]
	$\dot{Q}_{EVA,Int} > 21kW$	$k_{1,t[13]_{calc}}$	1,1364	[K/kW ²]
Gl. 6-26		$d_{1,C}$	1,2794	[-]
Gl. 6-27		$d_{1,A}$	1,4812	[-]

Gl. 6-28		$d_{1,G}$	1,3116	[-]
Gl. 6-31		$k_{1,\dot{m}_{rso,ddt}}$	-0,161	[(kg/h)/kW ²]
		$k_{2,\dot{m}_{rso,ddt}}$	17,929	[(kg/h)/kW]
		$d_{1,\dot{m}_{rso,ddt}}$	225,587	[kg/h]
Gl. 6-32		$k_{1,(h[6]-h[4])}$	0,7418	[(kJ/kg)/kW]
		$d_{1,(h[6]-h[4])}$	18,449	[kJ/kg]
Gl. 0-1		$d_{1,(h[8]-h[1])}$	25	[kJ/kg]
Gl. 6-34		$k_{1,U_{AC}}$	-0,002515	[(kW/K)/kW ²]
		$k_{2,U_{AC}}$	0,171297	[(kW/K)/kW]
		$d_{1,U_{AC}}$	-0,122709	[kW/K]
Gl. 6-35	$\dot{Q}_{GEN,ddt} < 30kW$	$k_{1,U_{AG}}$	0,104	[(kW/K)/kW]
		$k_{2,U_{AG}}$	-0,004444	[(kW/K)/kW]
		$d_{1,U_{AG}}$	7	[kW/K]
		$d_{2,U_{AG}}$	0	[kW]
		$d_{3,U_{AG}}$	0,48	[kW/K]
	$\dot{Q}_{GEN,ddt} > 30kW$	$k_{1,U_{AG}}$	-0,11	[(kW/K)/kW]
		$k_{2,U_{AG}}$	0,01333	[(kW/K)/kW]
		$d_{1,U_{AG}}$	7	[kW/K]
		$d_{2,U_{AG}}$	-40	[kW]
		$d_{3,U_{AG}}$	6,9	[kW/K]
Gl. 6-36	$\dot{Q}_{ABS,ddt} < 18,5kW$	$k_{1,U_{AA}}$	0,04865	[(kW/K)/kW]
		$d_{1,U_{AA}}$	1,5	[kW/K]
	$\dot{Q}_{ABS,ddt} > 18,5kW$	$k_{1,U_{AA}}$	0,00357	[(kW/K)/kW]
		$d_{1,U_{AA}}$	2,3339	[kW/K]
Gl. 6-37		$k_{1,U_{AE}}$	-0,003587	[(kW/K)/kW ²]
		$k_{2,U_{AE}}$	0,187688	[(kW/K)/kW]
		$d_{1,U_{AE}}$	0,218954	[kW/K]

Berechnung Hoch- und Niederdruck

Ad Gl. 6-16:

$$p_{high}[kPa] = 0,4955 * t_{cool,in}^2 + 4,8593 * t_{cool,in} + 764,9816 + 3,85 * (t_{cold,in} - 13,5) + 31,1719 * (t_{cool,out} - t_{cool,in}) - 188,1222$$

Ad Gl. 6-17:

$$x = (-4,4 * (t_{cool,in} - 24)^2 + 236,3 * (t_{cool,in} - 24) + 452,3) * 10^{-8} * t_{hot,in}^2 + (-348,4 * (t_{cool,in} - 24)^2 + 36088,5 * (t_{cool,in} - 24) + 1683,8) * 10^{-8} * t_{hot,in} + (-1343633,8 * (t_{cool,in} - 24) + 101593556,2) * 10^{-8}$$

$$q = -0,00000932 * t_{hot,in}^2 + 0,00255668 * t_{hot,in} + 0,04869618$$

$$t = \frac{(t_{cold,in} + t_{cold,out})}{2} - 4,25 - 5 * \frac{\dot{Q}_{EVA}}{19} - k_{1,t[13]calc} * (\dot{Q}_{EVA,Ext} - 21)^2$$

$$p_{low} = f(t, q, x)$$