

NH₃/H₂O-Absorptionskälteanlage – Untersuchungen zum stationären und dynamischen Betriebsverhalten

von

Markus PAUSAKERL

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

Dipl.-Ing. David Hannl

Graz, im März 2012

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: NH₃/H₂O-Absorptionskälteanlage –
Untersuchungen zum stationären und dynamischen Betriebsverhalten

Autor: Markus PAUSAKERL

1. Stichwort: Optimierung

2. Stichwort: Simulation

3. Stichwort: Instationär

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde eine NH₃/H₂O-Absorptionskälteanlage mit einer maximalen Kälteleistung von 22 kW auf Optimierungspotenziale der Anlagenregelung im stationären Betrieb untersucht. Im Weiteren wurden Einflüsse auf das dynamische Betriebsverhalten in ein instationäres Simulationsmodell übertragen. Für die experimentelle Analyse wurde ein Versuchsstand mit entsprechender Messtechnik verwendet, mit dem die gewünschten Betriebsbedingungen mittels einer Wärmequelle und einer Wärmesenke eingestellt werden konnten. Das im Simulationsprogramm „Engineering Equation Solver“ erstellte Modell basiert in erster Linie auf Energie- und Massenbilanzen sowie auf anlagenspezifischen Charakteristika. Für die Berechnung der Zustandsgrößen wurde eine programminterne Stoffdatenbank für das Stoffgemisch Ammoniak/Wasser verwendet.

Das Optimierungspotenzial wurde mittels experimentellen Versuchen in einzelnen stationären Betriebspunkten durch Variation von Sollwerten der Regelparameter für Niederdruck und Lösungspumpendrehzahl untersucht. Dabei wurden Möglichkeiten zur Steigerung der Leistung sowie zur Effizienzoptimierung festgestellt. Es wurden optimierte Sollwerte definiert, welche im Simulationsmodell verwendet werden konnten. Die Ergebnisse von Simulation und Messung zeigen Leistungssteigerungen bis 30 % bei Teillastbetrieb im Bereich von 5 bis 20 kW für die optimierte Anlagenregelung.

Die dynamischen Effekte werden vorrangig durch die internen Speichermassen in den Sammelbehältern der Absorptionskälteanlage hervorgerufen, die sich als Trägheitsgrößen bei Betriebspunktwechseln auswirken. Diese Komponenten wurden mit zeitabhängigen Bilanzgleichungen im Simulationsmodell nachgebildet. Die Charakteristika der Wärmetauscher und der Regelung wurden aus experimentellen Messdaten bestimmt. Zur Vergleichsanalyse wurden angenäherte Sprungfunktionen für Veränderung der externen Temperaturen für Heiz-, Kühl- und Kaltwasserkreise verwendet. Die Ergebnisse aus den Sprungantworten zeigten qualitativ hinreichende Übereinstimmungen mit den experimentellen Daten. Zeitverzögerungen wurden durch die Anlagenregelung sowie durch Kavitation der Lösungspumpe verursacht. Für exaktere Simulationen weisen die entsprechenden Messungen auf die Notwendigkeit der Berücksichtigung von Totzeiten beim Ansprechen der Lösungspumpe im Modell hin.

ABSTRACT

Title: NH₃/H₂O-Absorption Chiller –
Investigation of steady-state and dynamic operational behaviour

Author: Markus PAUSAKERL

1st keyword: optimisation

2nd keyword: simulation

3rd keyword: transient

This diploma thesis investigates the steady-state and dynamic operational behaviour of an NH₃/H₂O-absorption chiller with a cooling capacity of up to 22 kW. In the first part the optimisation potentials of the steady-state operation over the whole load range was experimentally analysed by adjusting the setting of the manufacturer-specific control system. In the second part a dynamic model was developed based on the characteristic of the chiller to enable comparisons with the system's operational behaviour during changes in operating conditions. The operating conditions were provided by a test bench using a heat source and a heat sink. The simulation model was set up with the software "Engineering Equation Solver" and is based on equations for energy, mass and species balances. Therefore it is linked with a program-internal property database for ammonia/water solutions.

The optimisation potential of the system was investigated in experiments and steady-state simulations by varying the set values for low pressure and for the speed of the solution pump at constant external operating parameters. In doing so possible improvements were developed to enhance performance and increase efficiency. The results of the simulations with optimised settings for the control parameters show performance improvements of up to 30 % at part-load operation in the load range from 5 to 20 kW compared with data measured before the optimisation.

The dynamic operating performance is mainly influenced by varying mass of solution and refrigerant stored in internal accumulators, respectively these components act as thermal inertia during adjustments of operating parameters. The dynamic chiller model was set up with time-dependent mass and energy balances. The characteristics of heat exchangers and the influences of the control system were determined from experimental data. Step functions of external temperature changes for heating and cooling flow and cold return flow from the external circuits served as input parameters for load changes. The comparison with experimental data shows good agreement. It was also detected that relevant time deviations are caused by cavitation in the solution pump and the system control. For a more detailed analysis it is necessary to consider the delayed response of the solution pump in the simulation model.

VORWORT

Diese Arbeit wurde am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz verfasst und im März 2012 als Diplomarbeit eingereicht. Als Projektpartner war die Firma PINK GmbH aus Langenwang in der Steiermark beteiligt.

Das Interesse für das ausgewählte Thema ergab sich aus der Verknüpfung vielseitiger Aufgabenbereiche mit theoretischem und praktischem Bezug. Den Anstoß für die Durchführung gab Dipl.-Ing. Dr. techn. Harald Moser, der mit seinem spezifischen Fachwissen auf dem Gebiet der Absorptionskältetechnik ein sehr hilfreicher Gesprächspartner war.

Ich danke Herrn Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. René Rieberer für den zur Verfügung gestellten Arbeitsplatz am Institut und seine Unterstützung.

Mein besonderer Dank gilt Dipl.-Ing. David Hannl, der durch seine Vorarbeiten und die viele ausführliche Diskussionen zum Thema einen wesentlichen Beitrag zur Arbeit leistete. Viele seiner Hinweise und Tipps vereinfachten die Ergebnisanalysen. Vielen Dank auch für die Nachfolge als Betreuer und das Korrekturlesen des Textes.

Vielen lieben Dank an Barbara und meine Familie, die mich im Laufe meines Studiums und speziell während des Verfassens dieser Arbeit in jeder Hinsicht unterstützt haben, wo es möglich war. Ihr habt mir sehr viel Kraft gegeben.

Dieses Projekt wurde aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen des Programms „NEUE ENERGIEN 2020“ durchgeführt, in Kooperation mit dem Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie (BMVIT).

Graz, im März 2012

Markus Pausakerl

INHALTSVERZEICHNIS

<u>1</u>	<u>EINLEITUNG</u>	<u>1</u>
<u>2</u>	<u>GRUNDLAGEN</u>	<u>3</u>
2.1	Der Absorptionskälteprozess	3
2.2	Prozessdarstellung im $\log p / (1/T)$ -Diagramm	6
2.3	Kältemittel Ammoniak / Lösungsmittel Wasser	8
2.4	Absorptionswirkungsgrad	9
2.5	Verdampfung und Verflüssigung zeotroper Stoffe	11
2.6	Wärmebilanzen und Leistungskennzahlen	13
2.7	Zustandsgrößen aus der Stoffdatenbank des Programms EES	15
2.8	Zeitabhängige Bilanzgleichungen für Speichermassen	16
2.9	Integral- und Differentialansätze zur Lösung der Differentialgleichungen	17
2.10	Anwendungsbeispiel des Integralansatzes in EES	19
<u>3</u>	<u>VERSUCHSSTAND</u>	<u>21</u>
3.1	Hydraulische Anbindung der AKA an die Infrastruktur	21
3.2	Die Absorptionskälteanlage	23
3.3	Messtechnik	27
<u>4</u>	<u>OPTIMIERUNG DES STATIONÄREN BETRIEBSVERHALTENS</u>	<u>32</u>
4.1	Die Regelung des Niederdrucks	32
4.2	Die Regelung der Lösungspumpe	47
4.3	Optimierungspotenzial für die Kälteleistung	51
4.4	Einfluss des Verhältnisses der Kühlwasservolumenströme	52
4.5	Einfluss von Inertgas im System	54
<u>5</u>	<u>INSTATIONÄRE SIMULATION</u>	<u>56</u>
5.1	Das instationäre Simulationsmodell	57
5.2	Speichermassen in Abhängigkeit von Betriebszuständen	59
5.3	Zeitabhängige Bilanzgleichungen für die Speichermassen	62

5.4 Anlagencharakteristika	65
5.5 Startparameter zur Initialisierung	69
5.6 Simulationsergebnisse	71
6 <u>ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSFOLGERUNGEN</u>	78
<u>LITERATUR</u>	82
<u>ANHANG</u>	83

NOMENKLATUR

Abkürzungen und Indizes:

ABS	Absorber	Absorber
AKA	Absorption Chiller	Absorptionskälteanlage
C	Control	Steuerung
calc	calculated	rechnerisch
cold	cold water	Kaltwasser
CON	Condenser	Kondensator
cool	cooling water	Kühlwasser
COP _{C/H}	Coefficient of performance, cooling / heating	
DMP	Damper	Dämpfer
eff	effective	effektiv
el	electrical	elektrisch
End	End	Ende
EVA	Evaporator	Verdampfer
ext	external	extern (AKA-Anbindung)
<i>f</i>	function	Funktion
FU	Frequency inverter	Frequenzumrichter
GEN	Generator	Generator
glide	gliding	gleitend
hot	hot water	Heizwasser
HP	High pressure	Hochdruck
HX	Heat exchanger	Wärmetauscher
in	inlet	Einlass
int	internal	intern (AKA-Prozess)
LP	Low pressure	Niederdruck
max	maximum	Maximum
meas	measured	gemessen
met	metal	Metall
mid	middle	Mittel
min	minimum	Minimum
opt	optimised	optimiert
out	outlet	Auslass
PI	Proportional-Integral	Proportional-Integral
PMP	Solution pump	Lösungspumpe
prec	preceding	vorherig
Process	Process	Prozess
pso	poor solution	Arme Lösung
PV	Process value	Istwert
RAC	Refrigerant accumulator	Kältemittelsammelbehälter
real	real	real
ref	refrigerant	Kältemittel
rso	rich solution	Reiche Lösung
RTH	Refrigerant throttle	Kältemitteldrossel
SAC	Solution accumulator	Lösungssammelbehälter
SC	Subcooling	Unterkühlung

SCV	Solution control valve	Lösungssperrventil
SEP	Separator	Phasenabscheider
SHX	Solution heat exchanger	Lösungswärmetauscher
sim	simulated	simuliert
sol	solution	Lösung
SV	Set value	Sollwert
spec	specific	spezifisch
Sart	Start	Start
STH	Solution throttle	Lösungsdrössel
th	theoretical	theoretisch
var	variable	variabel

Formelzeichen:

A	Fläche	m ²
c _p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	kJ / (kg * K)
h	spezifische Enthalpie	kJ / kg
L	Wärmetönung	kJ / kg
I	Lösungswärme	kJ / kg
LV	Füllstand	%
η	Wirkungsgrad	-
M	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg / s
n	Frequenz	Hz
p	Druck	bar
Δp	Druckverlust	bar
P	mechanische oder elektrische Leistung	kW
\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	°C
T	Temperatur	K
ΔT	Temperaturdifferenz	K
ΔT _{log}	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	K
τ	Zeit	s
Δτ	Zeitschritt	s
u	Messunsicherheit	-
U	Wärmedurchgangskoeffizient	W / (m ² * K)
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ / h
x, ξ	Ammoniakkonzentration	-
Δx, Δξ	Entgasungsbreite	-

Bezeichnung von Betriebspunkten in Abhängigkeit externer Temperaturniveaus:

$$t_{\text{hot_in}} / t_{\text{cool_in}} / t_{\text{cold_out}} - \Delta T_{\text{hot}} / \Delta T_{\text{cool}} / \Delta T_{\text{cold}}$$

1 EINLEITUNG

Präambel

Das Thema des steigenden Energiebedarfs und der damit verbundenen hohen Energiepreise ist aktueller denn je. Wachsende Ansprüche der breiten Bevölkerung an Komfort stehen zudem der Knappheit an fossilen Energieträgern gegenüber. Die vorhandenen Ressourcen müssen deshalb so effizient wie möglich genutzt werden. Auf die Entwicklung neuer und verbesserter Verfahren zur Energieversorgung wird immer größerer Wert gelegt. Der Trend zu energieautarken Gesamtsystemen für private und kommerzielle Bereiche muss vorangetrieben werden, um kurzfristig entstehende und bleibende Abhängigkeiten durch längerfristige Nachhaltigkeit für die Öffentlichkeit und die Umwelt zu ersetzen.

Zum Themenbereich Komfort lässt sich unter anderem die Gebäudeklimatisierung einordnen. Rein zweckmäßig getätigte Investitionen für gewöhnliche Kälteanlagen mit erheblichem elektrischem Energiebedarf führen bei dieser Anwendung zu den erwähnten Abhängigkeiten. In der Regel müssen für „alternative“ Anlagen mit höherem energetischem Nutzen auch höhere Investitionen getätigt werden, da langfristig ein finanzieller Nutzen zu erzielen ist. Im Rahmen dieser Arbeit wird deshalb der Prozess einer thermisch angetriebenen Absorptionskälteanlage untersucht, die für eine breite Anwendung aufgrund des komplexeren Systems mit den genannten Vorteilen überzeugen muss.

Ziel der Diplomarbeit

Mit einer zur Verfügung gestellten $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionskälteanlage für die solare Kühlung sollen im Betrieb Optimierungspotenziale für die generierte Kälteleistung und für die Effizienz analysiert werden. Die Nutzung dieser Anlagen ist dann sinnvoll, wenn sie einen deutlich geringeren elektrischen Energiebedarf als herkömmliche Kompressionskälteanlagen aufweisen und dabei das Überangebot an Solarstrahlung im Sommer für den „thermischen Antrieb“ verwenden. Das übergeordnete Projekt zielte auf die Reduktion des Primärenergiebedarfs für solarthermisch angetriebene Kühlanlagen ab. (www.klimafonds.gv.at, 09.03.2012).

Es soll das stationäre und dynamische Betriebsverhalten der Absorptionskälteanlage in Abhängigkeit von variierenden Betriebsbedingungen und Regelparametern untersucht werden, um daraus Rückschlüsse auf optimale Prozessbedingungen zu ziehen und verbesserte Regelkonzepte entwickeln zu können.

Als Projektergebnis von „SolarCoolingOpt“ sollen ausgeführte Gesamtanlagen in der Gebäudetechnik mittels Simulation optimiert werden und System- und Regelungskonzepte für solarthermisches Kühlen ausgewertet werden. (energyit.ict.tuwien.ac.at, 09.03.2012).

Durchführung

Die Messdaten der AKA wurden experimentell mit einem zur Verfügung gestellten Versuchstand ermittelt. Ein empirisch entwickeltes, stationäres Bilanzmodell stand zur simulationsgestützten Auswertung der Optimierungspotenziale zur Verfügung. Es wurde der Einfluss des Massenstroms der Lösungspumpe und des Niederdrucks analysiert. Diese Größen werden zur Regelung der AKA verwendet und beeinflussen den Prozess wesentlich.

Mit der Entwicklung eines dynamischen Bilanzmodells wurden zeitabhängige Vorgänge untersucht. Dabei sollen einzelne komplexe Charakteristika des stationären Modells für das dynamische Modell vereinfacht werden. Als Basis für dieses Simulationsmodell wurden die wesentlichen Einflussfaktoren für das dynamische Verhalten in Abhängigkeit von thermischen Speichermassen der Arbeitsmedien definiert. Die Daten des dynamischen Modells wurden schließlich mit Messdaten bei dynamischen Laständerungen verglichen.

Aufbau

In **Kapitel 2** werden die wesentlichen technischen Grundlagen beschrieben, das Prinzip einer Absorptionskälteanlage und die Zustandsänderungen mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser. Dabei soll ein Bezug zu den beschriebenen Simulationswerkzeugen hergestellt werden.

Das **Kapitel 3** beschäftigt sich mit dem Aufbau des Versuchstandes und einigen Komponenten der verwendeten Absorptionskälteanlage. Es werden die verwendeten Messgeräte aufgelistet und dabei die optionale Möglichkeit der Dichtemessung zur Zustandsbestimmung diskutiert.

In **Kapitel 4** werden die Untersuchungen zum stationären Betriebsverhalten erläutert und gewonnene Erfahrungen angeführt. Unter anderem werden die durchgeführten Arbeiten zur Analyse der Optimierungspotenziale aus der anlagenspezifischen Regelung beschrieben.

Das **Kapitel 5** behandelt das entwickelte dynamische Simulationsmodell. Es werden getroffene Annahmen und empirische Zusammenhänge sowie Anwendungen im Programm beschrieben.

In **Kapitel 6** werden die Ergebnisse zusammengefasst und einige Rückschlüsse gezogen.

2 GRUNDLAGEN

In diesem Kapitel werden die wesentlichen Begriffe und die technischen Grundlagen beschrieben, welche dem Verständnis der durchgeführten Arbeit dienen. Das Prinzip einer einfachen Absorptionskälteanlage wird anhand eines Prozessschaubildes erklärt. Die Änderungen von Zustandsgrößen werden im sogenannten Lösungsfeld des verwendeten Stoffpaares Ammoniak/Wasser dargestellt. Die Prozesse in den einzelnen Komponenten werden dabei detailliert erläutert. Im Weiteren werden relevante Kennzahlen betrachtet, die zur Bewertung des Prozesses herangezogen werden. Neben den thermodynamischen Eigenschaften des Stoffpaares werden auch dessen Eigenschaften beim Wärmetransport veranschaulicht. Die wesentlichen Simulationswerkzeuge werden theoretisch und mit einem Anwendungsbeispiel erklärt.

2.1 Der Absorptionskälteprozess

Unter **Absorption** versteht man allgemein die Aufnahme und das Lösen von Gasen oder Dämpfen in Flüssigkeiten. Im gegebenen Fall wird darunter beim Prozess der Absorptionskälteanlage das Lösen von gasförmigem Kältemittel in einem flüssigen Lösungsmittel verstanden. (Niebergall 1981, S.1). Die Menge an absorbiertem Kältemittel wird durch die Massenkonzentration der Lösung definiert, die bei stationären Bedingungen vom Druck und der Temperatur abhängt. Die Wärmemenge, die bei der Absorption frei wird, nennt man Wärmetönung (L). Diese setzt sich überschlägig aus der Verdampfungsenthalpie des Kältemittels (r_{ref}) und der Lösungswärme (l), auch als Mischungswärme bezeichnet, gemäß der Gl. 2-1 zusammen. Die Wärmetönung wird auf 1 kg des zu lösenden Stoffes bezogen und ist jene Wärmemenge, die der Lösung zu- oder abzuführen ist, damit ein isothermer Mischvorgang erreicht wird. (Niebergall 1981, S.4f). Bei Stoffpaaren, die in der Kältetechnik verwendet werden, ist die Lösungswärme (l) bei der Absorption positiv und daher abzuführen. Sie nimmt mit höher werdender Konzentration an Kältemittel ab. (Niebergall 1981, S.129).

$$L = r_{ref} + l$$

Gl. 2-1

Die Grundfunktion einer **Kälteanlage** beschreibt das Anheben von Wärmeenergie von einem niedrigen Temperaturniveau im Verdampfer auf ein höher gelegenes Temperaturniveau im Kondensator. Je nachdem bei welchem der beiden Temperaturniveaus die Wärme genutzt wird, werden Kälteanlagen für Kühlanwendungen und Wärmepumpen für Heizanwendungen eingesetzt. Die vorliegende Arbeit beschränkt sich auf die Kühlanwendung.

In Abbildung 2-1 werden der Kompressions- und der Absorptionskälteprozess gegenübergestellt. **Kompressionskälteanlagen** bestehen nur aus einem Kältemittelkreislauf. Der Prozess läuft zwischen zwei Druck- und Temperaturniveaus ab. Die Druckerhöhung von gasförmigem Kältemittel wird dabei in einem **Verdichter (CMP)** ausgeführt. Um das kompressible Medium zu verdichten, wird dabei „hochwertige“ elektrische Energie zugeführt.

Der Prozess der **Absorptionskälteanlage** läuft zwischen zwei Druckniveaus und drei Temperaturniveaus ab. Der zusätzliche Lösungskreislauf einer Absorptionskälteanlage wird von einem Stoffpaar, das aus Kältemittel und Lösungsmittel besteht, als Arbeitslösung durchflossen. Das dampfförmige Kältemittel aus dem Kältekreislauf wird im Absorber vor der Druckerhöhung absorbiert. Dabei ändert sich der Aggregatzustand von gasförmig auf flüssig. Die annähernd inkompressible, flüssige Lösung kann nachfolgend mit einer **Pumpe (PMP)** bei wesentlich geringerem elektrischem Energieaufwand als bei Kältemittelkompression auf Hochdruckniveau gehoben werden. Für die Absorption im Absorber ist eine Wärmeabfuhr auf möglichst niedrigem Temperaturniveau erforderlich. Die Austreibung bzw. Desorption des Kältemittels erfolgt auf Hochdruckniveau in einem Generator unter Zufuhr von Wärme auf hohem Temperaturniveau. Der gesamte Lösungskreislauf wird als „**thermisch angetriebener Verdichter**“ bezeichnet. (Niebergall 1981, S.1). Die Nutzung von thermischer Energie bei der Druckerhöhung im „thermischen Verdichter“ ist der wesentliche Unterschied zur Kompressionskälteanlage.

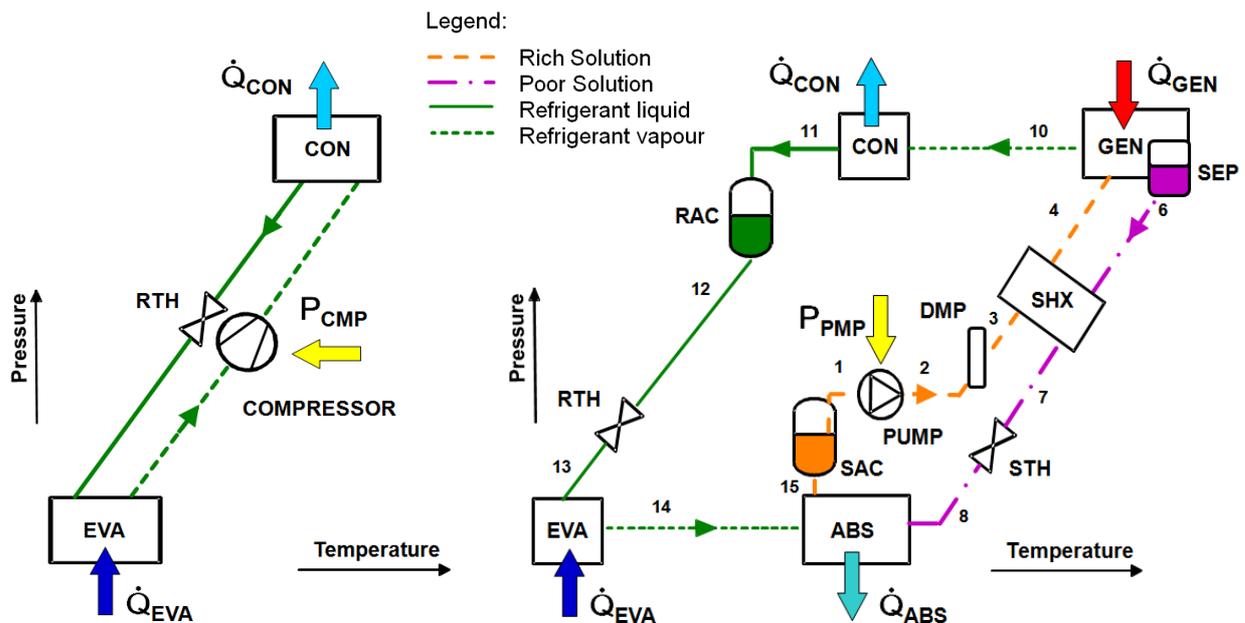


Abbildung 2-1: Vergleich von Kompressions- (links) und Absorptionskälteprozess (rechts) mit angedeuteten Druck- und Temperaturniveaus (siehe auch Abbildung 2-2)

Der **Prozess** der Absorptionskälteanlage wird im Folgenden anhand der Beschreibung der einzelnen Komponenten erklärt. Dabei wird die Nummerierung der Zustände aus Abbildung 2-1 verwendet. Das Schema enthält die Hauptkomponenten der untersuchten Anlage, die ohne Dephlegmator und Rektifikationskolonne ausgeführt ist.

Absorber (ABS): Bei Niederdruck wird das gasförmige Kältemittel [14] durch die flüssige „arme“ Lösung [8] absorbiert. Die bei der Absorption frei werdende Wärme (\dot{Q}_{ABS}) wird auf mittlerem Temperaturniveau abgeführt.

Lösungssammler (SAC): Die resultierende flüssige „reiche“ Lösung [15] wird dem Sammler [1] zugeführt und zwischengespeichert. Der Füllstand des Behälters wird durch die Konzentration der Lösung an Kältemittel des jeweiligen Betriebspunkts bestimmt.

Lösungspumpe (PMP): Die flüssige „reiche“ Lösung [1] wird von der Pumpe durch Zufuhr der elektrischen Antriebsleistung (P_{PMP}) auf Hochdruckniveau gefördert [2].

Dämpfer (DMP): Membranpumpen verursachen einen pulsierenden Massenstrom, der durch den Dämpfer teilweise ausgeglichen werden kann [3].

Lösungswärmetauscher (SHX): Zur Wärmerückgewinnung wird die „reiche“ Lösung [3] durch die rückfließende „arme“ Lösung auf [4] vorgewärmt (\dot{Q}_{SHX}). Die dadurch erzielbare Reduzierung der Austreiberenergie des Generators und der Kühlenergie des Absorbers trägt wesentlich zur Effizienzsteigerung bei.

Generator (GEN): Das leichter siedende Kältemittel wird durch Zufuhr von Wärme (\dot{Q}_{GEN}) auf hohem Temperaturniveau aus der „reichen“ Lösung [4] getrennt bzw. desorbiert und in gasförmigem Zustand [10] dem Kondensator des Kältemittelkreislaufs zugeführt.

Abscheider (SEP): Die dabei abgetrennte, flüssige „arme“ Lösung [6] wird dem Lösungswärmetauscher zugeführt und gibt dort die Wärme (\dot{Q}_{SHX}) an die „reiche Lösung“ ab.

Lösungsdrossel (STH): Die flüssige „arme“ Lösung wird auf Niederdruckniveau entspannt [8] und fließt anschließend wieder dem Absorber zu.

Kondensator (CON): Das gasförmige Kältemittel auf Hochdruckniveau [10] wird durch Wärmeabgabe (\dot{Q}_{CON}) bei mittlerem Temperaturniveau kondensiert [11].

Kältemittelsammler (RAC): Das flüssige Kondensat [11] wird dem Sammler [12] zugeführt und aufgefangen. Der Betriebspunkt bestimmt wiederum den Füllstand des Behälters.

Kältemitteldrossel (RTH): Das Kältemittel wird nun in der Kältemitteldrossel annähernd isenthalp auf Niederdruckniveau [13] entspannt. Der Austrittszustand liegt im Zweiphasengebiet und die Temperatur stellt sich gemäß der Verdampfungstemperatur bei dem zugehörigen Druckniveau ein.

Verdampfer (EVA): Auf Niederdruckniveau kann durch die zugehörige Siedetemperatur des Kältemittels Wärme (\dot{Q}_{EVA}) auf niedrigem Temperaturniveau von einem externen Kaltmedium zugeführt werden. Das Kältemittel verdampft dadurch. Die abgeführte Wärme des Kaltmediums dient bei Kühlzwecken zur Klimatisierung von Räumen oder sonstigen Anwendung.

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

Für ein **Zweistoffgemisch** kann das $\log p/(1/T)$ -Diagramm (Lösungsfeld) zur Darstellung des Prozesses verwendet werden. Auf der Ordinate wird der Logarithmus des Druckes und auf der Abszisse die reziproke, absolute Temperatur aufgetragen. (Niebergall 1981, S.32f). Die Werte der **Massenkonzentration** von Ammoniak in der Lösung und im Dampf, als charakteristische Größe des Absorptionsprozesses, können dort annähernd als Geraden dargestellt werden. Die Abbildung 2-2 zeigt den Prozess gemäß der Nummerierung in Abbildung 2-1 dargestellt.

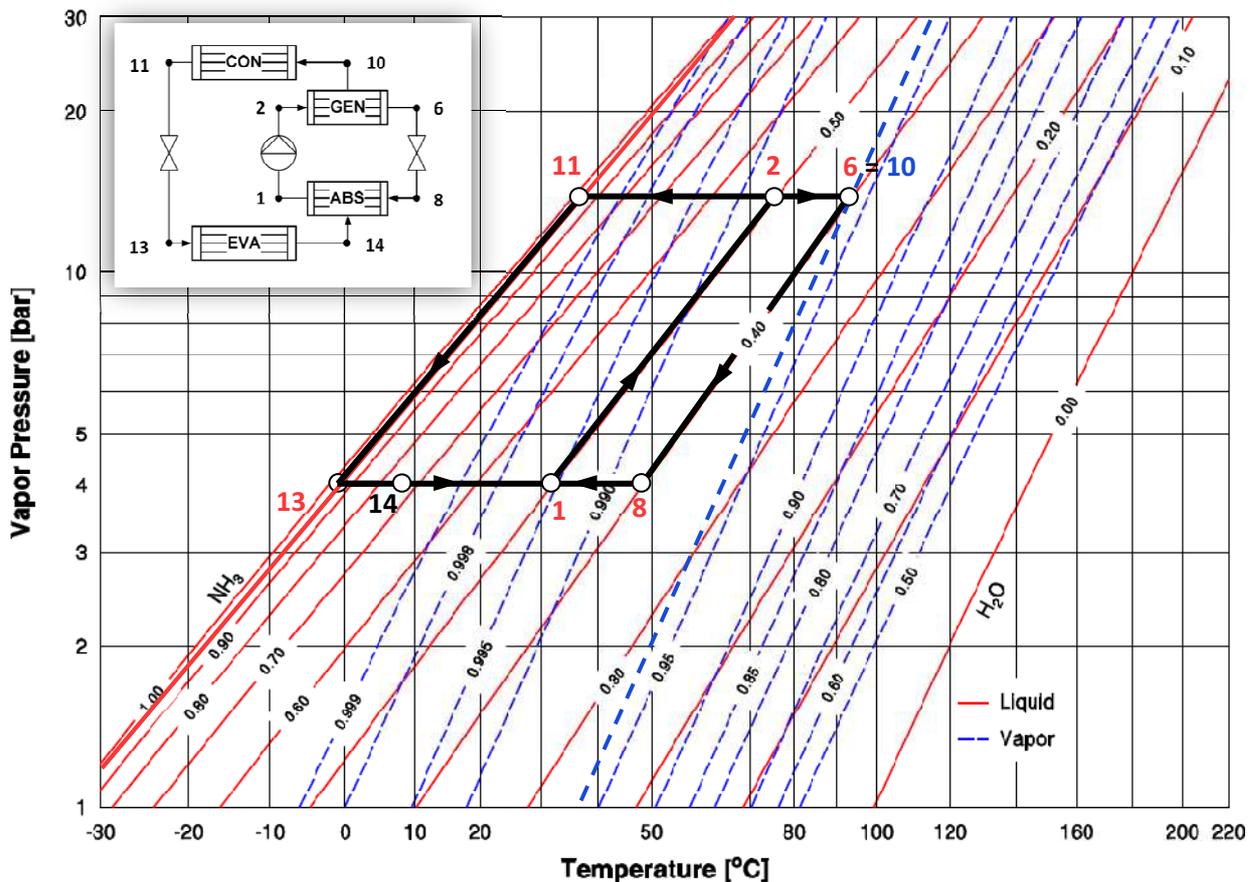


Abbildung 2-2: Absorptionskälteprozess im $\log p/(1/T)$ -Diagramm für Ammoniak/Wasser
(Diagrammquelle: <http://www.mrc-eng.com>, 30.01.2012)

Im Diagramm sind die **Dampfdruckkurven** des Zweistoffgemisches (Siedelinien und Taulinien) bei entsprechenden Konzentrationen eingetragen. Die roten, durchgezogenen Linien beschreiben die Zustände der flüssigen Gemische (Liquid) bei Siedetemperatur. Die blauen, strichlierten Linien beschreiben die Zustände der gesättigten, gasförmigen Gemische (Vapor) bei Tautemperatur. Die Taulinien sind ab einer Konzentration von 50 % dargestellt. Die zugehörigen Zahlen geben die Massenkonzentration von Ammoniak an. Die linke, äußerste Linie beschreibt den Zustand von reinem Ammoniak (100 %) bei Siedetemperatur. Die

Konzentration des siedenden Gemisches nimmt bei steigender Temperatur und konstantem Druck im Diagramm nach rechts ab. Die rechte, äußerste Siedelinie beschreibt reines Wasser.

Die genaue **Prozessführung** zur Abbildung 2-2 wird anhand der Komponentenbeschreibung in Kapitel 2.1 erläutert, weshalb hier Hinweise zum Arbeiten mit dem $\log p/(1/T)$ -Diagramm gegeben werden. Der Kältemittelkreislauf, beschrieben durch die Zustandspunkte 1-2-11-13, wird vom Lösungskreislauf mit den Zustandspunkten 1-2-6-8 angetrieben. Der Zustand [10] des Kältemittels nach der Desorption befindet sich auf der Taulinie bei zugehörigem Druck und Temperatur. Zustand [14] am Eintritt in den Verdampfer liegt im Nassdampfgebiet zwischen Siedelinie und Taulinie der entsprechenden Konzentration des Kältemittelkreislaufs.

Ausgehend vom Absorber [1] wird die arme Lösung durch die Lösungspumpe auf Hochdruckniveau [2] gehoben. Die reiche Lösung wird im Generator bis zu einer gegebenen Temperatur erhitzt [6], wodurch das Kältemittel verdampft [10] und abgetrennt wird. Die arme Lösung im **Lösungskreislauf** wird durch die Lösungsdrossel auf Niederdruckniveau [8] entspannt.

Durch den Zustand [6] ist ebenfalls die Konzentration des Kältemittels im **Kältemittelkreislauf** bestimmbar. Dieser befindet sich auf der roten Siedelinie mit der Konzentration der armen Lösung. Druck und Temperatur des Zustands [10] sind gleich und liegen auf der entsprechenden blauen Taulinie mit der ablesbaren Konzentration des abgetrennten Kältemittels. Die Konzentration der Taulinie im Zustand [10] entspricht der Konzentration der Siedelinie im Zustand [11]. Durch diesen Zusammenhang lässt sich veranschaulichen, dass bei Betrieb ohne Rektifikation hohe Austreibertemperaturen zu niedrigen **Kältemittelkonzentrationen** im Kältemittelkreislauf führen, da auch ein zunehmender Anteil des Wassers verdampft wird.

Der Kondensator verflüssigt das Kältemittel unter Wärmeabgabe von [10] auf [11] und durch die Kältemitteldrossel wird es auf Niederdruckniveau [13] entspannt. Im Verdampfer wird dem Kältemittel anschließend Wärme zugeführt [14]. Dabei wird nur ein kleiner Anteil des enthaltenen Wassers verdampft, es bleibt eine zunehmend wässrige Lösung übrig. Der Zustand [14] liegt deshalb im Nassdampfgebiet. Das aus dem Verdampfer austretende Kältemittel [14] und die arme Lösung [8] werden schließlich im Absorber unter Wärmeabgabe bei der Absorption wieder zur flüssigen reichen Lösung [1] vermischt.

2.3 Kältemittel Ammoniak / Lösungsmittel Wasser

Kältemittel und Stoffpaare müssen thermische, physikalische, chemische und wirtschaftliche Anforderungen erfüllen. (Niebergall 1981, S.122f). Für die Anlage wird im gegebenen Fall das Stoffpaar Ammoniak/Wasser (**Kältemittel/Lösungsmittel**) verwendet. Es wird dabei die Abhängigkeit der **Löslichkeit** von Ammoniak in Wasser im verwendeten Druck- und Temperaturbereich genutzt. Das zu absorbierende, gasförmige Kältemittel Ammoniak (Absorptiv) wird im Lösungsmittel Wasser (Absorbens) gebunden und ergibt die **Lösung** (Absorbat). (Mersmann et al. 2005, S.296). Ammoniak wird auch in Kompressions-Kälteanlagen als Kältemittel eingesetzt. In Tabelle 2-1 sind wesentliche thermodynamische Eigenschaften der beiden Stoffe angeführt.

Tabelle 2-1: Zustandsgrößen von Ammoniak und Wasser (<http://www.peacesoftware.de>, 02.02.2012)

Größe	Ammoniak (NH ₃)	Wasser (H ₂ O)	Einheit
Siedetemperatur bei 1,013 bar	-33,44	100	[°C]
Dampfdruck bei 0 °C	4,29	0,0061	[bar]
Dampfdruck bei 20 °C	8,57	0,0234	[bar]
Dampfdruck bei 100 °C	62,55	1,0130	[bar]
Dichte bei Sättigung und 20 °C	6,70	0,0173	[kg/m ³]
Verdampfungsenthalpie bei 20 °C	1186,20	2453,55	[kJ/kg]
Volumetrische Kälteleistung bei 20 °C	7947,54	42,45	[kJ/m ³]
Kritische Zustandsgrößen			
Kritischer Druck	113,39	220,64	[bar]
Kritische Temperatur	132,25	373,95	[°C]
Tripelpunkttemperatur	-77,65	0	[°C]

Bei gleicher Temperatur ist der **Dampfdruck** von Wasser kleiner als der von Ammoniak. Das heißt, bei gleichem Druck besitzt Ammoniak eine niedrigere Siedetemperatur als Wasser. Dieser Zusammenhang geht auch aus dem Lösungsfeld für Ammoniak/Wasser in Abbildung 2-2 hervor. Zum einfacheren Verständnis vergleicht man dazu die beiden äußeren, rot durchgezogenen Siedelinien für reines Ammoniak (NH₃) und reines Wasser (H₂O).

Die Lösung Ammoniak/Wasser besitzt, im Gegensatz zu den reinen Stoffen, keinen Siede- und Taupunkt, sondern einen **Siede- und Taubereich**. (Niebergall 1981, S.3). Im Verdampfer und Kondensator ändern sich daher die Konzentrationen der Gasphase und Flüssigphase während der Zustandsänderung (siehe auch Kapitel 2.5).

Durch den niedrigen **Tripelpunkt** von Ammoniak bei $-77,65\text{ °C}$, an dem das Dreiphasen-Gleichgewicht herrscht, können in Ammoniak/Wasser-Anlagen auch Prozesstemperaturen unter 0 °C realisiert werden. Mit Wasser als Kältemittel in einer Wasser/Lithiumbromid-Anlage ist diese Anwendung nicht möglich.

Die hohe **volumetrische Kälteleistung** von Ammoniak ermöglicht eine kompakte Bauweise, da die Komponenten dadurch mit relativ niedrigen Volumenströmen betrieben werden können. Ammoniak ist brennbar und giftig, deshalb wird es als **Gefahrstoff** eingestuft. Durch den unangenehmen Geruch wird es in der Regel schnell wahrgenommen, jedoch ist der Einsatz an einige Auflagen gebunden. (Fenzl 2011, S.7).

2.4 Absorptionswirkungsgrad

Der **ideale Absorptionsvorgang** verläuft auf der Isobaren des entsprechenden Verdampfdrucks (p_{EVA}) und ist umkehrbar. Dabei stehen eine unendlich große Wärmetauscherfläche zur Abfuhr der anfallenden Wärmemenge und unendlich viel Zeit bei der Absorption zur Verfügung. Mehrere Faktoren haben jedoch einen Einfluss auf diesen Vorgang (Niebergall 1981, S.52f):

- Zwischen Verdampfer (p_{EVA}) und Absorber (p_{ABS}) herrschen **Druckverluste** aufgrund der Rohrleitungswiderstände und der Wärmetauscher an sich.
- Sind **Fremdgase** (z.B. Luft) im Absorber enthalten, wird der Partialdruck des Kältemitteldampfes gesenkt, der für die Absorption maßgeblich ist (siehe auch Kap. 4.5, Einfluss von Inertgas im System).
- Bei der Absorption muss außer der Abfuhr der Kondensationswärme (r_{ref}) und Lösungswärme (l) des Kältemittels außerdem die **Lösung stetig abgekühlt** werden, um sich weiter anreichern zu können, denn die Wärmetauscherflächen und die Zeit sind **begrenzt**. Es wird ein „wirksames Druckgefälle“ benötigt, um das Kältemittel in der Lösung absorbieren zu können.

Diese Faktoren führen zum **realen Absorptionsvorgang**. Die Zusammenhänge werden in Abbildung 2-3 für die austretende reiche Lösung dargestellt. Bei der Absorption mit der Temperatur (T_{real}) und dem Druck im Absorber (p_{ABS}) kann eine theoretische Massenkonzentration (ξ_{rso}^*) erreicht werden. Mit derselben Temperatur (T_{real}) wird die Lösung bei der realen Absorption bei einem geringeren Prozessdruck (p_{ABS_real}) nur mit der Massenkonzentration (ξ_{rso}) angereichert. Das **Prozessdruckgefälle** ($\Delta p_{Process}$) der reichen Lösung kann man sich als treibende Druckdifferenz vorstellen, die das gasförmige Kältemittel in

die Lösung drückt. Es entsteht durch die realen Bedingungen des kontinuierlichen Prozesses, kann jedoch nicht gesondert gemessen werden. Da man den Zustand jedoch auf den Gesamtdruck im Absorber (p_{ABS}) beziehen möchte, rechnet man in der Praxis mit einer **Unterkühlung** (ΔT_{SC}), welche der Differenz zwischen der realen Temperatur der Lösung am Austritt des Absorbers (T_{real}) und einer theoretischen Temperatur (T_{th}) entspricht. (Niebergall 1981, S.53).

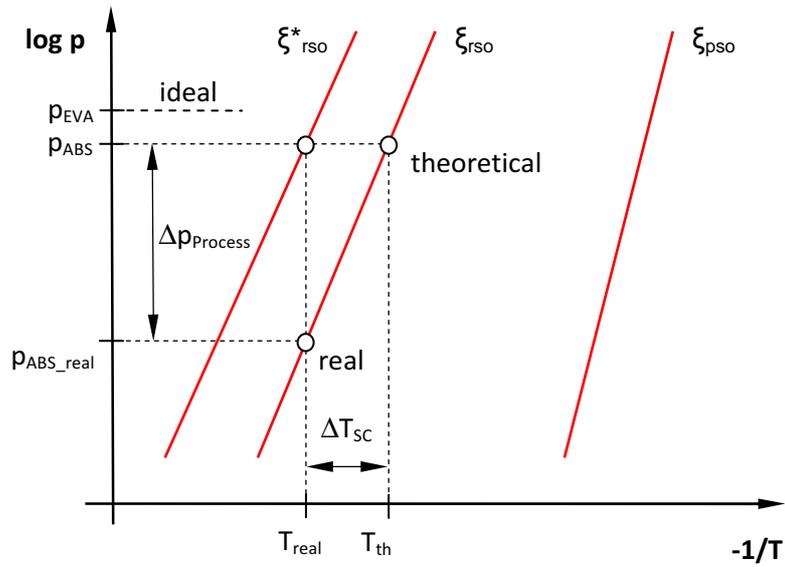


Abbildung 2-3: Unterkühlung am Austritt des Absorbers im $\log p/(1/T)$ -Diagramm (Niebergall 1981, S.53)

Setzt man die tatsächliche Anreicherung der Lösung (Entgasungsbreite $\Delta \xi$) mit der theoretisch möglichen Anreicherung in ein Verhältnis zueinander, erhält man den Absorptionswirkungsgrad (η_{ABS}) gemäß Gl. 2-2. Die Entgasungsbreite wird in Gl. 2-3 dargestellt. (Niebergall 1981, S.54).

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

$$\Delta \xi = \xi_{rso} - \xi_{pso} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Für die gegebene Anlage wurden Unterkühlungen von 2 bis 5 Kelvin berechnet.

2.5 Verdampfung und Verflüssigung zeotroper Stoffe

Die Lösung Ammoniak/Wasser ist ein **zeotropes** Gemisch, bei dem die Phasenänderung nicht bei konstanter Temperatur, sondern „gleitend“ über ein Temperaturband erfolgt. Dieser **Temperaturgleit** hat in der Praxis einen Temperaturanstieg bei der Verdampfung und einen Temperaturabfall bei der Kondensation zur Folge. (Bitzer 2011, S.13). Die Zusammensetzung von Dampf und Flüssigkeit ist dabei trotz gleichbleibender Gesamtkonzentration in jedem Punkt unterschiedlich. Während der Wärmeübertragung ändern sich die Konzentrationen der Gas- und Flüssigphase. Dies führt ebenfalls zu Veränderungen der spezifischen Wärmekapazität (c_p) von Gas- und Flüssigphase in Abhängigkeit der Temperatur. Zur Veranschaulichung dieser Eigenschaften werden im Folgenden theoretische **Q/t-Diagramme** der einzelnen Wärmetauscher von Abbildung 2-4 bis Abbildung 2-7 dargestellt. In diesen Diagrammen wird eine in 10 gleichen Abschnitten geteilte Wärmemenge (Q) einer entsprechenden Temperatur (t) der beteiligten Medien gegenübergestellt. Den Zusammenhang beschreibt die Gl. 2-4 für die Wärmeleistung (\dot{Q}) eines Stoffstroms. Die Steigungen für die Darstellungen in den Teilabschnitten entsprechen dem Produkt aus Massenstrom (\dot{m}) und der spezifischen Wärmekapazität (c_p).

$$\dot{Q} = \dot{m} * (h_{out} - h_{in}) \quad \text{Gl. 2-4}$$

Für die **Wärmeübertragung** in den Komponenten werden im Folgenden keine Verluste berücksichtigt. Die übertragene Wärmeleistung aus Gl. 2-5 entspricht damit der Wärmeleistung des Stoffstroms aus Gl. 2-4. Mit Kenntnis der logarithmischen Temperaturdifferenz (ΔT_{log}) und der konstanten Wärmetauscherfläche (A) ist dabei beispielsweise auch die Ermittlung des Wärmedurchgangskoeffizienten (U) möglich.

$$\dot{Q} = U_{(\dot{Q}, \dot{V}, t)} * A * \Delta T_{log} \quad \text{Gl. 2-5}$$

In Abbildung 2-4 wird ein exemplarisches Q/t-Diagramm für den **Absorber** dargestellt. Im Bereich $Q_{[0]}$ bis $Q_{[8]}$ erfolgt eine gleichmäßige Wärmeabfuhr, die der Absorption von Kältemittel in der Lösung dient. Theoretisch wird nach vollständiger Absorption die Lösung in den letzten Abschnitten von $Q_{[8]}$ bis $Q_{[10]}$ unterkühlt, um das Prozessdruckgefälle (Kapitel 2.4) aufrecht zu halten. Praktisch ist diese Unterkühlung während der gesamten Wärmeübertragung notwendig.

Im **Generator**, Abbildung 2-5, wird im Bereich $Q_{[0]}$ bis $Q_{[1]}$ zunächst die Lösung bis zur Siedelinie erhitzt bzw. das leichter siedende Ammoniak mit einem geringen Anteil an Wasser verdampft. Bei der Wärmezufuhr von $Q_{[1]}$ bis $Q_{[10]}$ wird sukzessive die Dampffzahl erhöht, ammoniakreiche Lösung ausgetrieben und die gesamte Lösung erwärmt.

In der untersuchten Anlage wird **keine Dephlegmation oder Rektifikation** nach der Austreibung vorgenommen, durch die das Wasser wieder abgetrennt werden könnte. Aus diesem Grund wirken sich hohe Generatortemperaturen wegen des zunehmenden Wassergehalts im Kältemitteldampf negativ auf den Gesamtprozess aus.

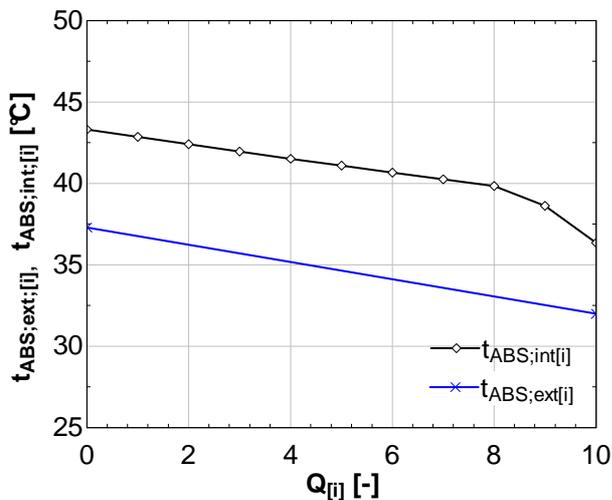


Abbildung 2-4: Exemplarische Temperaturverläufe im **Absorber** von interner Lösung und externem Kühlwasser

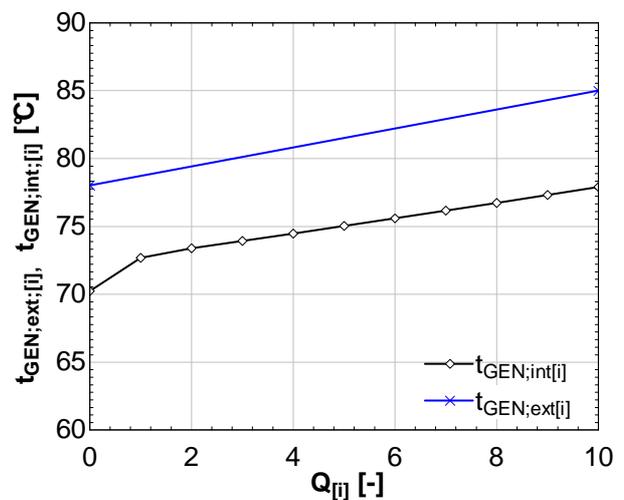


Abbildung 2-5: Exemplarische Temperaturverläufe im **Generator** von interner Lösung und externem Heizwasser

Durch diese „Verunreinigung“ mit Wasser befindet sich auch im Kältemittelkreislauf ein zeotropes Zweistoffgemisch, dessen Konzentrationen von Gas- und Flüssigphase sich während der Wärmeübertragung ändern.

Im **Kondensator**, Abbildung 2-6, kondensiert im Bereich von $Q_{[0]}$ bis $Q_{[4]}$ zuerst der enthaltene Anteil an Wasser. Dies führt zu einer wässrigen Lösung. Bei in etwa konstanter Temperatur wird dem Gemisch von $Q_{[4]}$ bis $Q_{[9]}$ die Verdampfungsenthalpie von annähernd reinem Ammoniak entzogen, wodurch es schließlich vollständig kondensiert. Im Bereich $Q_{[9]}$ bis $Q_{[10]}$ wird eine Unterkühlung dargestellt.

Im **Verdampfer**, Abbildung 2-7, wird das von der Kältemitteldrossel kommende Zweiphasengemisch unter Wärmezufuhr kontinuierlich verdampft. Je mehr verdampft wird, desto niedriger wird die Ammoniakkonzentration der Flüssigphase. Die übrig bleibende wässrige Lösung verdampft bei steigender Siedetemperatur ($Q_{[8]}$ bis $Q_{[10]}$).

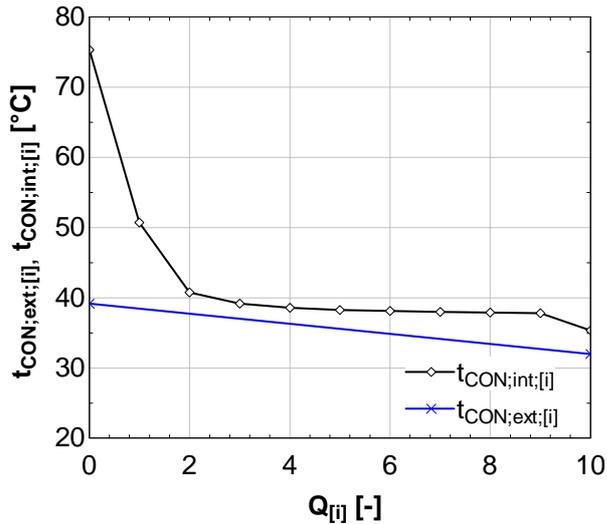


Abbildung 2-6: Exemplarische Temperaturverläufe im **Kondensator** von internem Kältemittel und externem Kühlwasser

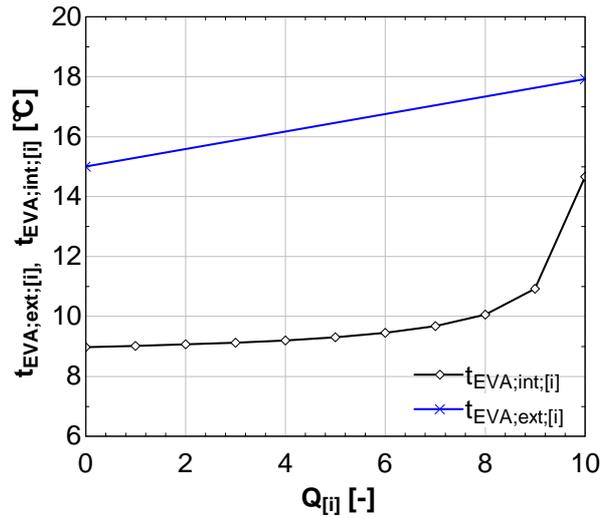
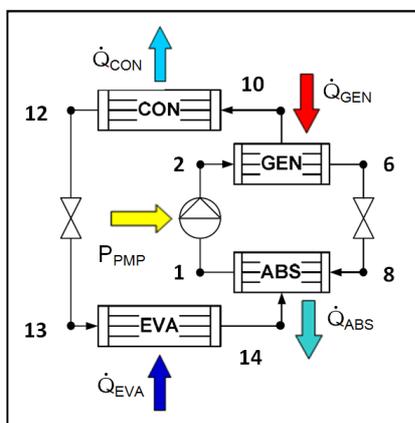


Abbildung 2-7: Exemplarische Temperaturverläufe im **Verdampfer** von internem Kältemittel und externem Kaltwasser

Der Anteil von Wasser im Verdampfer kann zu **Betriebsstörungen** führen, da es bei den niedrigen Kaltwassertemperaturen nicht vollständig verdampft wird. Es kann sich im Kältekreislauf ansammeln und zu einer Unterbrechung des Kältemittelmassenstroms führen, falls keine konstruktiven Maßnahmen vorgesehen wurden. (Moser 2008, S.23f).

2.6 Wärmebilanzen und Leistungskennzahlen

Die **Bilanzierung** über den Absorptionskälteprozess erfolgt über die zu- und abgeführten Leistungen gemäß Abbildung 2-8 unter Vernachlässigung von Wärmeverlusten. Der interne Lösungwärmetauscher (SHX) ist hierfür nicht zu berücksichtigen, da es sich dabei um eine Wärmerückgewinnung innerhalb der Systemgrenze handelt.



- $\dot{Q}_{EVA} \dots$ zugeführte Wärmeleistung im Verdampfer
- $\dot{Q}_{GEN} \dots$ zugeführte Wärmeleistung im Generator
- $\dot{Q}_{ABS} \dots$ abgeführte Wärmeleistung im Absorber
- $\dot{Q}_{CON} \dots$ abgeführte Wärmeleistung im Kondensator
- $P_{PMP} \dots$ zugeführte elektrische Antriebsleistung der Lösungspumpe

Abbildung 2-8: Leistungsflüsse des Absorptionskälteprozesses

Die gemäß Gl. 2-6 dem System betraglich zugeführten Leistungen von Verdampfer, Generator und Lösungspumpe werden durch Kondensator und Absorber abgeführt:

$$\dot{Q}_{EVA} + \dot{Q}_{GEN} + P_{PMP} = \dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{ABS} \quad \text{Gl. 2-6}$$

Die charakteristische Kennzahl für die Güte des Absorptionskälteprozesses ist der sogenannte **Coefficient of Performance (COP)**. Je nach Anwendungsfall stellt diese Kennzahl die genutzte Wärmeleistung (Nutzen) der aufgewendeten Wärmeleistung und elektrischen Leistung (Aufwand) gegenüber.

Bei der reinen **Kühlanwendung (Kennzahl COP_C)** stellt die dem System von außen zugeführte Wärmeleistung bei niedrigem Temperaturniveau im Verdampfer den Nutzen dar. Die zugeführte Wärmeleistung im Generator und die elektrische Pumpleistung sind dabei als Aufwand definiert, dargestellt in Gl. 2-7. Auch wenn die abgeführten Wärmeleistungen im Kondensator und Absorber hier nicht berücksichtigt sind, darf man den erheblichen apparativen Aufwand dabei nicht außer Acht lassen.

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{GEN} + P_{PMP}} \quad \text{Gl. 2-7}$$

Bei der reinen **Heizanwendung (Kennzahl COP_H)** werden die dem System abgeführten Wärmeleistungen aus Kondensator und Absorber bei einem mittleren Temperaturniveau als Nutzen definiert. Die zugeführte Generator- und Pumpleistung stellen dabei wieder den Aufwand dar. Die zugeführte Wärmeleistung im Verdampfer wird als frei verfügbare Umgebungswärme angenommen und ist daher in Gl. 2-8 nicht berücksichtigt.

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{ABS}}{\dot{Q}_{GEN} + P_{PMP}} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Bei beiden Anwendungsfällen wird sehr oft die Antriebsleistung der **Lösungspumpe** (P_{PMP}) für die Definitionen in Gl. 2-7 und Gl. 2-8 vernachlässigt, wenn sie im Vergleich zur aufgewendeten Generatorleistung einen geringen Anteil darstellt. Bei der gegebenen Anlage beträgt die elektrisch aufgenommene Antriebsleistung der Lösungspumpe in etwa 1 % der Generatorleistung bei Nennlast.

2.8 Zeitabhängige Bilanzgleichungen für Speichermassen

Zur Erstellung eines instationären Modells werden **Bilanzgleichungen** zur Beschreibung von Speichermassen benötigt. Die Zustände in den Sammelbehältern (SAC, RAC und SEP) entsprechen in einem stationären Modell den Zuständen vor und nach den Behältern. Will man das Verhalten des Prozesses in Abhängigkeit der Zeit abbilden, genügen diese Annahmen nicht. Das System eines Speicherbehälters kann keine sprunghaften Änderungen der Zustandsgrößen erfahren, da sich die enthaltene Masse an Flüssigkeit als Trägheitsgröße auswirkt. Die Zustandsgrößen am Ein- und Austritt des Behälters sind während einer Änderung nicht gleich. Der Zustand im Behälter entspricht im gegebenen Modell dieser Arbeit dem Zustand am Austritt. Die Zustände am Eintritt unterscheiden sich so lange, bis sich das System wieder an einen stationären Betriebspunkt angenähert hat.

Als **Beispiel** sind in Abbildung 2-10 gemessene Temperaturverläufe beim RAC bei einer sprunghaften Änderung der Kühlwassereintrittstemperatur ($t_{\text{cool_in}}$) über der Zeit aufgetragen. Am RAC-Eintritt (entspricht annähernd dem Austritt aus dem Kondensator mit $t_{\text{ref_CON_out}}$) kommt es zunächst zu einer ebenfalls sprunghaften Abkühlung. Der Temperaturabfall im Behälter ($t_{\text{ref_RAC}}$) wird durch den Mischvorgang verzögert. Sind die Medien durchmischt, haben sich die Verläufe an einen neuen stationären Zustand angenähert. Durch die veränderten Bedingungen erkennt man im Weiteren die höhere Temperaturdifferenz zu $t_{\text{cool_in}}$ am Ende des Vorgangs.

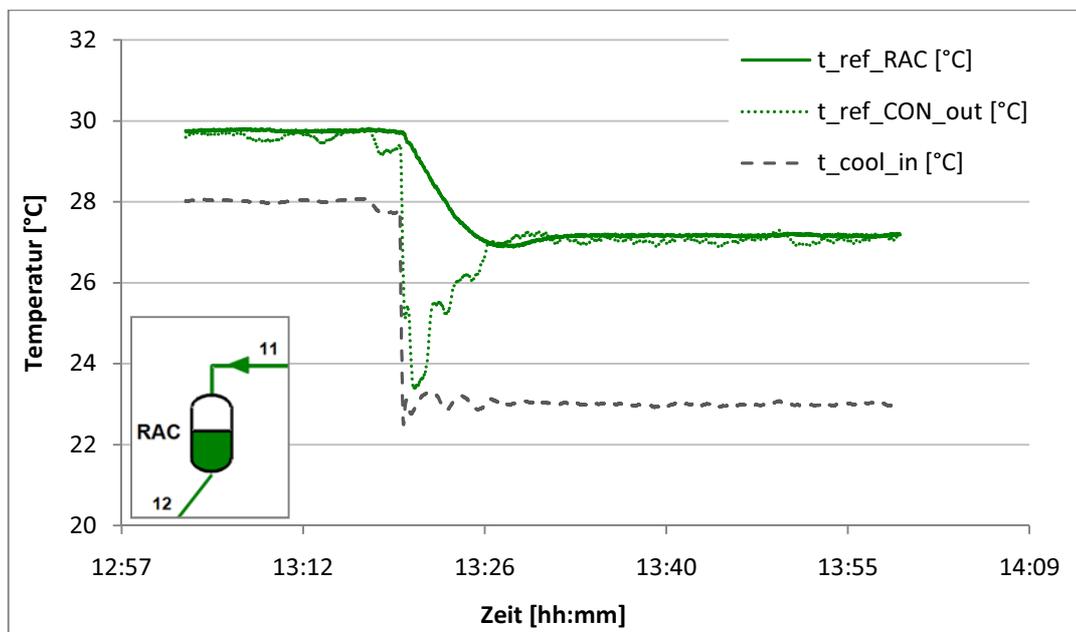


Abbildung 2-10: Exemplarische, gemessene Temperaturverläufe vor, im und nach dem RAC bei Senkung der Kühlwassertemperatur ($t_{\text{cool_in}}$)

Gemäß den allgemein gültigen **Differentialgleichungen** von Gl. 2-9 bis Gl. 2-11 können die Vorgänge in Sammelbehältern in Abhängigkeit der Zeit beschrieben werden. (Bittanti et al. 2010, S.2). Die Gl. 2-9 berücksichtigt die Änderung der Masse der Lösung, Gl. 2-10 die Änderung der Masse des Kältemittels Ammoniak. Die Gl. 2-11 beschreibt die zeitliche Änderung der absoluten Enthalpie der Lösung.

$$\frac{dM}{d\tau} = \sum_i \dot{m}_{in_i} - \sum_k \dot{m}_{out_k} \quad \text{Gl. 2-9}$$

$$\frac{d(M * x)}{d\tau} = \sum_i (\dot{m}_{in_i} * x_{in_i}) - \sum_k (\dot{m}_{out_k} * x_{out_k}) \quad \text{Gl. 2-10}$$

$$\frac{d(M * h)}{d\tau} = \sum_i (\dot{m}_{in_i} * h_{in_i}) - \sum_k (\dot{m}_{out_k} * h_{out_k}) \quad \text{Gl. 2-11}$$

2.9 Integral- und Differentialansätze zur Lösung der Differentialgleichungen

Die einzelnen Differentialgleichungen der Gl. 2-9 bis Gl. 2-11 wurden in der Simulation nicht mit den gleichen Ansätzen gelöst, weil nicht alle Größen über die Integralfunktion aufgelöst werden konnten. Der genauere Ansatz des Programms EES ist die **Integralfunktion** in Verbindung mit der Integraltabelle, die, im Gegensatz zur Parametertabelle mit einer Integrationsvariablen, in diesem Fall der Zeit (τ), generiert wird. (EES, 2011). Die Gl. 2-12 zeigt das allgemeine Format des Befehls bei der Berechnung einer Größe f . Die Gl. 2-13 gilt als Befehl zum Aufruf der Integraltabelle. Es können alle im Modell verwendeten Größen in der Integraltabelle mit dem zugehörigen Zeitschritt aufgelistet werden.

$$f = \text{INTEGRAL}(\text{Integrand}; \text{Var}; \text{UntGrenze}; \text{ObGrenze}; \text{Zeitschritt}) \quad \text{Gl. 2-12}$$

$$\$IntegralTable \text{ Variable}; \text{Zeitschritt}; f \quad \text{Gl. 2-13}$$

Die **Anwendung** des allgemeinen Formats aus Gl. 2-12 zeigt Gl. 2-14 anhand des Beispiels der Massenbilanz der Lösung im Kältemittelsammelbehälter (RAC). Dabei ist die Vorgabe einer Startgröße (M_{RAC_Start}) als Randbedingung erforderlich:

$$M_{RAC} = M_{RAC_Start} + \text{integral}(\dot{m}_{11} - \dot{m}_{12}; \tau; \tau_{Start}; \tau_{End}; \Delta\tau) \quad \text{Gl. 2-14}$$

Beim **Differentialansatz** wird hingegen die folgende Methodik verwendet. In numerisch operierenden Programmen wird die Ableitung einer Funktion f an einer bestimmten Stelle τ_i über die Definition des Differentialquotienten gemäß Gl. 2-15 bestimmt:

$$f'(\tau_i) = \lim_{\Delta\tau \rightarrow 0} \frac{f(\tau_i) - f(\tau_i - \Delta\tau)}{\Delta\tau} \quad \text{Gl. 2-15}$$

Da es beim Grenzübergang $\Delta\tau \rightarrow 0$ zu einem großen Rechenaufwand kommen würde, nähert man numerisch die Ableitung der Funktion an der Stelle τ_i mit der Steigung bei Zeitschritten $\Delta\tau > 0$ gemäß Gl. 2-16 an (Westermann 2005, S.446):

$$\Delta f(\tau_i) = \frac{f(\tau_i) - f(\tau_i - \Delta\tau)}{\Delta\tau} \quad \text{Gl. 2-16}$$

In Abbildung 2-11 wird die Anwendung der Gl. 2-16 als einseitige (linksseitige) Differenzenformel veranschaulicht.

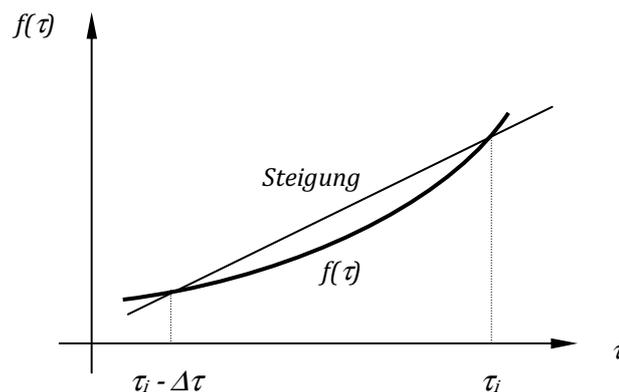


Abbildung 2-11: Sekantensteigung im Punkt τ_i (Westermann 2005, S.447)

Als **Beispiel** wird im Folgenden die Anwendung der Gl. 2-16 im Programm EES für den Lösungssammelbehälter (SAC) veranschaulicht, die durch Gl. 2-18 angenähert wird. M_{SAC_prec} wird mit Gl. 2-17 durch einen Wertzugriffsbefehl aus der Integraltabelle aufgerufen und entspricht dem Wert von M_{SAC} beim jeweils vorherigen Zeitpunkt.

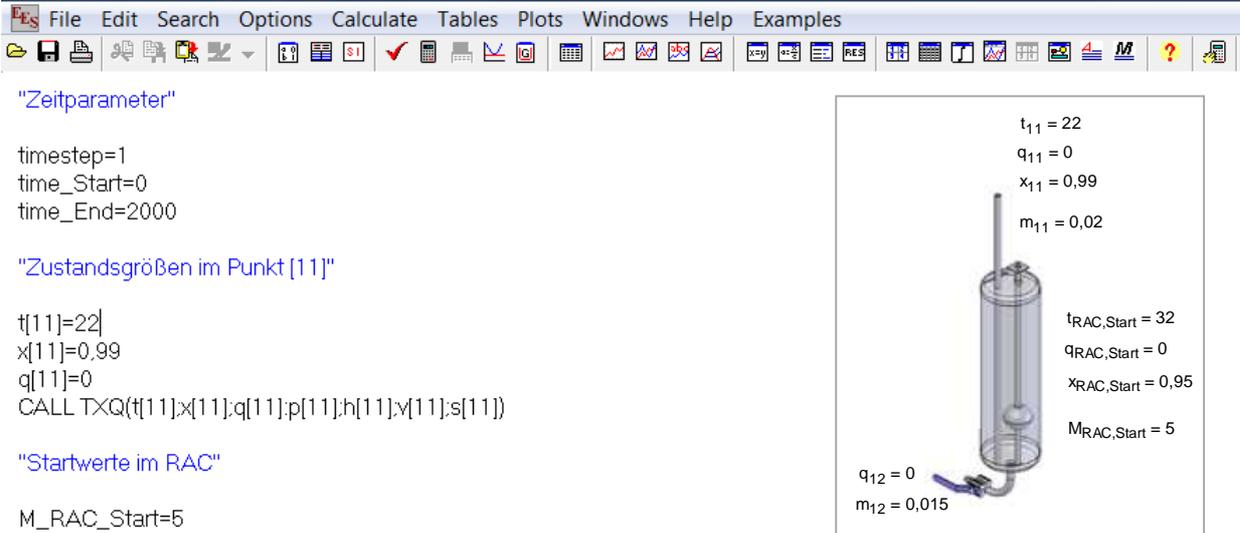
$$M_{SAC_prec} = \text{integralvalue}(\tau - \Delta\tau; M_{SAC}) \quad \text{Gl. 2-17}$$

$$\frac{(M_{SAC} - M_{SAC_prec})}{\Delta\tau} = \dot{m}_{15} - \dot{m}_1 \quad \text{Gl. 2-18}$$

Die **Zeitschritte** müssen für den Integralansatz und Differentialansatz gleich gewählt werden, da keine Zwischenwerte berechnet werden und somit falsche Wertzugriffe auftreten würden.

2.10 Anwendungsbeispiel des Integralansatzes in EES

In der folgenden Abbildung 2-13 wird die **Anwendung** des Integralansatzes zur Beschreibung von zeitabhängigen Zustandsänderungen im RAC veranschaulicht. Die eingetragenen Werte am Ein- und Austritt in Abbildung 2-12 stellen die Randbedingungen des vereinfachten Modells dar. Zusätzlich wurden Startwerte definiert. Die fehlenden Größen werden durch die Bilanzgleichungen beschrieben. Weitere Zustandsgrößen werden durch die Procedures aus der Stoffdatenbank aufgerufen. Die Massenströme sowie die Dampfzahlen am Ein- und Austritt sind bei einer Änderung im realen Gesamtsystem nicht konstant annehmbar.



The diagram shows a vertical cylindrical RAC with a stirrer at the bottom. The inlet at the top is labeled with $t_{11} = 22$, $q_{11} = 0$, $x_{11} = 0,99$, and $m_{11} = 0,02$. The outlet at the bottom is labeled with $q_{12} = 0$ and $m_{12} = 0,015$. Start values for the RAC are listed as $t_{RAC,Start} = 32$, $q_{RAC,Start} = 0$, $x_{RAC,Start} = 0,95$, and $M_{RAC,Start} = 5$.

```

"Zeitparameter"

timestep=1
time_Start=0
time_End=2000

"Zustandsgrößen im Punkt [11]"

t[11]=22
x[11]=0.99
q[11]=0
CALL TXQ(t[11];x[11];q[11];p[11];h[11];v[11];s[11])

"Startwerte im RAC"

M_RAC_Start=5
t_RAC_Start=32
q_RAC_Start=0
x_RAC_Start=0.95
CALL TXQ(t_RAC_Start;x_RAC_Start;q_RAC_Start;p_RAC_Start;h_RAC_Start;v_RAC_Start;s_RAC_Start)

"Massenbilanzen"

m[11]=0.02
m[12]=0.015
M_RAC=M_RAC_Start+integral(m[11]-m[12];Time,time_Start,time_End,timestep)
x_RAC*M_RAC=x_RAC_Start*M_RAC_Start+integral(m[11]*x[11]-m[12]*x[12];Time,time_Start,time_End,timestep)

"Energiebilanz"

h_RAC*M_RAC=h_RAC_Start*M_RAC_Start+integral(m[11]*h[11]-m[12]*h[12];Time,time_Start,time_End,timestep)

"Zustandsgrößen im Punkt [12]"

x[12]=x_RAC
h[12]=h_RAC
q[12]=0
Call TXQ(t[12];x[12];q[12];p[12];h[12];v[12];s[12])

$IntegralTable Time:timestep;M_RAC;m[11];m[12];t[11];t[12];p[11];p[12];x[11];x[12];h[11];h[12]

```

Abbildung 2-12: RAC (PC19 2011)

Abbildung 2-13: Exemplarisches Programm in EES (2011) zur Beschreibung der Zustandsänderungen in einem vereinfachten Modell des RAC mit dargestellten konstanten Größen am Ein- und Austritt

Mit den **Ergebnissen** aus der Integraltabelle können die Zustandsänderungen über der Zeit dargestellt werden. Die Abbildung 2-14 zeigt die asymptotische Annäherung der Temperatur (links) und der Massenkonzentration (rechts) des Austrittszustands [12] aus dem RAC an den Eintrittszustand [11] über der Zeit. Die Änderung der Masse im RAC wird im Folgenden nicht dargestellt, da die vereinfachten Annahmen eine rein lineare Zunahme des Füllstandes über der Zeit ergeben.

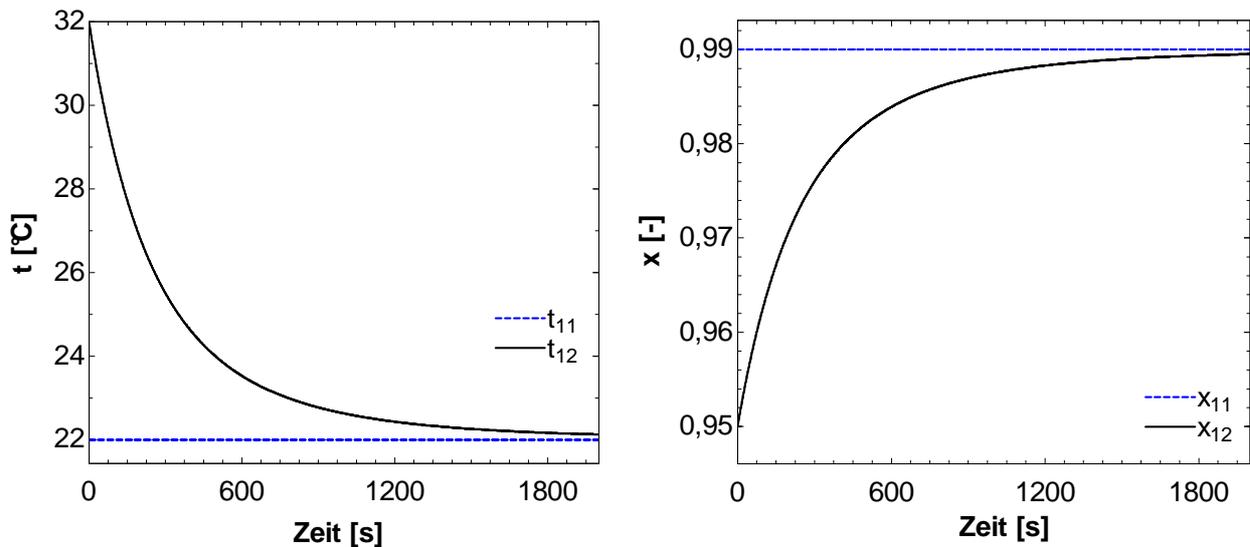


Abbildung 2-14: Temperatur (links) und Massenkonzentration (rechts) am Eintritt und Austritt des RAC über der Zeit

Die **Zeitschritte** müssen bei Simulationen gut abgestimmt werden. Vor allem beim Simulationsstart von komplexeren Modellen führen falsch gewählte Zeitschritte zu Laufzeitfehlern. Wählt man zu große Zeitschritte, wird das Ergebnis ungenau. Bei zu kleinen Zeitschritten wird ein sehr hoher Rechenaufwand benötigt, der mit deutlich mehr Zeitaufwand verbunden ist. Bei Verwendung von konstanten Zeitschritten soll die Abstimmung in Abhängigkeit der instationären Bereiche erfolgen, da diese für detaillierte Analysen von größerem Interesse sind als stationäre Bereiche. Für die vorliegenden Simulationen wurde ein minimaler Zeitschritt von einer Sekunde definiert. Kleinere Zeitschritte können nur mit passenden Anfangswerten berechnet werden (siehe Kapitel 5.5). Da auch die Messdaten zur Validierung in 1-Sekunden-Schritten aufgezeichnet wurden, ergab sich eine passende Vergleichbarkeit. Größere Zeitschritte bis 10 Sekunden führen zu kürzeren Laufzeiten der Simulation und zeigten annehmbare Genauigkeit, vor allem für erste Abschätzungen.

3 VERSUCHSSTAND

Der verwendete Versuchsstand wurde aus dem zuvor durchgeführten Projekt „Experimentelle Analyse einer $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionswärmepumpe für die solare Kühlung“ (Hannl 2011) übernommen. Hier wird nochmals der **wesentliche Aufbau** mit den zugehörigen prozess- und messtechnischen Komponenten erklärt. Für detaillierte Angaben über Mess- und Steuergeräte, die Datenverarbeitung und die Bedienung wird auf oben angeführte Ausarbeitung verwiesen.

3.1 Hydraulische Anbindung der AKA an die Infrastruktur

Der dargestellte Versuchsstand in Abbildung 3-1 beinhaltet die hydraulische Anbindung der Absorptionskälteanlage. Dieser wird wiederum durch eine Wärmequelle und eine Wärmesenke der Infrastruktur am Institut für Wärmetechnik versorgt.

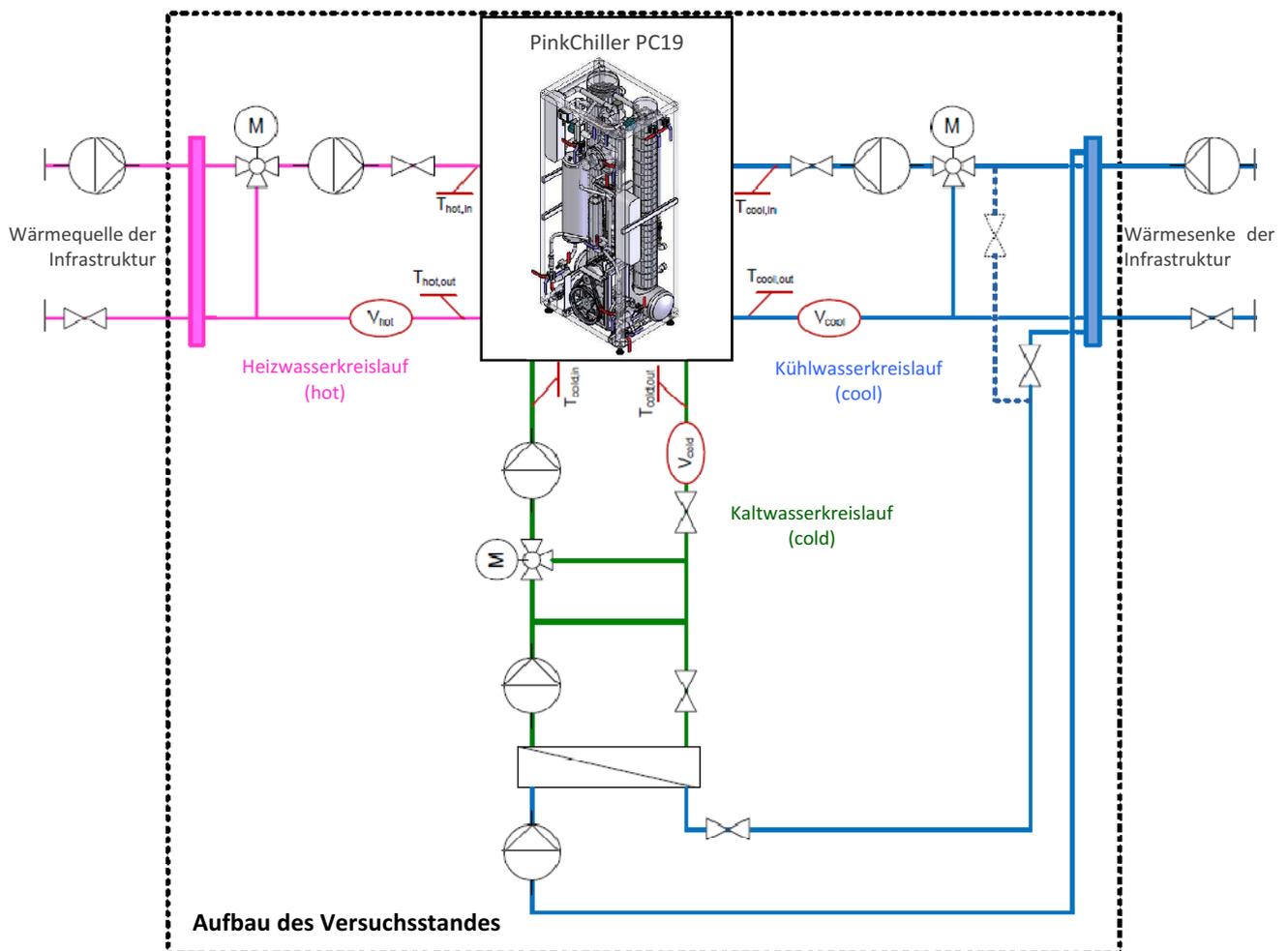


Abbildung 3-1: Hydraulisches Schema des Versuchsstandes (PC19, 2011), (Hannl 2011, S.17)

Als **Wärmequelle** für den Generator diente ein Warmwasserspeicher mit einer elektrischen Heizleistung von 40 kW. Analog wurde ein Kühlwasserspeicher als **Wärmesenke** verwendet, der die Wärme über eine Rückkühlanlage an die Umgebungsluft abgibt. Die möglichen Kühlwassertemperaturen für Absorber und Kondensator waren deshalb an die jeweilige Außentemperatur gebunden. Die gewünschten Temperaturen in den Speichern konnten an der Bedienung für die Infrastruktur eingestellt werden. Die Rückkühltemperatur musste manuell über eine separate Bedienung eingestellt werden.

Die **Anbindung** der AKA war jeweils mit hydraulischen Weichen ausgeführt, um die Systeme hydraulisch voneinander zu entkoppeln. Dadurch wird ein konstanter Druck unabhängig vom Vordruck der Infrastruktur an der Anbindung garantiert, der die Regelung der ausgeführten Beimischschaltungen vereinfacht. Als Wärmequelle für den Verdampfer diente ebenfalls der Kühlwasserspeicher, die erzeugte Kälteleistung wurde somit an den Kühlwasserkreislauf abgegeben. Die parallel geschalteten Kreisläufe von Kaltwasser und Kühlwasser waren durch einen Plattenwärmetauscher getrennt. Dadurch wird gewährleistet, den Kaltwasserkreislauf auch mit Frostschutzgemischen (Glykol/Wasser) für Temperaturen unter 0 °C betreiben zu können.

3.2 Die Absorptionskälteanlage

Die AKA ist ein am Markt erhältliches Modell der Firma Pink GmbH (Langenwang) des Typs „PinkChiller PC19“, wie in Abbildung 3-2 dargestellt. (PC19, 2011). Die Nennkälteleistung wird mit 19 kW bei Vollast angegeben. Die etwas jüngere, modifizierte Generation des zur Verfügung gestellten Modells mit einer adaptierten, größeren Kältemitteldrossel erreicht 22 kW. Der Prozess wird einstufig mit der Arbeitslösung Ammoniak/Wasser ausgeführt.

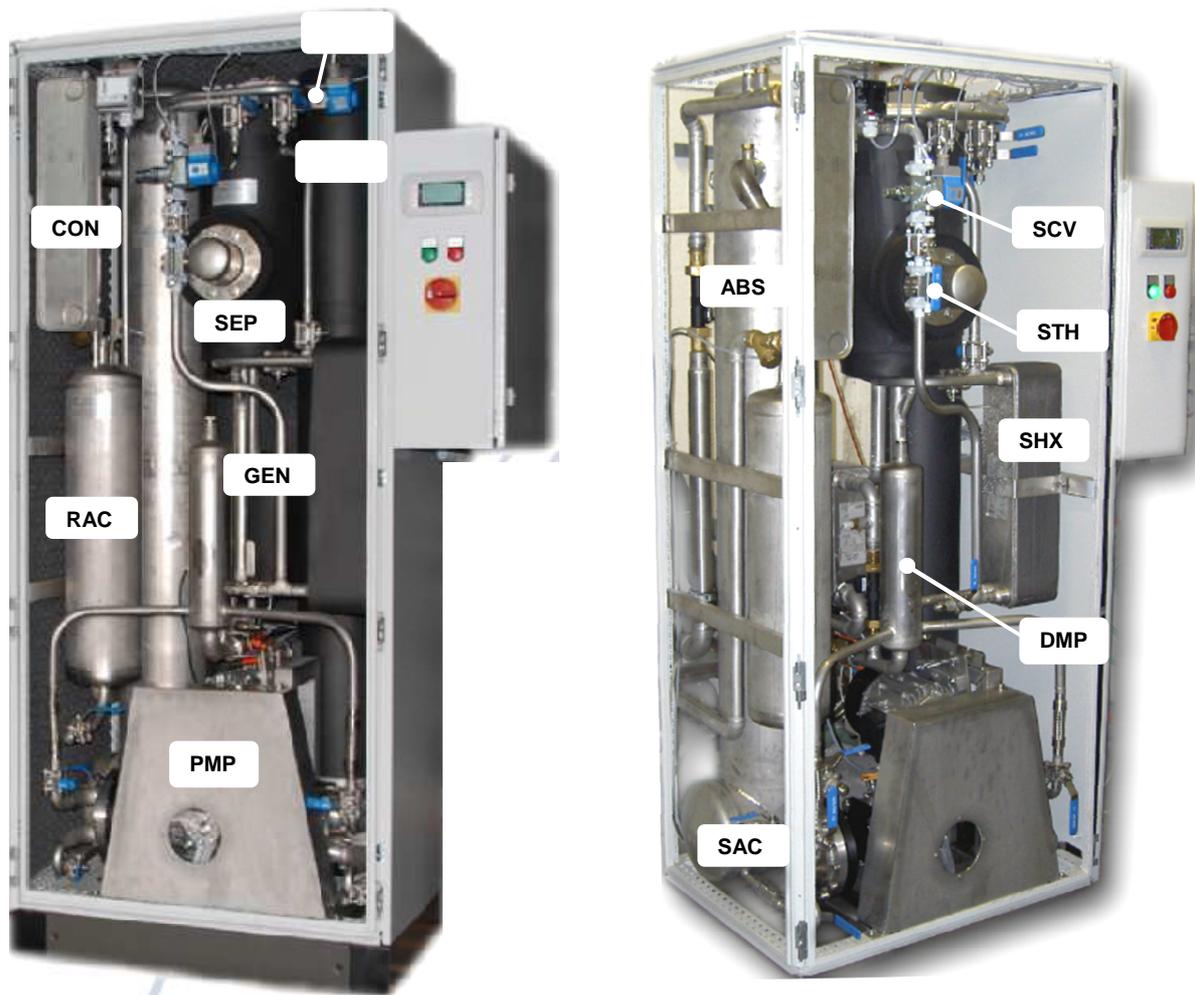


Abbildung 3-2: Absorptionskälteanlage PinkChiller PC19 (PC19, 2011)

Legende:

ABS...	Absorber	RTH...	Refrigerant Throttle
GEN...	Generator	STH...	Solution Throttle
CON...	Condenser	SCV...	Solution Control Valve
EVA...	Evaporator	RAC...	Refrigerant Accumulator
SHX...	Internal Solution Heat Exchanger	SAC...	Solution Accumulator
PMP...	Solution Pump	SEP...	Separator
DMP...	Damper		

3 Versuchsstand

Die detaillierte hydraulische Anordnung der Komponenten ist in Abbildung 3-3 ersichtlich. Im Gegensatz zur Prozessdarstellung in Abbildung 2-1 weist die konstruktive Ausführung einige zusätzlichen Bauteile und Funktionen auf, die im Folgenden diskutiert werden. Die AKA wurde für die Temperatur-, Druck-, Füllstands- sowie die Volumenstrom-, Massenstrom- und Dichtemessung mit Messtechnik ausgestattet. Die Abbildung 3-3 zeigt die verwendeten **Messgrößen** und die zugehörigen Messstellen (Messwertliste im Anhang).

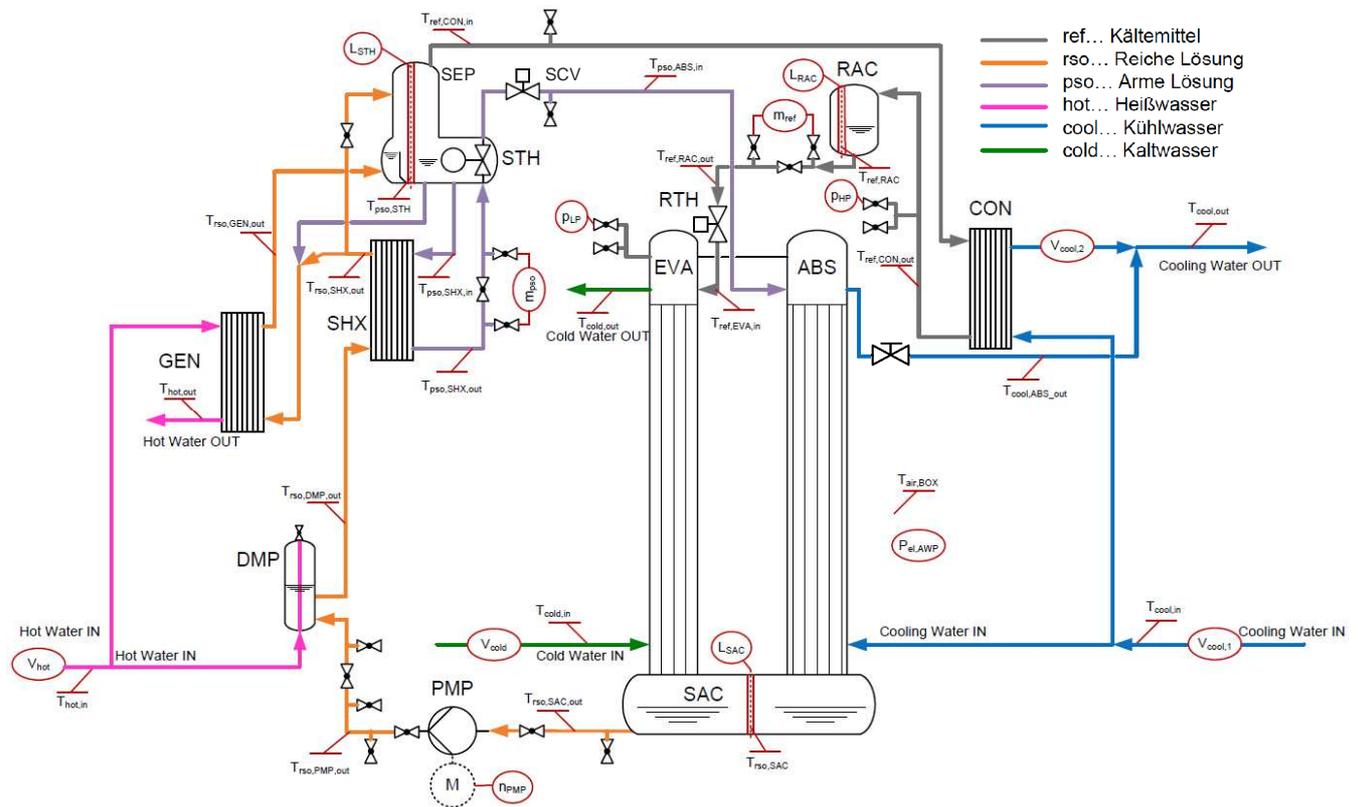


Abbildung 3-3: Detailliertes Hydraulikschema der AKA mit Messgrößen (Hannl 2011, S.31)

Generator, Kondensator und Lösungswärmetauscher sind als **Plattenwärmetauscher** ausgeführt. Verdampfer und Absorber sind zwei **Rohrbündelwärmetauscher**, die über einen gemeinsamen Behälter, den Lösungssammelbehälter (SAC), verbunden sind.

Die Lösungspumpe ist in diesem Modell als **einflutige Membranpumpe** ausgeführt und wird durch einen Elektromotor angetrieben, dessen Drehzahl über einen vorgeschalteten Frequenzumrichter geregelt wird (siehe Kapitel 4.2). Der Dämpfer wird in dieser Anordnung zusätzlich zum Vorwärmen der reichen Lösung verwendet.

Die Kältemitteldrossel ist als **Magnetventil** ausgeführt und regelt auf den Niederdruck (siehe Kapitel 4.1). Das zusätzliche Magnetventil (SCV) nach der Lösungsdrossel (STH) dient lediglich zum Schließen der Leitung der armen Lösung bei Abschaltung der AKA.

Der Volumenstrom des Kühlwassers (\dot{V}_{cool}) für den Kondensator und den Absorber kann in den parallel geschalteten Leitungen über ein **Regulierventil** an der Rückwand der AKA im Rücklauf des Absorbers eingestellt werden, wie Abbildung 3-4 zeigt. Der Einfluss des Verhältnisses der beiden Volumenströme wird in Kapitel 4.4 diskutiert.

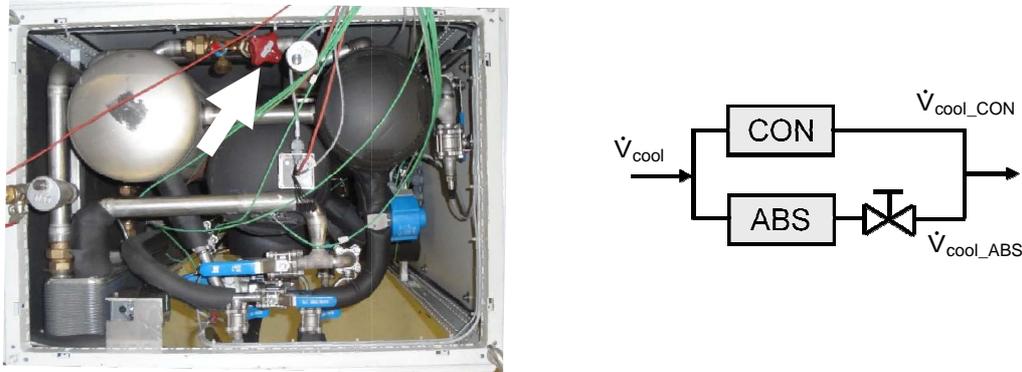


Abbildung 3-4: Regulierventil zum Abgleich des Kühlwasservolumenstroms zwischen Kondensator und Absorber (links im Foto in Draufsicht der AKA, rechts schematisch)

Den **Sammelbehältern** der Lösung (SAC, SEP) und des Kältemittels (RAC) kam im Rahmen dieser Arbeit eine wesentliche Bedeutung zu, da diese sehr stark das stationäre Betriebsverhalten beeinflussen. In Abbildung 3-2 sind diese dargestellt. In allen Behältern sind Schwimmkörper zur Füllstandsmessung eingebaut. Der Abscheider (SEP) ist nach dem Generator angeordnet und ist zur Trennung der armen Lösung vom Kältemitteldampf vorgesehen. Dieser beinhaltet einen weiteren Schwimmkörper, der über ein Gestänge mit der Lösungsdrossel (STH) verbunden ist. Dieses erhöht den Durchfluss der armen Lösung bei steigendem Füllstand des Abscheiders (in Abbildung 3-5 ersichtlich).

Beim Austritt der reichen Lösung aus dem Lösungswärmetauscher (SHX) ist eine absperrbare **Bypassleitung** als Zufluss zum Abscheider (SEP) installiert, dargestellt in Abbildung 3-5. Diese soll eventuell verdampftes Kältemittel aus dem Lösungswärmetauscher direkt über den Abscheider in den Kondensator leiten. Die Ergebnisse aus Versuchen mit möglichen Betriebspunkten mit einer Dampfzahl > 0 nach dem Lösungswärmetauscher ergaben jedoch keine brauchbaren Aussagen zu Veränderungen von Kälteleistung und Effizienz. Das Absperrventil blieb in allen anderen Versuchen geschlossen.

In Abbildung 3-5 (rechts) ist eine zusätzliche **Verbindungsleitung** für die arme Lösung vom Abscheider (SEP) zum Eintritt in den Generator dargestellt. Diese Ausführung ist eine historisch gewachsene, zusätzliche Komponente des Herstellers. Diese bildet ein Thermosiphon zwischen Generator und Abscheider. Durch die sich einstellende geringe Konzentrationsdifferenz an der Stelle, wo reiche und arme Lösung vermischt werden, kann der

Massendurchsatz über den Generator etwas gesteigert werden. Dadurch soll der Wärmeübergang im Generator erhöht werden. Die Effizienz dieser Ausführung wurde in diesem Rahmen aber nicht untersucht.

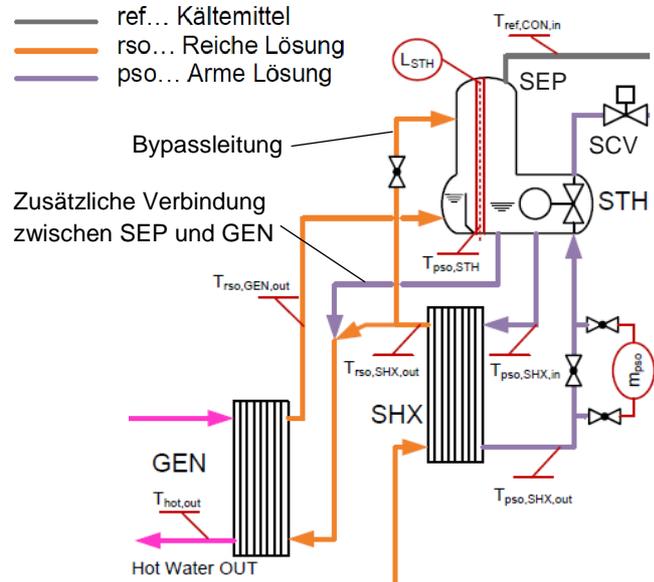
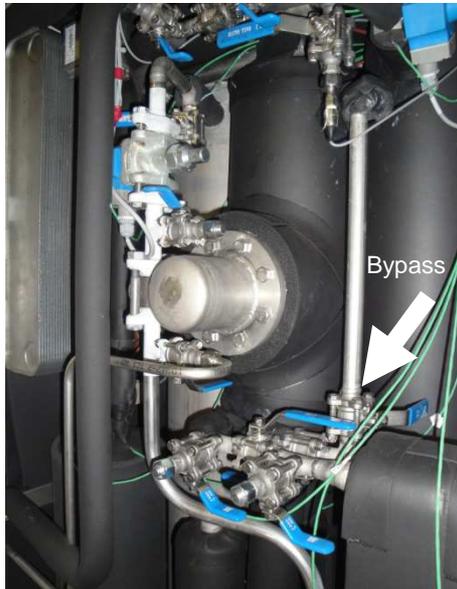


Abbildung 3-5: Zusätzliche Bypassleitung für die reiche Lösung zwischen SHX und SEP sowie Verbindungsleitung zwischen SEP und GEN (links im Foto, rechts schematisch)

In der **Dokumentation** des Herstellers werden die Bedienung der AKA, Einstellmöglichkeiten für Regelgrößen und die Kalibrierung der Messtechnik anhand der Menüstruktur ausführlich erläutert.

3.3 Messtechnik

Die Messgrößen in Abbildung 3-3 wurden mit den in Tabelle 3-1 aufgelisteten Messgeräten bestimmt. Die Messprinzipien für Temperatur-, Druck-, Füllstands- sowie die Volumenstrom- und Massenstrommessung wurden ausführlich in der Ausarbeitung von Hannl (2011, S. 22ff) beschrieben. Im Folgenden wird die Messung der **Dichte** behandelt, die mit den gleichen Geräten wie zur Massenstrommessung bestimmt wurde.

Tabelle 3-1: Messgeräteleiste der Messtechnik (Hannl 2011, S.26)

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	Massenstrom- u. Dichtemessgerät Kältemittel	83A04-GSWWAAAAAAA5	Endress+Hauser
7	1	Massenstrom- u. Dichtemessgerät arme Lösung	83F15-ACWSAAAAAAA5	Endress+Hauser
8	1	Drucktransmitter Niederdruck	SPK1000000	Carel
9	1	Drucktransmitter Hochdruck	SPK3000000	Carel
10	3	Füllstandsmessung	Reedkontaktketten	KSR Kuebler

3.3.1 Dichtemessung

Die Dichtemessung kann zur Bestimmung von **Zustandsgrößen** von Ammoniak/Wasser-Gemischen verwendet werden. Bei Systemen mit nur einem Arbeitsmedium (z.B. Wasser) ist es möglich, die thermodynamischen Zustandsgrößen eines Punktes bereits durch Messung von Temperatur und Druck vollständig zu bestimmen.

Aufgrund einer fehlenden messbaren Größe müssen bei Systemen mit **Gemischen** als Arbeitsmedium Annahmen bei der Beschreibung von Modellen getroffen werden, um den Zustand eines Punktes definieren zu können. Im Rahmen dieser Arbeit sollte deshalb die Dichtemessung mittels eines Coriolis-Massenstrommessgerätes in die bestehende Messtechnik eingebunden werden. Aus den gewonnenen Daten können bis dahin getroffene Annahmen für Modelle überprüft oder neue empirische Ansätze formuliert werden.

Das **Messprinzip** des verwendeten Gerätes basiert auf der kontrollierten Erzeugung von Corioliskräften. „Diese Kräfte treten in einem System immer dann auf, wenn sich gleichzeitig translatorische (geradlinige) und rotatorische (drehende) Bewegungen überlagern. (...) Die Größe der Corioliskraft hängt von der bewegten Masse Δm , deren Geschwindigkeit v im System und somit vom Massedurchfluss ab. Anstelle einer konstanten Drehgeschwindigkeit ω tritt beim Promass eine Oszillation auf. Dabei wird das vom Messstoff durchströmte Messrohr zur Schwingung gebracht. Die am Messrohr erzeugten Corioliskräfte bewirken eine Phasenverschiebung der Rohrschwingung“ (Endress+Hauser 2009, S.3). Die Abbildung 3-6 veranschaulicht diesen Vorgang.

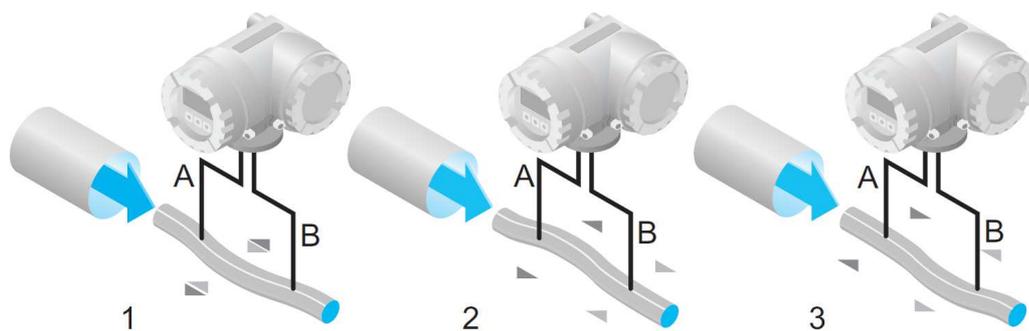


Abbildung 3-6: Erzeugung von Corioliskräften als Messprinzip zur Dichtemessung beim Promass A (Endress+Hauser 2009, S.3)

„Das Messrohr wird immer in seiner Resonanzfrequenz angeregt. Sobald sich die Masse und damit die Dichte des schwingenden Systems (Messrohr und Messstoff) ändern, regelt sich die Erregerfrequenz automatisch wieder nach. Die Resonanzfrequenz ist somit eine Funktion der Messstoffdichte. Aufgrund dieser Abhängigkeit lässt sich mit Hilfe des Mikroprozessors ein Dichtesignal gewinnen.“ (Endress+Hauser 2009, S.3).

Wegen der einfacheren Anwendung bei einphasigen Gemischen sollte die Messung an unterkühlten Zustandspunkten erfolgen. Bei zusätzlicher Messung von Temperatur und Druck kann ein Zustandspunkt vollständig bestimmt werden. Von besonderem Interesse ist die Bestimmung der Konzentration an den jeweiligen Messstellen.

Bei stationärem Betrieb der Absorptionskälteanlage wurden nach Austritt der armen Lösung aus dem Lösungswärmetauscher und nach Austritt des Kältemittels aus dem Kondensator folgende Größen gemessen:

- **Temperatur** mittels Thermoelement-Anlegefühler
- **Druck** mittels piezoresistiven Druckaufnehmer
- **Dichte** mittels Coriolis Massenstrommessgerät

3.3.2 Vergleich der gemessenen und berechneten Dichten

Zur **Überprüfung** der Dichtemesswerte wurden diese mit berechneten Werten in einer einfachen stationären Simulation mittels Bilanzmodell verglichen. Dabei dienen gemessene Temperaturen, Drücke und angenommene Dampfzahlen zur Berechnung der Konzentrationen der reichen Lösung im SAC und der armen Lösung im SEP. Mit dem Operator t-p-q wurden die Werte der Dichte aus der NH₃H₂O-Datenbank des Simulationsprogramms abgerufen. Die Messdaten wurden aus den Messungen gemäß der Messmatrix in Tabelle 4-2 aus Kapitel 4.2 herangezogen. Mit den zugehörigen Massenströmen konnte über die Massenbilanz aus Gl. 3-1 die Konzentration im RAC berechnet werden. Dazu wurden folgende Annahmen getroffen:

- Dampfzahl der flüssigen Phasen im Abscheider und im SAC mit $q = 0$
- Temperatur der flüssigen Phase des Abscheiders gleich der gasförmigen Phase
- Gleiche Konzentrationen der armen Lösung im SEP und am Austritt aus dem SHX
- Massenbilanz des Gesamtsystems für das Kältemittel gemäß Gl. 3-1:

$$\dot{m}_{rso} * x_{rso} = \dot{m}_{ref} * x_{ref} + \dot{m}_{pso} * x_{pso} \quad \text{Gl. 3-1}$$

Mit den berechneten Konzentrationen für die zu vergleichenden Stellen am Austritt der armen Lösung aus dem Lösungswärmetauscher und am Austritt des Kältemittels aus dem Kondensator können die zugehörigen Dichtewerte bestimmt werden. Der **Vergleich** zwischen Messwerten und berechneten Werten der Datenbank in Abbildung 3-7 ergibt Abweichungen der berechneten Dichte von maximal + 1 % des Messwertes der armen Lösung (links) und maximal - 2 % vom Messwert des Kältemittels (rechts).

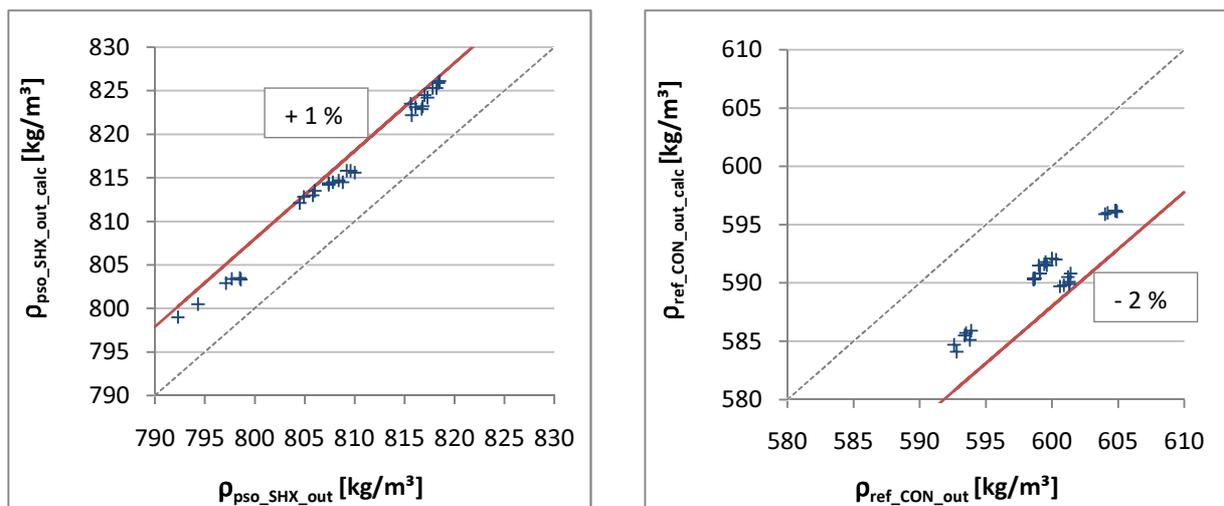


Abbildung 3-7: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Dichte der armen Lösung nach dem Lösungswärmetauscher (links) und des Kältemittels nach dem Kondensator (rechts)

3.3.3 Analyse der Messunsicherheiten mit Dichtemessung

Die drei Messgrößen Temperatur, Druck und Dichte wurden bei dieser Analyse zur Berechnung der **Ammoniak-Massenkonzentration** der armen Lösung sowie des Kältemittels mittels der NH₃H₂O-Datenbank in EES verwendet (siehe Kapitel 2.7). Da kein Operator mit notwendiger Kombination zur Verfügung stand, musste eine Kombination mit zwei gesetzten Eingabegrößen und einer gesetzten Ausgabegröße gewählt werden, bei der programmintern iteriert wird. Die Kombinationen t-v-q und p-v-q lieferten keine Ergebnisse sowie die Kombinationen t-p-q und t-x-v falsche Ergebnisse. Somit stand für die Definition des Zustandspunktes nur die Kombination t-p-x zur Verfügung, bei der statt der Eingabegröße Massenkonzentration (x) das spezifische Volumen ($v = 1/\rho$) als Ausgabegröße vorgegeben wurde.

Die **Messunsicherheiten** der drei Eingabegrößen übertragen sich auf die Ausgabegrößen. Die vom Hersteller angeführte Genauigkeit der Dichtemessung über den gesamten Messbereich des Messaufnehmers ergab sich zu +/- 20 kg/m³ (zum Vergleich: Messwerte vom Kältemittel \approx 600 kg/m³, Messwerte der armen Lösung \approx 800 kg/m³).

Über den allgemeinen Ansatz der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung (Hering et al. 2009, S.114) gemäß der Gl. 3-2 wurde die Unsicherheit der Konzentration in Abhängigkeit der Mess-Eingangsrößen berechnet.

$$u_f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 * u_x^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 * u_y^2 + \dots} \quad \text{Gl. 3-2}$$

Die Messunsicherheiten für die Temperatur-, Druck- und Dichtemessung listet Tabelle 3-2 auf. Bei der Messunsicherheit für die Temperatur- und Druckmessungen konnte auf Erfahrungswerte zurückgegriffen werden. Bei der Dichtemessung wird die Messunsicherheit über eine Rechteckverteilung gemäß Gl. 3-3 angenähert:

$$u_z = \frac{b - a}{\sqrt{12}} \quad \text{Gl. 3-3}$$

Die Werte b und a entsprechen den beiden absoluten Fehlergrenzen von +/- 20 kg/m³, welche über den gesamten Messbereich des Messaufnehmers gelten.

Tabelle 3-2: Messunsicherheit der Temperatur-, Druck- und Dichtemessung

	Thermoelement	Drucktransmitter	Dichtemessung
Messunsicherheit	0,1 [K]	0,01 [bar]	11,55 [kg/m ³]

Die partielle Ableitung der allgemeinen Funktion aus Gl. 3-2 wird durch Bildung des Differentialquotienten gemäß Gl. 3-4 linear angenähert, da die Ermittlung nur über die Datenbank erfolgen kann.

$$u_f = \sqrt{\left(\frac{\Delta f}{\Delta x}\right)^2 * u_x^2 + \left(\frac{\Delta f}{\Delta y}\right)^2 * u_y^2 + \dots} \quad \text{Gl. 3-4}$$

Dabei wird konkret die Änderung der Konzentration bei Änderungen einer Eingangsgröße in der Zustandsabfrage (Temperatur, Druck oder Dichte) berechnet. Aus den einzelnen Differentialquotienten und Messunsicherheiten ergibt sich exemplarisch die Unsicherheit der Konzentration der armen Lösung nach dem Lösungswärmetauscher nach Gl. 3-5:

$$u_{x_{pso_SHX_out}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta x_{pso_SHX_out}}{\Delta t_{pso}}\right)^2 * t_{pso}^2 + \left(\frac{\Delta x_{pso_SHX_out}}{\Delta p_{LP}}\right)^2 * p_{high}^2 + \left(\frac{\Delta x_{pso_SHX_out}}{\Delta \rho_{pso}}\right)^2 * \rho_{pso}^2} \quad \text{Gl. 3-5}$$

In Tabelle 3-3 sind die **Ergebnisse** für die maximalen und minimalen auftretenden Unsicherheiten der berechneten Konzentrationen in unterschiedlichen Betriebspunkten zugehörig zu einer jeweiligen Messstelle aufgelistet.

Tabelle 3-3: Unsicherheiten der berechneten Konzentrationen der Stoffdatenbank

Rechenwert	u _{min}	u _{max}	% _{min}	% _{max}
x _{pso_SHX_out}	0,0280	0,0299	4,95	6,04
x _{ref_CON_out}	0,0229	0,0234	2,33	2,38

Die Unsicherheiten der berechneten Konzentrationen werden im konkreten Fall überwiegend durch die Messgenauigkeit des Dichtemessgerätes bestimmt und sind zu hoch, um brauchbare Angaben zur Zustandsbestimmung machen zu können. Die minimalste absolute Abweichung aus dem exemplarischen Ergebnis mit u_{min} = 0,0229 entspricht bereits dem Wert einer möglichen Entgasungsbreite oder einer Temperaturabweichung von etwa 5 K bei den entsprechenden Zuständen. Für die Beschreibung des Simulationsmodells in Kapitel 5 wurden deshalb keine Daten aus der Dichtemessung herangezogen. Durch einen Felddichteabgleich bei Prozessbedingungen kann die maximale Messabweichung des Dichtemessgerätes auf +/- 0,5 kg/m³ verbessert werden (Endress+Hauser 2009, S.14). Die maximale Unsicherheit von x_{pso_SHX_out} wird dabei auf u_{max} = 0,0008 gesenkt. Unter der Voraussetzung einer hinreichend exakten Berechnung der Dichte in der NH₃H₂O-Datenbank in EES kann mit dieser Genauigkeit eine ausreichende Zustandsbestimmung durchgeführt werden.

Der berechnete Sollwert des Niederdrucks (p_{LP_SV}) wird dabei mit dem gemessenen Istwert (p_{LP_PV}) verglichen, woraus sich eine Regelabweichung ergibt, die in weiterer Folge mittels eines PI-Reglers in eine Stellgröße für die Regelstrecke umgerechnet wird. Die **Stellgröße** der Niederdruckregelung ist der Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{ref}), der über die pulsbreitenmodulierte Kältemitteldrossel (Magnetventil) in den Verdampfer zugeführt wird. Der PI-Regler ändert dabei die Einspritzzeit je nach vorgegebener Regelabweichung. Aus der Regelstrecke ergibt sich der Niederdruck des Prozesses, der wiederum gemessen und zum Vergleich mit dem Istwert herangezogen wird.

Exemplarisch sind in Abbildung 4-2 und Abbildung 4-3 die Temperaturverläufe der internen und externen Wärmeträger in einem Q/t-Diagramm (siehe Kapitel 2.5) bei hoher und niedriger Temperaturdifferenz (ΔT_{eff}) dargestellt. Bei Vorgabe eines höheren Sollwertes dieser Temperaturdifferenz gelangt weniger Kältemittel über das Einspritzventil in den Verdampfer. Bei einem Betriebspunkt mit gleichbleibenden externen Kaltwassertemperaturen kommt durch die Reduzierung des Kältemittelmassenstroms eine Erhöhung der Temperaturdifferenz zwischen interner Eintritts- und Austrittstemperatur (ΔT_{glide} aus Abbildung 4-4) zustande. Durch Erhöhen der Temperaturdifferenz (ΔT_{eff}) im Verdampfer wird folglich der **Niederdruck** gesenkt.

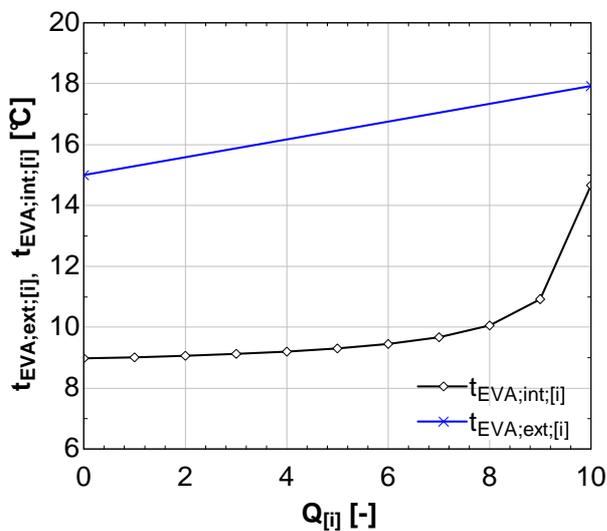


Abbildung 4-2: Exemplarische Temperaturverläufe im Verdampfer mit hohem Temperaturgleit

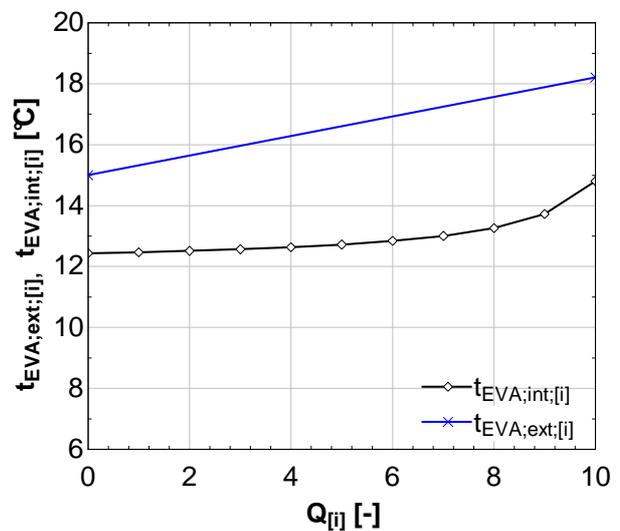


Abbildung 4-3: Exemplarische Temperaturverläufe im Verdampfer mit niedrigem Temperaturgleit

Neben diesem Zusammenhang hat die Reduzierung des Kältemittelmassenstroms einen weiteren Effekt. Gemäß der Gl. 4-1 sinkt die Kälteleistung. Trotz der in etwa gleichbleibenden spezifischen Enthalpie des Kältemittels am Eintritt des Verdampfers ändert sich durch Senken des Niederdrucks die spezifische **Enthalpiedifferenz** zwischen Eintritt und Austritt. Es wird bei einem niedrigeren Kältemittelmassenstrom anteilig mehr Kältemittel verdampft, was mit einer Erhöhung des Temperaturgleits einhergeht.

Die **Dampfzahl** (q) am Austritt steigt. Am Eintritt ist die Dampfzahl bei gleichbleibendem Hoch- und Niederdruckniveau konstant. Sie erhöht sich lediglich mit steigendem Druckverhältnis.

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{ref} * (h_{out} - h_{in}) \quad \text{Gl. 4-1}$$

Im Gegensatz dazu treten bei einer Verringerung der Temperaturdifferenz (ΔT_{eff}) die umgekehrten Effekte auf. Es steigen der Kältemittelmassenstrom, die Eintrittstemperatur in den Verdampfer und damit der Niederdruck. Der Temperaturgleit wird verringert, die Dampfzahl am Austritt sinkt.

In Zusammenhang mit der Optimierung des Prozesses wurde der Einfluss der Temperaturdifferenz (ΔT_{eff}) zwischen mittlerer externer Kaltwassertemperatur und der internen Eintrittstemperatur des Kältemittels in den Verdampfer untersucht. Die Abbildung 4-4 veranschaulicht einen exemplarischen **Istwert** des Regelparameters ΔT_{eff} .

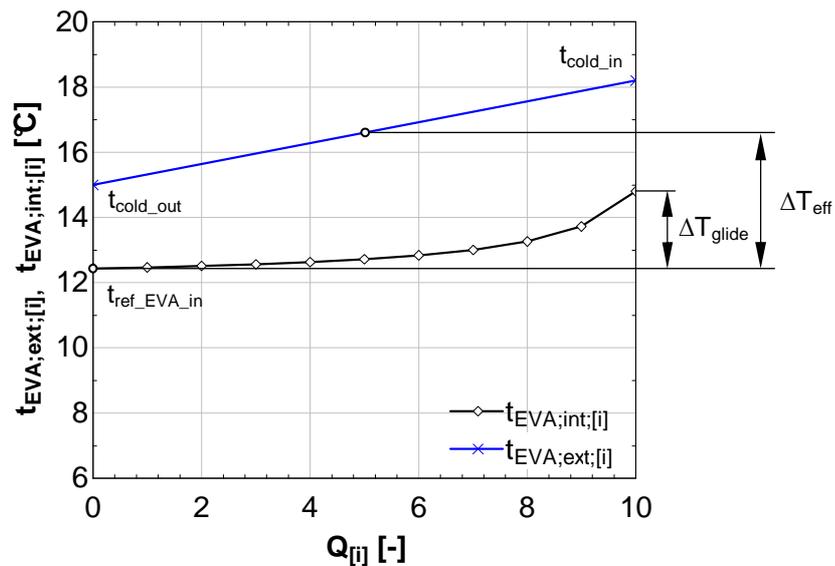


Abbildung 4-4: Exemplarischer Istwert des Regelparameters ΔT_{eff} für die Regelung des Niederdrucks

Die Gl. 4-2 zeigt die anlageninterne Berechnungsgrundlage sowie den Einfluss der Größen auf den Prozess. (PC19, 2011).

Istwert:
$$\Delta T_{eff} = \frac{t_{coldin} + t_{coldout}}{2} - t_{refEVAin} \quad \text{Gl. 4-2}$$

Dieser Istwert wird dem Sollwert von ΔT_{eff} gleichgesetzt.

Der **Sollwert** der effektiven Temperaturdifferenz (ΔT_{eff}) aus Gl. 4-3 zeigt einen linearen Verlauf über die prozentuelle Verdampferleistung. Der Referenzwert der Nennkälteleistung wird mit $\dot{Q}_{EVA_0} = -19 \text{ kW}$ vom Hersteller vorgegeben (PC19, 2011). Mit der verwendeten größeren Variante der Kältemitteldrossel können auch Kälteleistungen von $\dot{Q}_{EVA} = -22 \text{ kW}$, also über 100 %, erreicht werden. Die Standardeinstellungen von $\Delta T_{min} = 4,5 \text{ K}$ und $\Delta T_{var} = 5 \text{ K}$ können in der Expertenebene der Bedienung verändert werden.

Sollwert:
$$\Delta T_{eff} = \Delta T_{min} + \Delta T_{var} * \frac{\dot{Q}_{EVA_{calc}}}{\dot{Q}_{EVA_0}}$$
 Gl. 4-3

Die tatsächliche **Kälteleistung** ($\dot{Q}_{EVA_{calc}}$) wird anlagenspezifisch gemäß Gl. 4-4 über den externen Kaltwasserkreislauf berechnet. Diese wird negativ für das externe System bewertet (PC19, 2011).

$$\dot{Q}_{EVA_{calc}} = \rho * \frac{\dot{V}_{cold}}{3600} * c_p * (t_{coldout} - t_{coldin})$$
 Gl. 4-4

Die Abbildung 4-5 zeigt den voreingestellten Verlauf des Sollwertes von ΔT_{eff} . Es ist die grafische Darstellung des in Gl. 4-3 beschriebenen Zusammenhanges.

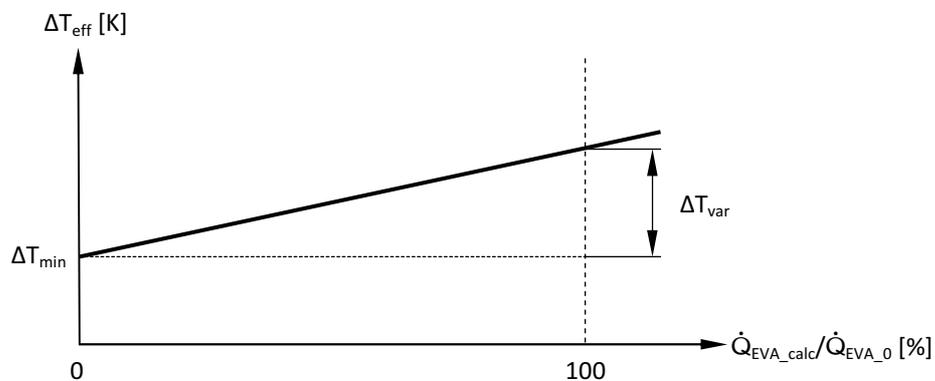


Abbildung 4-5: Sollwert des Regelparameters ΔT_{eff} (PC19, 2011)

Die Umrechnung zwischen der internen **Eintrittstemperatur** ($t_{ref_EVA_in}$) des Kältemittels in den Verdampfer aus Gl. 4-2 und dem Niederdruck (p_{LP}) erfolgt prozessintern durch eine lineare Iteration aus Stützpunkten. Änderungen der Dampfpzahl oder der NH_3 -Konzentration am Eintritt werden dabei nicht berücksichtigt. In Gl. 4-5 und Abbildung 4-6 ist dieser Zusammenhang als Polynom zweiter Ordnung aus den Stützpunkten für die weiteren Anwendungen dargestellt.

$$t_{refEVA_{in}} = -0,00005 * p_{LP}^2 + 0,1108 * p_{LP} - 37,769$$
 Gl. 4-5

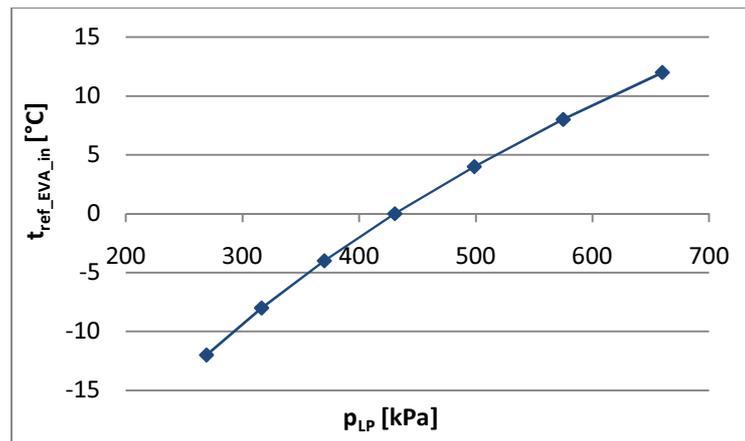


Abbildung 4-6: Zusammenhang zwischen Niederdruck und interner Eintrittstemperatur im Verdampfer (PC19, 2011)

4.1.1 Einfluss der Kaltwasserspreizung

Abhängig davon, ob im Betrieb niedrige oder hohe Kalterwasserspreizungen (ΔT_{cold}) benötigt werden, ergeben sich unterschiedliche optimale Sollwerte für den Parameter ΔT_{eff} . In Abbildung 4-7 (links) ist zu erkennen, dass eine höhere Kaltwasserspreizung höhere Sollwerte für ΔT_{eff} erfordert. Die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Kaltwassers ist relativ groß, zu kleine Sollwerte kann der Verdampfer nicht umsetzen, da die Verdampfer-Eintrittstemperatur die Kaltwasser-Austrittstemperatur theoretisch übersteigen würde. In Abbildung 4-8 (rechts) ist ersichtlich, dass bei einer flacheren Steigung der Kaltwassertemperatur im Q/t-Diagramm auch geringere Sollwerte für ΔT_{eff} ausreichend sind. Ein höheres ΔT_{cold} sollte demnach Einfluss auf den Sollwert von ΔT_{eff} haben.

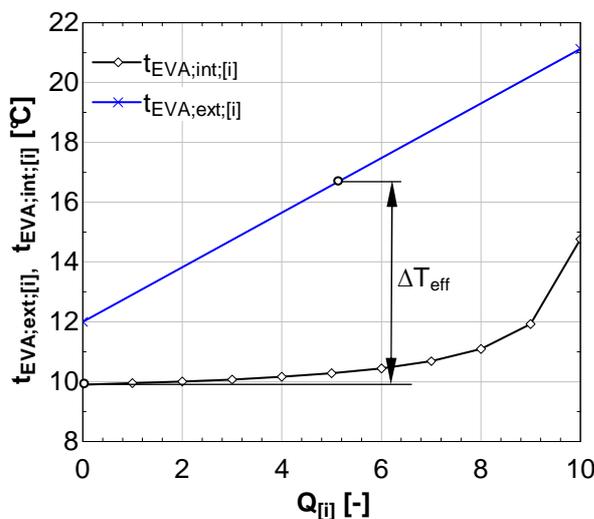


Abbildung 4-7: Exemplarische Temperaturverläufe im Verdampfer mit hoher Kaltwasserspreizung

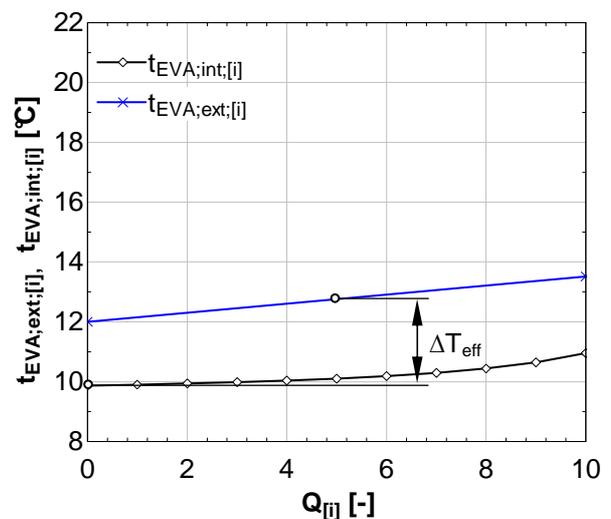


Abbildung 4-8: Exemplarische Temperaturverläufe im Verdampfer mit niedriger Kaltwasserspreizung

4.1.2 Versuchsdurchführung

Bei den Messungen wurden die Sollwerte bei stationären Betriebspunkten manuell verändert. Veränderungen der Temperaturdifferenzen an externer Seite wurden durch die externen Volumenströme angepasst, um Messungen eines Betriebspunktes bei gleichbleibenden Spreizungen an den Wärmetauschern (ΔT_{hot} , ΔT_{cool} und ΔT_{cold}) vergleichen zu können. Eine Änderung der Sollwerte hatte je nach Vorgabe eine Zu- oder Abnahme der Leistungen aller weiteren Wärmetauscher zur Folge. Es wurden also stets Betriebspunkte bei **gleichbleibenden externen Temperaturniveaus und Temperaturdifferenzen** betrachtet, die Werte für die externen Volumenströme variierten.

Um Optima und Grenzwerte für die Regelgröße bzw. den Einfluss auf den COP_C festzustellen, wurden verschiedene Betriebspunkte untersucht. Es wurden folgende Betriebspunkte (Tabelle 4-1) mit einer festgelegten Bezeichnung gewählt:

Tabelle 4-1: Betriebspunkte (BP) bei den Versuchen zur Optimierung der Niederdruckregelung

	$t_{\text{hot_in/}}$ [°C]	$t_{\text{cool_in/}}$ [°C]	$t_{\text{cold_out}}$ [°C]	-	$\Delta T_{\text{hot/}}$ [K]	$\Delta T_{\text{cool/}}$ [K]	ΔT_{cold} [K]
BP	85/	32/	15	-	7/	6/	3
BP	75/	28/	15	-	7/	6/	3
BP	80/	32/	15	-	7/	6/	3
BP	90/	32/	12	-	7/	6/	6
BP	80/	24/	9	-	7/	10/	6
BP	90/	28/	15	-	10/	7/	3

Die **Bezeichnung** der Betriebspunkte ($t_{\text{hot_in/}}/t_{\text{cool_in/}}/t_{\text{cold_out}} - \Delta T_{\text{hot/}}/\Delta T_{\text{cool/}}/\Delta T_{\text{cold}}$) aus Tabelle 4-1 wurde mit den jeweiligen Werten für die Analysen in den Kapiteln 4.1.3 und 4.1.4 definiert.

Bei den Versuchen wurde der Wert des variablen Parameters ΔT_{var} auf Null gesetzt und nur ΔT_{min} verändert, um einen eventuellen Einfluss der internen Messung der Verdampferleistung auf die Niederdruckregelung auszuschließen.

4.1.3 Messergebnisse

Bei den durchgeführten Messungen ergab eine Senkung von ΔT_{eff} einen Anstieg der Verdampferleistung in allen Teillastbetriebspunkten. Der durch das Einspritzventil begrenzte maximale Kältemittelmassenstrom kann dadurch nicht erhöht werden, folglich auch nicht die Maximalleistung.

Grundsätzlich sollte man den Parameter ΔT_{eff} möglichst niedrig einstellen, wenn man hohe Verdampferleistungen (\dot{Q}_{EVA}) erreichen will, da dabei ein hoher Niederdruck erreicht wird. Demgegenüber zeigt sich aber, dass für die Effizienz des Prozesses weitere Einflüsse zu berücksichtigen sind. Die Maxima der COP_C sind vom jeweiligen Betriebspunkt abhängig. Die niedrigere Dampfzahl am Verdampferaustritt bei hohem Kältemittelmassenstrom und kleinem ΔT_{eff} ergibt einen schlechten COP_C . Dabei wird anteilig weniger Kältemittel verdampft, was den zu Grunde liegenden Prozess uneffizient macht. Ein niedriger Kältemittelmassenstrom ($\Delta T_{\text{eff}} \gg$) ergibt eine höhere Dampfzahl am Austritt, das Optimum für den COP_C ist aber zusätzlich von den resultierenden Druckniveaus, den externen Temperaturniveaus und dem spezifischen Lösungsumlauf ($\dot{m}_{\text{rso}}/\dot{m}_{\text{ref}}$ in Kapitel 4.2.2) abhängig.

Für **Betriebspunkte mit $\Delta T_{\text{cold}} = 3 \text{ K}$** ergab sich aus den Messungen der niedrigste realisierbare Sollwert des Parameters zu $\Delta T_{\text{eff}} = 4,7 \text{ K}$ (die Temperaturdifferenz zwischen dem internen Eintritt und dem externen Austritt des Verdampfers kann aufgrund begrenzter Wärmedurchgangskoeffizienten und Wärmetauscherflächen nicht weiter gesenkt werden). Eine weitere Senkung des Sollwertes ergab keine Veränderung des Niederdrucks und der Betriebszustände. Zwar erreicht die Kältemitteldrossel bei diesen Bedingungen auch bei kleineren Leistungen bereits annähernd 100 % der Einspritzzeit, jedoch muss dabei noch die Regelung der Lösungspumpe (Kap. 4.2) berücksichtigt werden. Diese liefert bei Teillastbetrieb nicht ihre Höchstdrehzahl, dazu muss sie manuell eingestellt werden.

Von Abbildung 4-9 bis Abbildung 4-12 sind Verdampferleistung und Leistungszahl bei verschiedenen Betriebspunkten über ΔT_{eff} bei $\Delta T_{\text{cold}} = 3 \text{ K}$ dargestellt. Die Verdampferleistung hat jeweils ihr Maximum bei niedrigen ΔT_{eff} . Der Verlauf des COP_C eines Betriebspunktes über veränderlichem ΔT_{eff} zeigt betriebspunktabhängige Maxima. Die Verläufe lassen auf die Einflüsse der externen Betriebstemperaturen (t_{hot} , t_{cool} und t_{cold}) schließen (Vergleich zwischen Abbildung 4-9 und Abbildung 4-10).

4 Optimierung des stationären Betriebsverhaltens

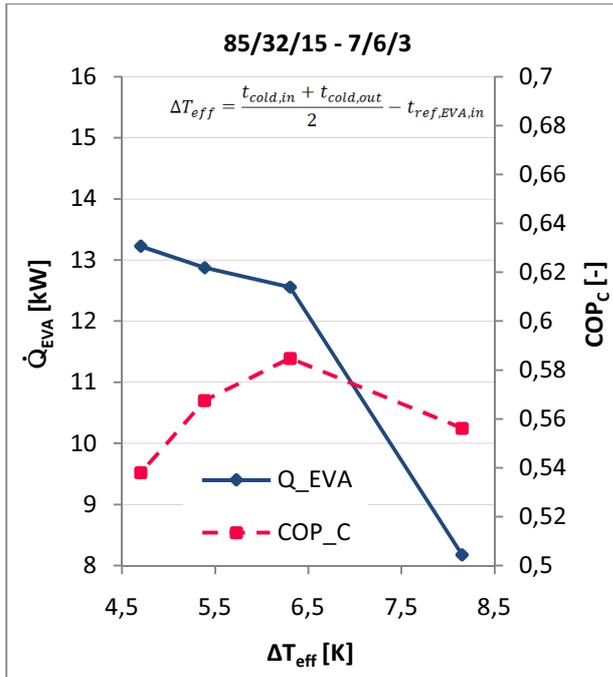


Abbildung 4-9: Verdampferleistung und Leistungszahl über ΔT_{eff} bei 85/32/15 - 7/6/3

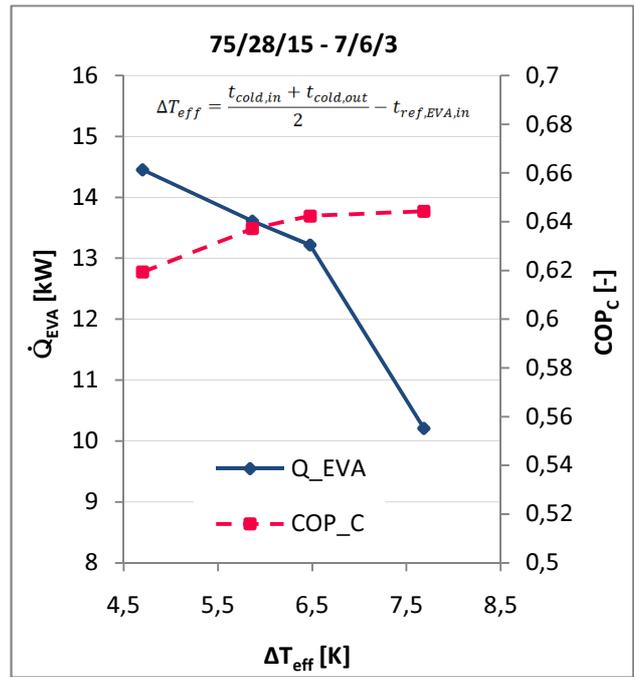


Abbildung 4-10: Verdampferleistung und Leistungszahl über ΔT_{eff} bei 75/28/15 - 7/6/3

Abbildung 4-11 zeigt einen Betriebspunkt an der Leistungsgrenze. Wie erwartet sind keine signifikanten Änderungen zu erkennen. Beim Betriebspunkt 80/32/15 - 7/6/3 (Abbildung 4-12) wirken sich Verluste bei kleiner Anlagenleistung prozentual sehr stark aus, hier sinkt der COP_C bei steigendem ΔT_{eff} .

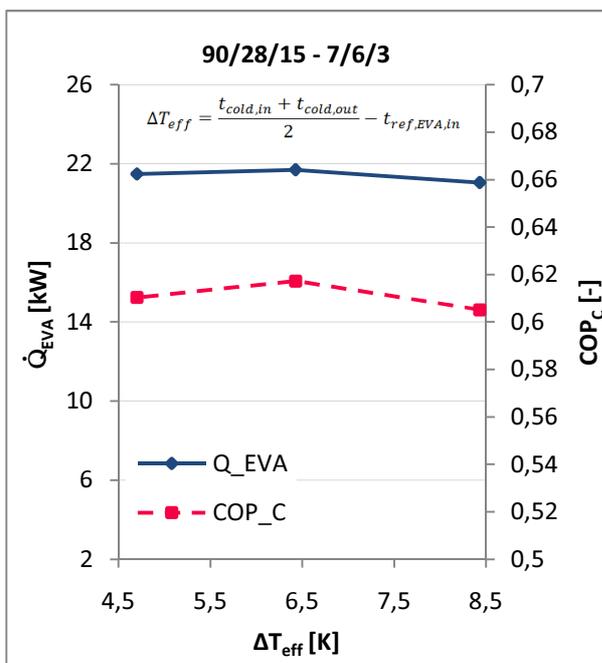


Abbildung 4-11: Verdampferleistung und Leistungszahl über ΔT_{eff} bei 90/28/15 - 7/6/3

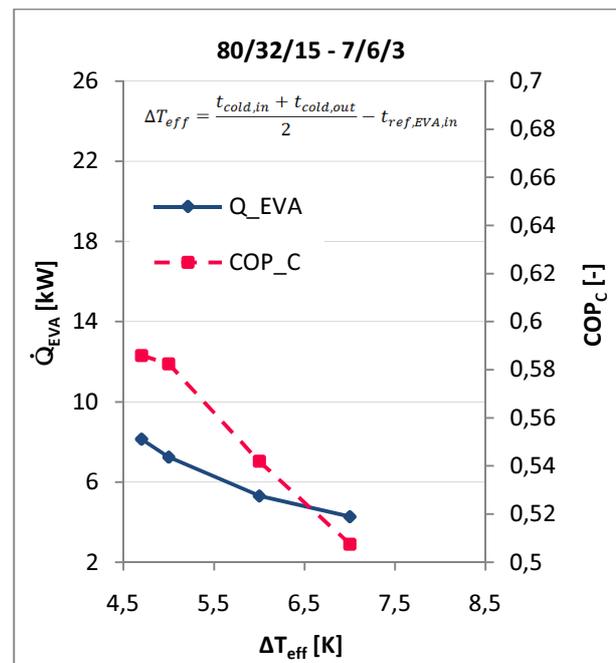


Abbildung 4-12: Verdampferleistung und Leistungszahl über ΔT_{eff} bei 80/32/15 - 7/6/3

Für **Betriebspunkte mit $\Delta T_{\text{cold}} = 6 \text{ K}$** ergab sich ein Minimum für realisierbare Sollwerte zu $\Delta T_{\text{eff}} = 5,5 \text{ K}$ gemäß Abbildung 4-13 und Abbildung 4-14 (die Temperaturdifferenz zwischen dem internen Eintritt und dem externen Austritt des Verdampfers kann aufgrund begrenzter Wärmedurchgangskoeffizienten und Wärmetauscherflächen nicht weiter gesenkt werden). Durch die höhere Kaltwasserspreizung verschieben sich die Verläufe, Grenzen und Optima von Leistung und COP_C zu größeren ΔT_{eff} .

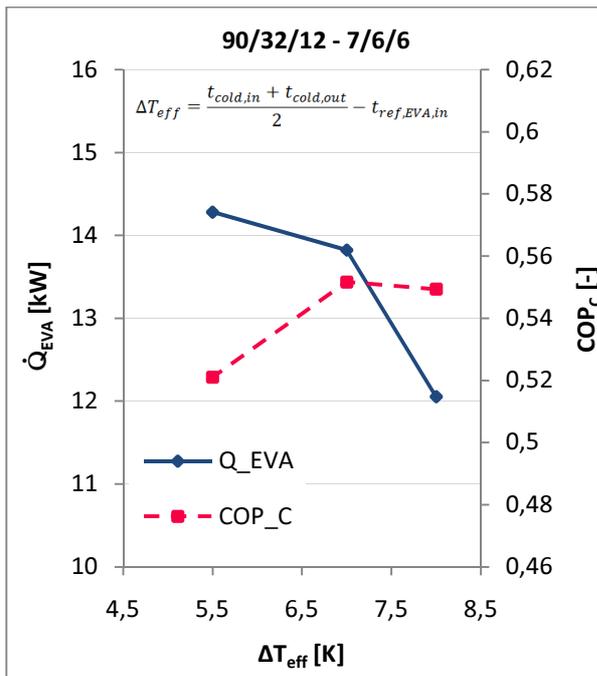


Abbildung 4-13: Verdampferleistung und Leistungszahl über ΔT_{eff} bei 90/32/12 - 7/6/6

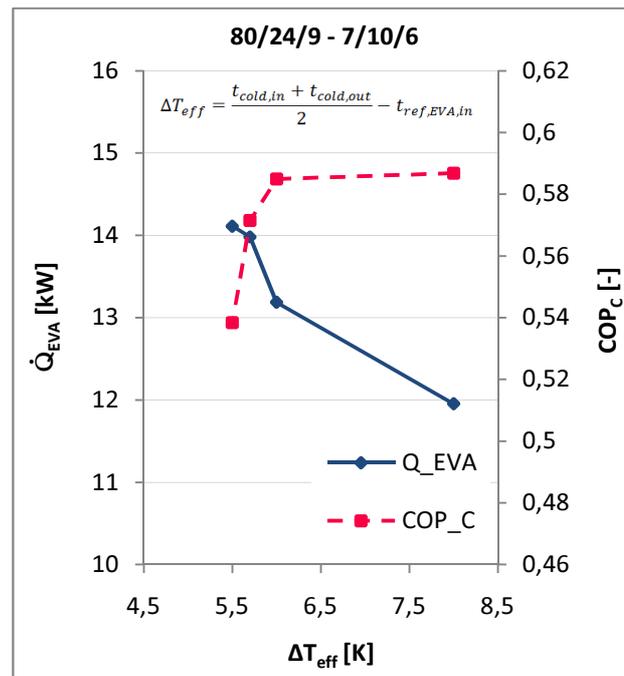


Abbildung 4-14: Verdampferleistung und Leistungszahl über ΔT_{eff} bei 80/24/9 - 7/10/6

Der **Betrieb** der AKA zeigte bei $\Delta T_{\text{cold}} = 6 \text{ K}$ nicht stationäres Verhalten in Abhängigkeit der Regelung und immer wiederkehrende Schwankungen der Messwerte. Ursache für diese Unregelmäßigkeiten könnte eine lokale Verschlechterung des Wärmeübergangs aufgrund einer zu hohen Dampfzahl im Verdampfer wegen des geringen Massenstromes sein.

4.1.4 Simulationsgestützte Analyse der Niederdruck-Optimierungspotenziale

Mit den Erkenntnissen aus den Messungen zum Niederdruckregelparameter ΔT_{eff} konnte ein bestehendes **stationäres Bilanzmodell** (Hannl 2011, S.59) adaptiert werden. Im Modell wurden die Regelgrößen bereits berücksichtigt. Es sollte nun festgestellt werden, wie eine Veränderung der Sollwerte der Regelparameter den Temperaturgleit im Verdampfer beeinflusst.

Bei den durchgeführten Messungen wurde bei einer Änderung des Sollwertes von ΔT_{eff} und gleichbleibenden externen Temperaturniveaus jeweils die erwartete Änderung der Verdampfer-Eintrittstemperatur festgestellt. Zwar erwies sich die Messung am Verdampfereintritt auf Grund von Gegebenheiten an der Messstelle als nicht hinreichend exakt, jedoch ist eine Tendenz gemäß Abbildung 4-15 und Abbildung 4-16 festzustellen. Die in diesen Versuchen vorgenommenen Änderungen des Parameters entsprechen den Änderungen der Temperatur am internen Eintritt in den Verdampfer.

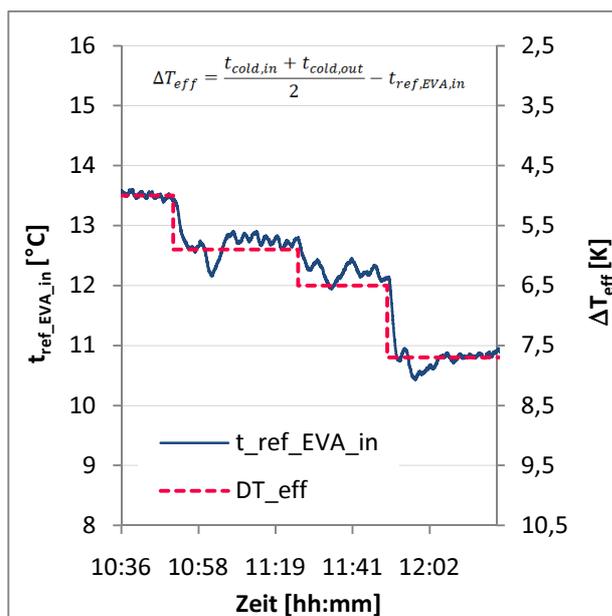


Abbildung 4-15: Temperaturverlauf am Eintritt Verdampfer über die Zeit bei einer schrittweisen Erhöhung des Regelparameters ΔT_{eff}

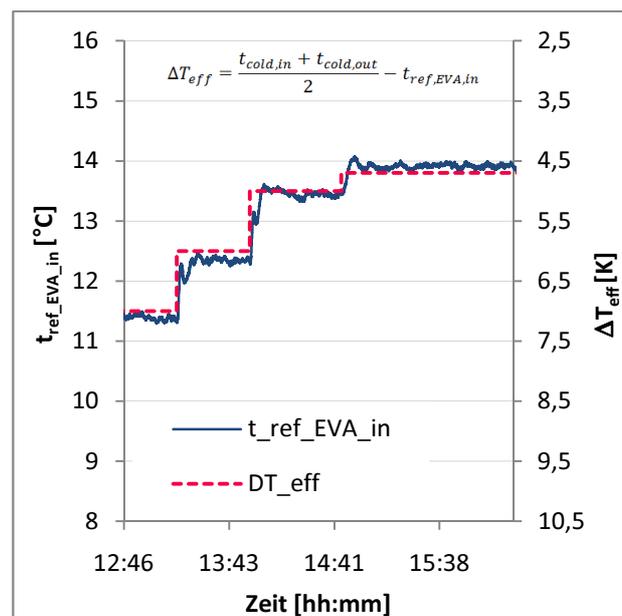


Abbildung 4-16: Temperaturverlauf am Eintritt Verdampfer über die Zeit bei einer schrittweisen Senkung des Regelparameters ΔT_{eff}

Da die Temperatur am internen Austritt nicht gemessen werden konnte, wurden mit der Simulation verschiedene Ansätze untersucht. Die Simulation mit einem konstanten Temperaturgleit brachte keine übereinstimmenden Ergebnisse. Letztlich konnte mit der Annahme einer konstanten Temperaturdifferenz zwischen dem internen Austritt und dem externen Eintritt in Abhängigkeit der externen Spreizung die Simulation auf die Messergebnisse angepasst werden. Dazu wurde eine Beziehung zwischen T_{eff} und ΔT_{glide} eingeführt.

Bei den Analysen zwischen Messungen und Simulation bei konstanten Spreizungen der Kaltwassertemperatur ($\Delta T_{\text{cold}} = 3 \text{ K}$ und $\Delta T_{\text{cold}} = 6 \text{ K}$) wurden konstante Temperaturdifferenzen zwischen ΔT_{eff} und ΔT_{glide} gemäß Gl. 4-6 und Gl. 4-7 angenommen:

$$\Delta T_{\text{eff}} - \Delta T_{\text{glide}} = 1,8 \text{ K (bei } \Delta T_{\text{cold}} = 3 \text{ K)} \quad \text{Gl. 4-6}$$

$$\Delta T_{\text{eff}} - \Delta T_{\text{glide}} = 3,5 \text{ K (bei } \Delta T_{\text{cold}} = 6 \text{ K)} \quad \text{Gl. 4-7}$$

Diese Beziehungen entsprechen konstanten Temperaturdifferenzen zwischen dem internen Austritt und dem externen Eintritt von $\Delta T_{\text{EVA_HX_out}} = 3,3 \text{ K}$ bei $\Delta T_{\text{cold}} = 3 \text{ K}$ und $\Delta T_{\text{EVA_HX_out}} = 6,5 \text{ K}$ bei $\Delta T_{\text{cold}} = 6 \text{ K}$.

Veranschaulicht wird dieser Zusammenhang anhand Abbildung 4-17 und Abbildung 4-18, wo bei konstanter Kaltwasserspreizung ($\Delta T_{\text{cold}} = 3 \text{ K}$) und unterschiedlichen Werten für ΔT_{eff} die Temperaturdifferenz $\Delta T_{\text{EVA_HX_out}}$ am internen Austritt konstant angenommen wird.

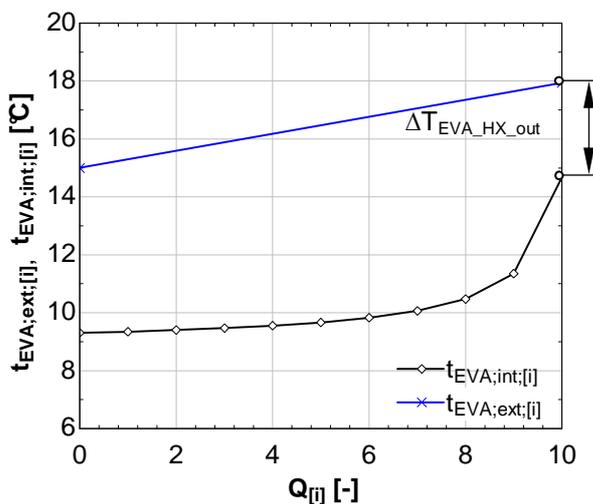


Abbildung 4-17: Exemplarische Temperaturverläufe im Verdampfer mit großem ΔT_{eff}

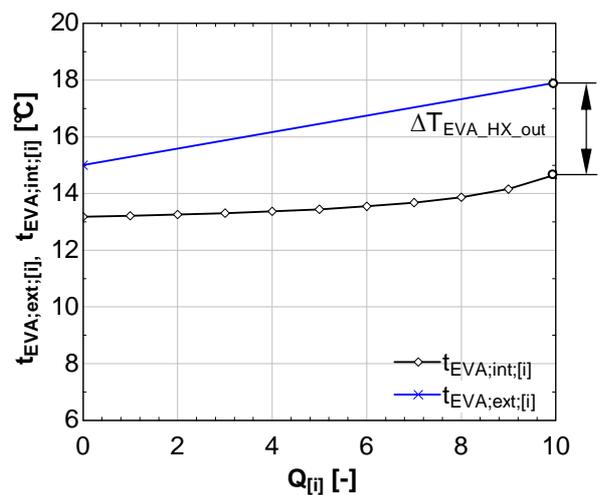


Abbildung 4-18: Exemplarische Temperaturverläufe im Verdampfer mit kleinem ΔT_{eff}

Die in Abbildung 4-17 im Vergleich zu Abbildung 4-18 erzielbare geringere Leistung hängt zunächst mit dem niedrigeren **Niederdruck** zusammen. Möglichst hohe Kälteleistungen werden zum einen durch einen hohen Niederdruck erreicht, der mit einem hohen mittleren Temperaturniveau im Verdampfer einhergeht. Zum anderen wird die Kälteleistung des Verdampfers durch hohe **Massenströme** (\dot{m}_{ref}) maximiert, wie es in Abbildung 4-18 der Fall ist. Auch für den COP_C sind diese Faktoren von Bedeutung. Zusätzlich muss dabei aber noch berücksichtigt werden, wie vollständig das Kältemittel verdampft wird. Bei sinkendem ΔT_{eff} sinkt die Damp fzahl am Austritt des Verdampfers zunehmend bei hohen Massenströmen. Das nicht verdampfte Kältemittel verschlechtert die Effizienz. Einen zusätzlichen Einfluss auf den COP_C übt der in Kapitel 4.2.2 beschriebene spezifische Lösungsumlauf ($\dot{m}_{\text{rso}}/\dot{m}_{\text{ref}}$) aus. Daraus ergibt sich in jedem Betriebspunkt ein unterschiedliches Maximum für den COP_C .

Durch Verwendung des stationären Simulationsmodells konnten **betriebspunktabhängige Maxima** für die Verdampferleistung und die Leistungszahl bestimmt werden, welche in den folgenden Abbildungen dargestellt werden. Wie bei den Messungen wurden die externen Spreizungen an den Wärmetauschern konstant gehalten. Die einzelnen Betriebspunkte ($t_{hot_in}/t_{cool_in}/t_{cold_out} - \Delta T_{hot}/\Delta T_{cool}/\Delta T_{cold}$) wurden mit konstanten Heiz- und Kühlwassertemperaturen und variablen Kaltwassertemperaturen simuliert. Die Kurven können jeweils einer Kaltwasseraustrittstemperatur zwischen 1°C und 15°C zugeordnet werden:

- ΔT_{hot} , ΔT_{cool} und ΔT_{cold} konstant
- t_{hot_in} und t_{cool_in} konstant
- t_{cold_out} als Parameter von 1°C bis 15°C

Von Abbildung 4-19 bis Abbildung 4-24 werden die simulierten Werte dargestellt, das sind jeweils Verdampferleistung und COP_C über dem Regelparameter ΔT_{eff} . Die Verdampferleistung weist in allen drei Simulationen ähnliche Charakteristika auf. Wie bei den Messungen ergeben sich aus niedrigen Temperaturdifferenzen hohe Leistungen. Das Maximum der Leistungszahl verschiebt sich mit steigender Kaltwasseraustrittstemperatur zu höheren ΔT_{eff} .

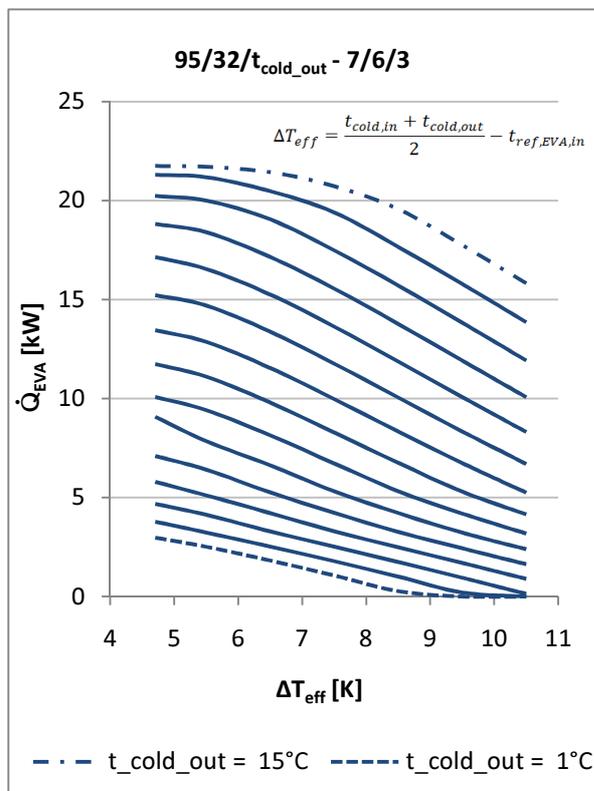


Abbildung 4-19: Simulierte \dot{Q}_{EVA} über Regelparameter ΔT_{eff} bei 95/32/ $t_{cold_out} - 7/6/3$

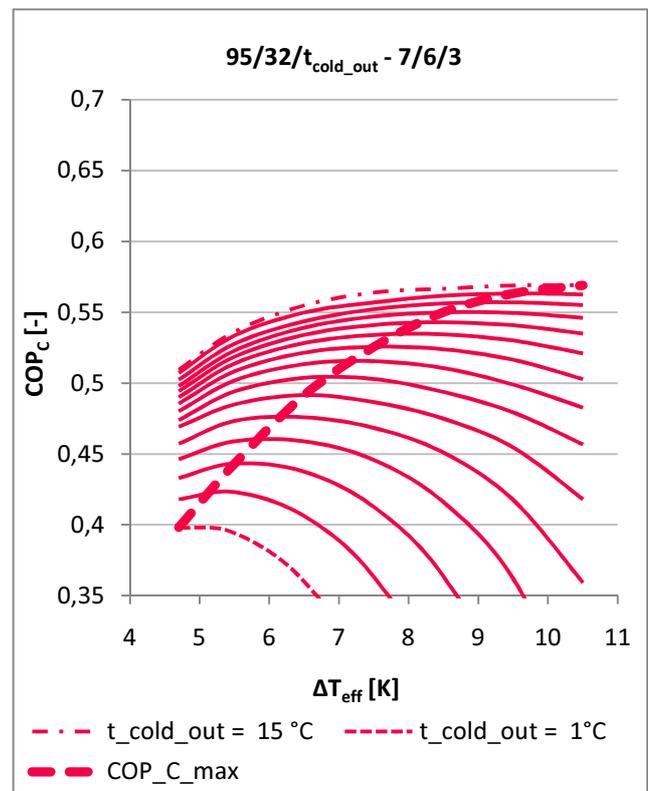


Abbildung 4-20: Simulierte COP_C über Regelparameter ΔT_{eff} bei 95/32/ $t_{cold_out} - 7/6/3$

4 Optimierung des stationären Betriebsverhaltens

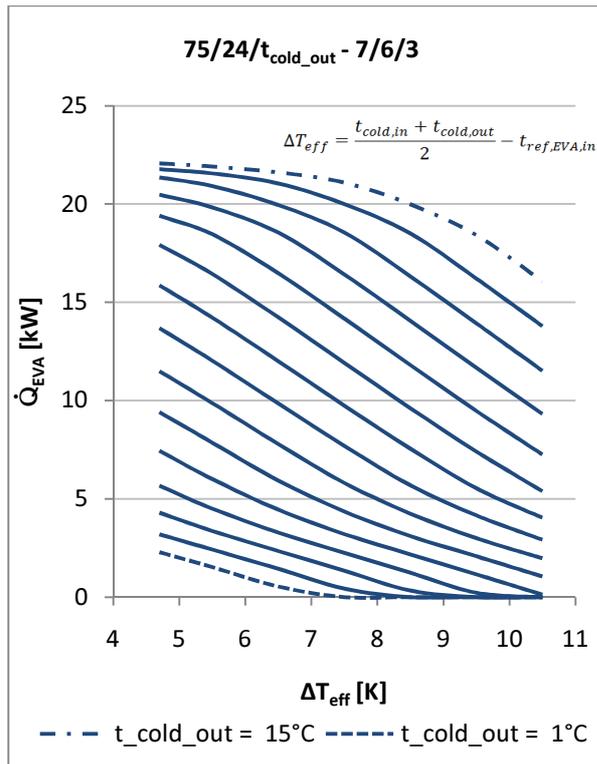


Abbildung 4-21: Simulierte \dot{Q}_{EVA} über Regelparameter ΔT_{eff} bei 75/24/t_{cold,out} - 7/6/3

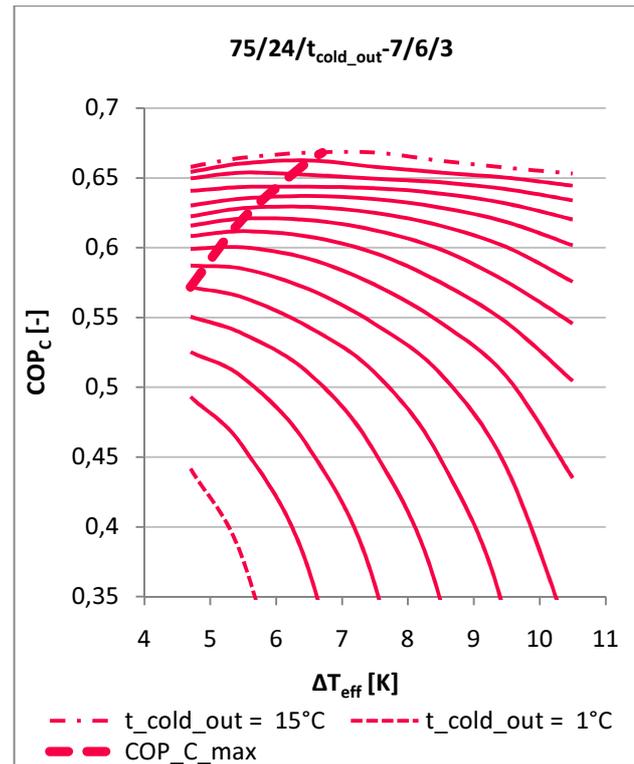


Abbildung 4-22: Simulierte COP_C über Regelparameter ΔT_{eff} bei 75/24/t_{cold,out} - 7/6/3

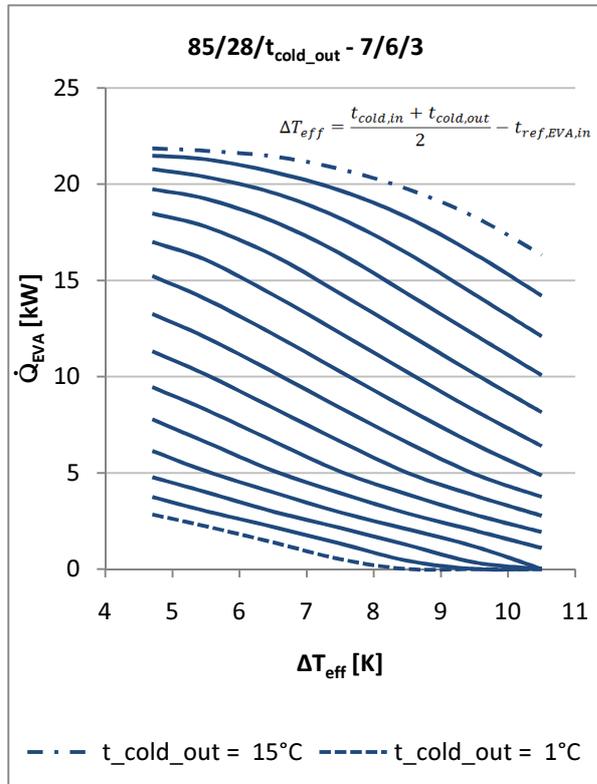


Abbildung 4-23: Simulierte \dot{Q}_{EVA} über Regelparameter ΔT_{eff} bei 85/28/t_{cold,out} - 7/6/3

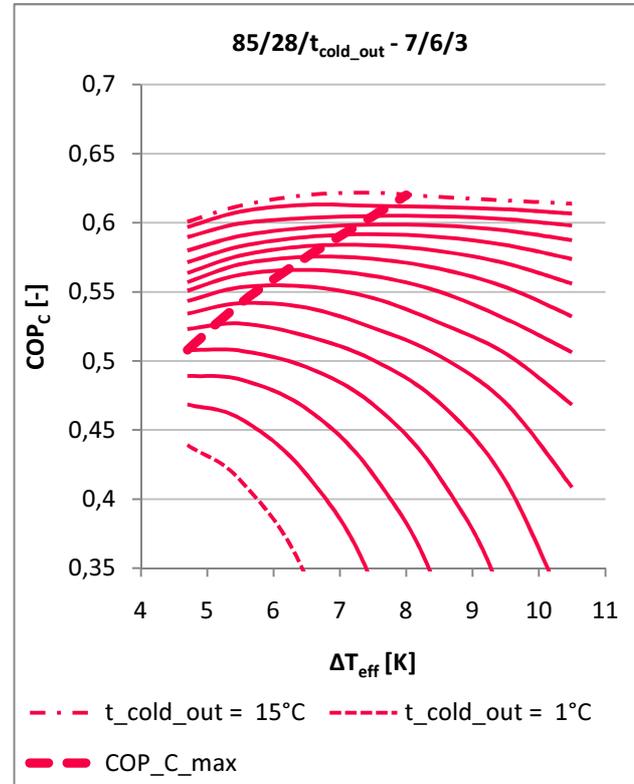


Abbildung 4-24: Simulierte COP_C über Regelparameter ΔT_{eff} bei 85/28/t_{cold,out} - 7/6/3

Mit Hilfe dieser Simulationen kann ein Betriebspunkt einer **maximalen Leistungszahl** in Abhängigkeit des Regelparameters zugeordnet werden. Die genauen Zusammenhänge sind jedoch zu komplex, um sie in die bestehende Regelung einfließen zu lassen. Im Fall von konstanten Betriebstemperaturen können aber dadurch die Sollwerte manuell für eine optimierte Leistungszahl eingestellt werden.

4.1.5 Erkenntnisse und optimierte Vorgaben zur Regelung des Niederdrucks

Zusammenfassend werden die zwei wesentlichen Einflüsse berücksichtigt:

Es muss zunächst zwischen mindestens **3 Leistungsbereichen** unterschieden werden. Der untere Teillastbereich von 0 kW bis etwa 10 kW sollte mit niedrigen Werten für ΔT_{eff} , also mit einem hohen Niederdruck betrieben werden, \dot{Q}_{EVA} und COP_C haben ein gemeinsames Maximum und weisen die gleichen Tendenzen über ΔT_{eff} auf. Im oberen Leistungsbereich von 10 kW bis etwa 20 kW verhalten sich \dot{Q}_{EVA} und COP_C unterschiedlich, wie in der Abbildung 4-10 zu erkennen ist. Bei Erhöhung der Kälteleistung verschlechtert sich der COP_C und umgekehrt. An der Leistungsgrenze von 20 bis 22 kW haben Änderungen von ΔT_{eff} keinen wesentlichen Einfluss. Bedingt durch die begrenzte Leistung von Kältemitteldrossel und Lösungspumpe kann der maximale Kältemittelmassenstrom nicht erhöht werden (siehe auch Kapitel 4.2).

Darüber hinaus war eine eindeutige Abhängigkeit des Parameters ΔT_{eff} von der **externen Spreizung des Kaltwassers** (ΔT_{cold}) festzustellen. Eine Erhöhung der Kaltwasserspreizung bedingt auch eine Erhöhung von ΔT_{eff} und umgekehrt.

Ausgehend von diesen Erkenntnissen ist es notwendig, speziell für den Leistungsbereich von 10 bis 20 kW, ein Optimum zu definieren.

Das **theoretische Optimum** für maximale Leistungszahlen würde verschiedene Sollwerte für ΔT_{var} und verschiedene Referenzkälteleistungen (\dot{Q}_{EVA_0}) in Abhängigkeit der externen Betriebsbedingungen gemäß Abbildung 4-25 erfordern.

4.2 Die Regelung der Lösungspumpe

Als weitere Regelgröße dient der **Massenstrom** der reichen Lösung (\dot{m}_{rso}). Dieser besitzt eine annähernd lineare Abhängigkeit zur Drehzahl der Lösungspumpe. Die verwendete Membranpumpe der AKA wird dabei über einen Elektromotor angetrieben. Die Regelung der Drehzahl des Elektromotors ist proportional zur berechneten Verdampferleistung aus Gl. 4-3. Wie in Abbildung 4-27 dargestellt, besteht ein linearer Zusammenhang zwischen der Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters und der Kälteleistung. Der Referenzwert der Nennkälteleistung beträgt, wie bei der Niederdruckregelung, $\dot{Q}_{\text{EVA},0} = -19 \text{ kW}$. Die Werte für minimale und maximale Frequenz im Automatikbetrieb sind standardmäßig mit 35 Hz und 80 Hz eingestellt. Der Bereich zwischen n_{min} und n_{max} entspricht einem Steuersignal von 0...5 V.

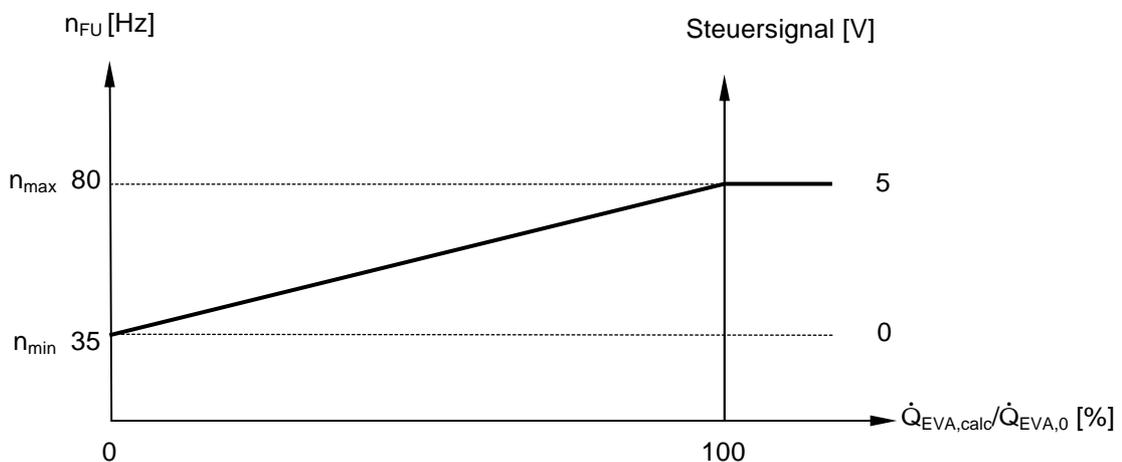


Abbildung 4-27: Drehzahlregelung der Lösungsmittelpumpe (PC19, 2011)

Bei der Optimierung der Drehzahlregelung wurde experimentell der **Einfluss der Sollwerte für die Parameter n_{min} und n_{max}** untersucht. Die Standardeinstellungen können in der Bedienung der AKA verändert werden. Analog zur Optimierung des Niederdrucks wurden daraus Abhängigkeiten für die Verdampferleistung und den COP_C analysiert. Die Ergebnisse konnten mit dem stationären Simulationsmodell abgeglichen werden.

4.2.1 Versuchsdurchführung

Es wurden Messungen gemäß der dargestellten Matrix in Tabelle 4-2 durchgeführt (die Messdaten wurden ebenfalls bei den Analysen zur Dichtebestimmung in Kapitel 3.3.2 und Kapitel 3.3.3 herangezogen).

Tabelle 4-2: Messmatrix Kaltwasseraustrittstemperaturen ($t_{\text{cold_out}}$) bei konstanten Spreizungen

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

Die **Bezeichnung** der Betriebspunkte ($t_{\text{hot_in}}/t_{\text{cool_in}}/t_{\text{cold_out}} - \Delta T_{\text{hot}}/\Delta T_{\text{cool}}/\Delta T_{\text{cold}}$) wurde mit den jeweiligen Werten aus Tabelle 4-2 für die Analysen in Kapitel 4.2.2 definiert. Die Sollwerte für die Niederdruckregelung verblieben bei den Versuchen auf den Standardeinstellungen. Jeder Betriebspunkt wurde mit 5 bis 6 unterschiedlichen Drehzahlen der Lösungspumpe (gleichmäßige Aufteilung zwischen minimaler und maximaler Drehzahl) bei manuellem Betrieb ausgewertet. Insgesamt ergaben sich aus diesen Rahmenbedingungen 29 Einzelmessungen aus 5 Betriebspunkten mit konstanten Temperaturniveaus. Die Größe P_{PMP} wird hier als Prozentwert der voreingestellten Maximaldrehzahl des Lösungspumpen-Elektromotors definiert.

4.2.2 Messergebnisse

Theoretisch sollten bei dieser Analyse hohe Drehzahlen der Lösungspumpe, also hohe Massenströme, zu hohen Verdampferleistungen führen. Durch einen höheren spezifischen Lösungsumlauf ($\dot{m}_{\text{rso}}/\dot{m}_{\text{ref}}$) sinkt dabei die Entgasungsbreite und damit steigt das mittlere Temperaturniveau im Absorber. Dadurch wird die Effizienz des Prozesses verschlechtert. Der Einfluss der Drehzahl lässt sich für den realen Prozess aus den durchgeführten Versuchen ableiten, die Ergebnisse für die Verdampferleistungen sind in Abbildung 4-28, die Ergebnisse für die Leistungszahlen in Abbildung 4-29 dargestellt. Die Maxima der COP_C liegen jeweils bei minimalen Drehzahlen, die Verdampferleistungen sind an dieser Stelle am niedrigsten.

Im **Bereich von 0 % bis 60 %** der P_{PMP} -Ansteuerung (35 Hz bis 62 Hz der Standardeinstellung) kann die Verdampferleistung bei allen 5 Betriebspunkten erhöht werden. Die Leistungszahlen sinken in diesem Bereich bei allen Betriebspunkten um ähnliche Beträge bei zunehmendem Lösungsmassenstrom, jedoch in verhältnismäßig geringem Ausmaß.

Im **Bereich von 60 % bis 100 %** (62 Hz bis 80 Hz der Standardeinstellung) der P_{PMP} -Ansteuerung kann die Verdampferleistung nur in einem Versuch nochmals deutlich erhöht werden (80/24/12 - 7/6/3). Im Lastbereich kleiner 10 kW wirkt sich die Erhöhung des Massenstroms sogar negativ auf die Verdampferleistung aus. Je schlechter die betriebspunktbezogenen Leistungszahlen sind, desto größer ist der Abfall ab 60 % von P_{PMP} .

4 Optimierung des stationären Betriebsverhaltens

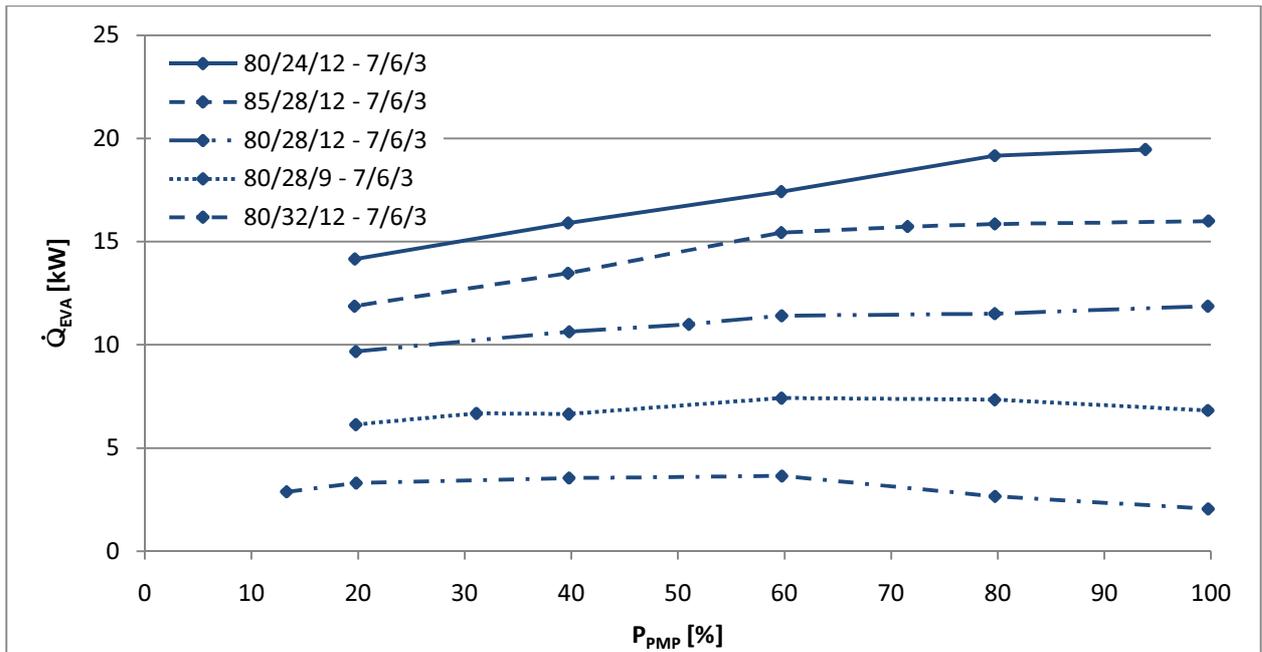


Abbildung 4-28: Verdampferleistung \dot{Q}_{EVA} über prozentueller Ansteuerung der Lösungspumpendrehzahl

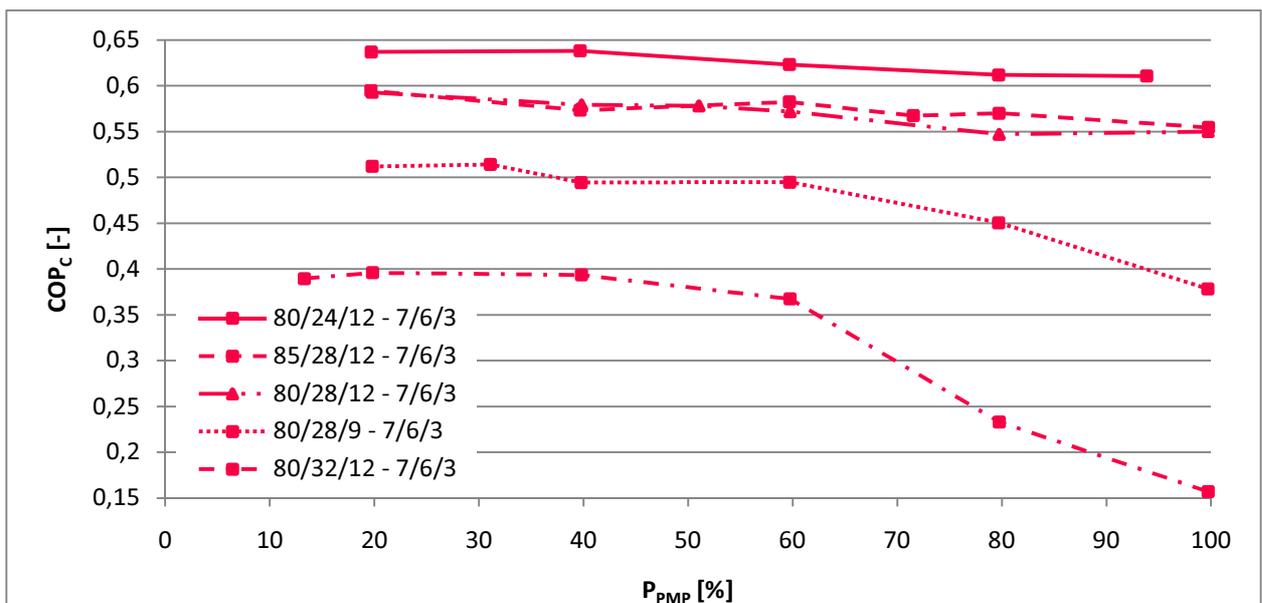


Abbildung 4-29: Leistungszahl COP_C über prozentueller Ansteuerung der Lösungspumpendrehzahl

Analog zur Regelung konnte die Ansteuerung der Pumpe über den Frequenzumrichter in der **Simulation** auf den Massenstrom (\dot{m}_{rso}) übertragen werden (siehe auch Kapitel 5.4.5). In Abbildung 4-30 werden gemessene und simulierte Werte von Verdampferleistung und Leistungszahl des Betriebspunktes 80/28/12 - 7/6/3 ($t_{hot_in}/t_{cool_in}/t_{cold_out} - \Delta T_{hot}/\Delta T_{cool}/\Delta T_{cold}$) über dem Massenstrom der reichen Lösung dargestellt. Der direkte Vergleich zwischen Verdampferleistung und Leistungszahl zeigt den Einfluss des Massenstroms bzw. der Drehzahl der Pumpe auf die Werte, sowohl aus den Messwerten, als auch aus der Simulation.

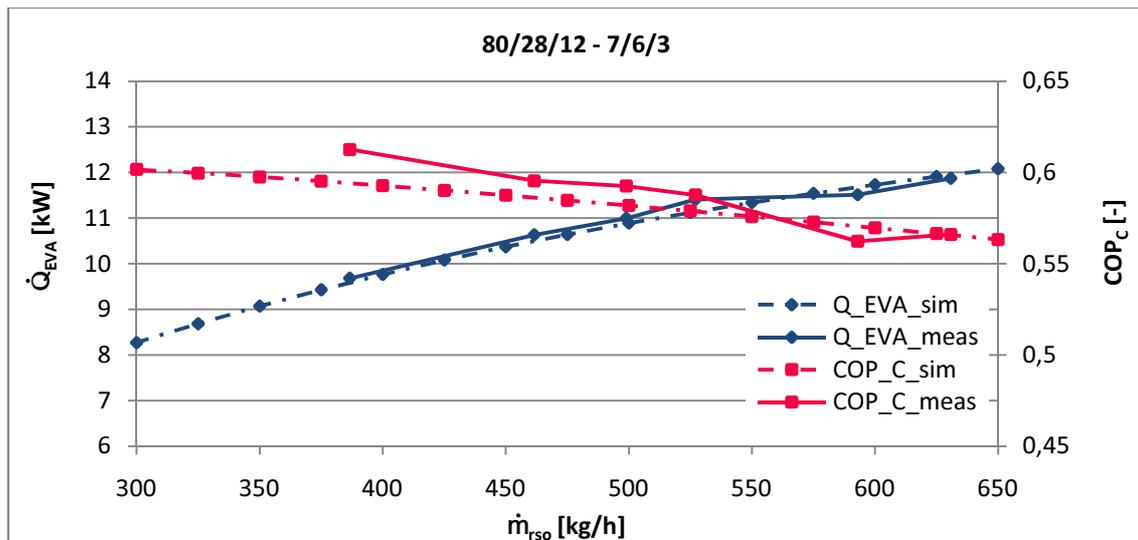


Abbildung 4-30: Gemessene und simulierte Leistungszahl (COP_C) und Verdampferleistung (\dot{Q}_{EVA}) über dem Massenstrom der reichen Lösung (\dot{m}_{rso}) beim Betriebspunkt 80/28/15 - 7/6/3

4.2.3 Erkenntnisse und optimierte Vorgaben zur Regelung der Lösungspumpe

Es soll durch eine Optimierung die Kälteleistung im gesamten Teillastbereich weiter erhöht und die Effizienz möglichst wenig reduziert werden. Durch die einleitend beschriebene negative Auswirkung des steigenden mittleren Temperaturniveaus im Absorber bei höheren Massenströmen **sinkt der COP_C stets mit steigender Verdampferleistung**. Die Messwerte zeigten, dass für kleine Leistungen eine Begrenzung der Drehzahl bei etwa 50 Hz ausreicht. Die Maximaldrehzahl wurde von 80 Hz in Standardeinstellung auf 70 Hz gesenkt, was der Leistungszahl im oberen Leistungsbereich zugute kommt. Dazwischen wird der lineare Zusammenhang zwischen der Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters und der Kälteleistung verwendet (Abbildung 4-31).

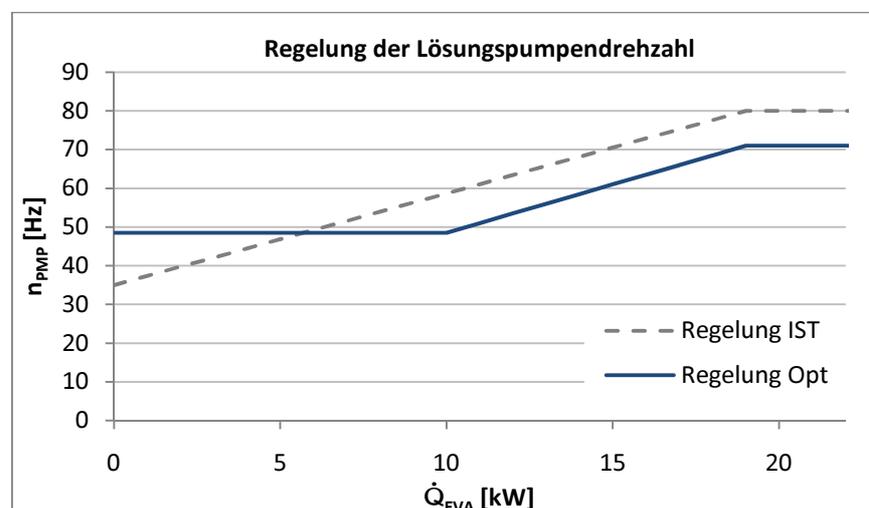


Abbildung 4-31: Voreingestellte und optimierte Drehzahlregelung der Lösungspumpe

4.3 Optimierungspotenzial für die Kälteleistung

Mit den aus Kapitel 4.1 und Kapitel 4.2 gewonnenen Erkenntnissen und Vorschlägen zur Optimierung der Regelung des Niederdrucks und der Lösungspumpe wurden das stationäre Bilanzmodell angepasst und 167 Betriebspunkte einer gegebenen Matrix (Hannl 2011, S.39) simuliert. Die simulierten Kälteleistungen dieser Betriebspunkte wurden in Abbildung 4-32 (rechts) mit veränderten Einstellungen den Kälteleistungen der gemessenen Betriebspunkte mit Standardeinstellungen gegenübergestellt. In Abbildung 4-32 (links) wird die ursprüngliche Simulation (Hannl 2011, S. 84) dargestellt. In der rechten Abbildung ist ein Anstieg der Kälteleistungen bei Betriebspunkten im unteren Lastbereich gegenüber der linken Abbildung zu erkennen, vor allem von 5 bis 20 kW. Die durchschnittliche Erhöhung der Kälteleistung bei allen Betriebspunkten beträgt 21,5 % (max. 30 %), wobei der COP_C um durchschnittlich 3,5 % fällt.

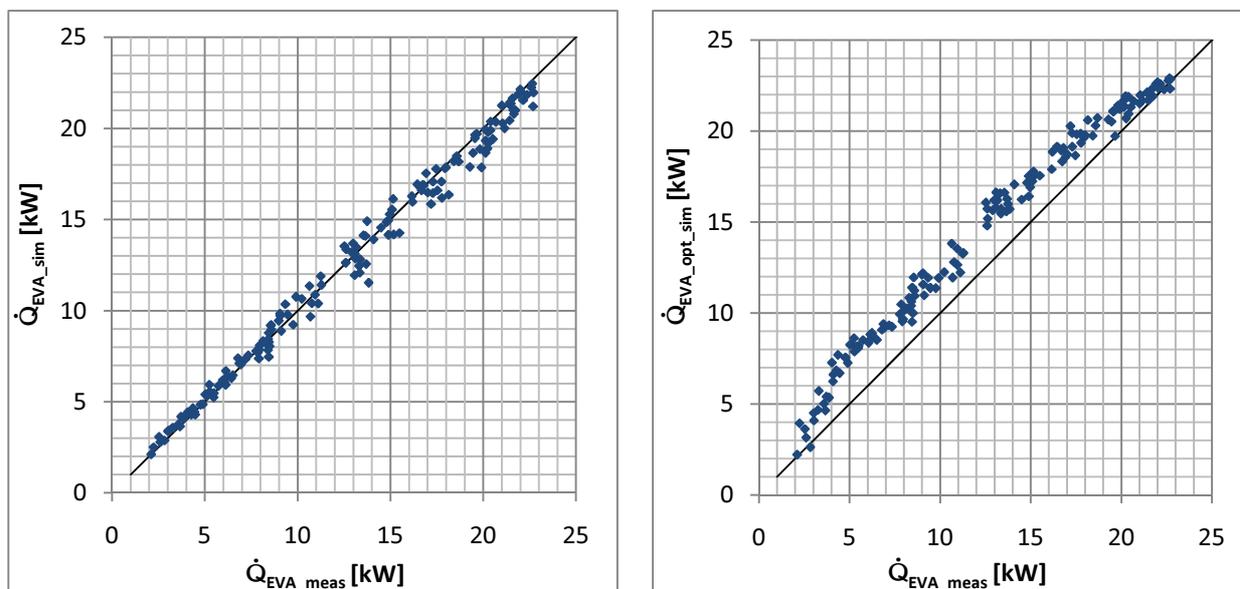


Abbildung 4-32: Vergleich der \dot{Q}_{EVA} aus Messwerten bei Standardeinstellungen mit Simulationen bei Standardeinstellungen links (Hannl 2011, S. 84) sowie bei veränderten Einstellungen rechts

Es kommen dabei die in Kapitel 4.1 und 4.2 beschriebenen Effekte zum Tragen. Die Kälteleistungen der einzelnen Betriebspunkte werden zum einen durch höhere Niederdrücke (bei höheren mittleren Temperaturniveaus im Verdampfer) und zum anderen durch höhere Massenströme (\dot{m}_{ref}) gesteigert. Durch die optimierte Wahl der Werte für die Regelparameter aus den Messungen wurden dabei die COP_C möglichst wenig reduziert. Diese Ergebnisse lassen erkennen, dass das Potential mit einer einheitlichen Anpassung der Regelcharakteristika für den Niederdruck und die Lösungspumpe über den gesamten Leistungsbereich groß ist. Mit angepassten Einstellungen für bestimmte Betriebsbedingungen können weitere Potenziale für die Kälteleistung und bzw. oder den COP_C ausgeschöpft werden (siehe Kapitel 4.1.4).

4.4 Einfluss des Verhältnisses der Kühlwasservolumenströme

Mit der in Kapitel 3.2 (Abbildung 3-4) beschriebenen Möglichkeit, die Aufteilung des Kühlwasservolumenstroms zwischen Kondensator und Absorber zu verändern, wurden die Kälteleistung und der COP_C des Betriebspunktes 80/28/15 - 7/6/3 in Abhängigkeit des Verhältnisses $\dot{V}_{cool_CON}/\dot{V}_{cool_ABS}$ untersucht. Wie aus dem gegebenen Betriebspunkt ersichtlich ist, wurde dabei die Gesamtkühlwasserspreizung (ΔT_{cool}) nach der Vermischung mit 6 K konstant gehalten, lediglich die einzelnen Spreizungen im Kondensator und Absorber wurden dementsprechend verändert. Da das Regulierventil im Rücklauf des Absorbers der parallel geschalteten Leitungen angeordnet ist, ergibt sich aus $\dot{V}_{cool_CON}/\dot{V}_{cool_ABS}$ bei vollständig geöffnetem Ventil (Standardeinstellung) das geringste Verhältnis. Durch die Reduzierung der Ventilöffnung wird also der Durchfluss im Kondensator erhöht und im Absorber gesenkt. Weil auch der Gesamtwiderstand der Schaltung durch das **Regulierventil** beeinflusst wird, musste mit kleiner werdender Ventilöffnung der Vordruck über den Gesamtkühlwasservolumenstrom erhöht werden. Da die veränderten Bedingungen jeweils auch die Regelgrößen beeinflussten, mussten die externen Volumenströme auch in den anderen Wärmetauschern erhöht werden, um die Spreizungen konstant zu halten. In Abbildung 4-33 sind die Volumenströme und Spreizungen bei Reduzierung der Ventilöffnung mit der Zeit dargestellt. Diese Werte stellen die Betriebsbedingungen für die Versuchsdurchführung dar.

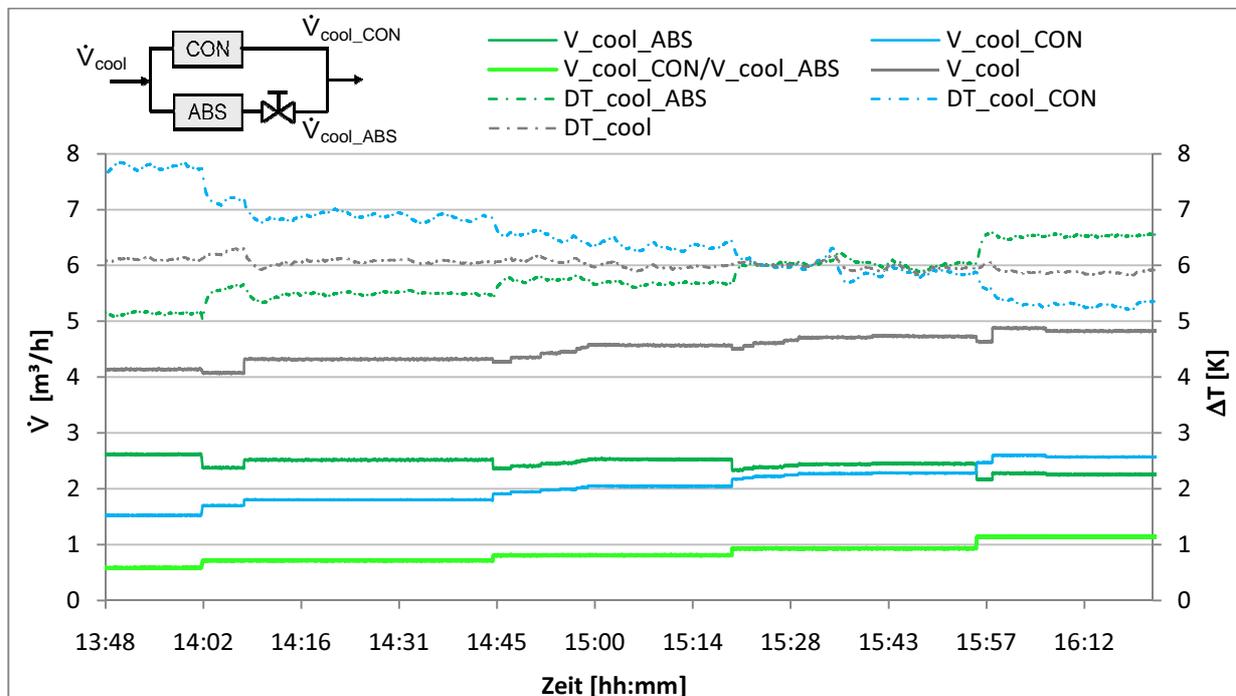


Abbildung 4-33: Volumenströme und Spreizungen bei Reduzierung der Ventilöffnung beim Betriebspunkt 80/28/15 - 7/6/3 ($t_{hot_in}/t_{cool_in}/t_{cold_out} - \Delta T_{hot}/\Delta T_{cool}/\Delta T_{cold}$)

Das **Ergebnis** des Versuchs ist in Abbildung 4-34 dargestellt, wo die Kälteleistung, die Generatorleistung und der COP_C über dem Verhältnis der Volumenströme aufgetragen sind. Dabei ist festzustellen, dass bei vollständig geöffneter Ventilstellung (Standardeinstellung) bereits das Maximum des COP_C erreicht wird. Durch die Reduzierung des Volumenstroms im Absorber erhöht sich das mittlere externe Temperaturniveau im Absorber, welches einen in Summe signifikanteren Einfluss auf die Leistungszahl hat als der positive Einfluss des gleichzeitig sinkenden externen Temperaturniveaus im Kondensator. Durch die resultierende starke Senkung des Hochdrucks bei geringfügiger Senkung des Niederdrucks, dargestellt in Abbildung 4-35, kann die Lösungspumpe einen höheren Massenstrom bei kleinerem Druckunterschied fördern. Daraus lässt sich der Anstieg der Leistungen erklären. Die daraus resultierenden Auswirkungen werden in den Kapiteln 4.1 und 4.2 behandelt. In Hinsicht auf hohe Effizienz sollte deshalb das Regulierventil in der Standardeinstellung belassen werden.

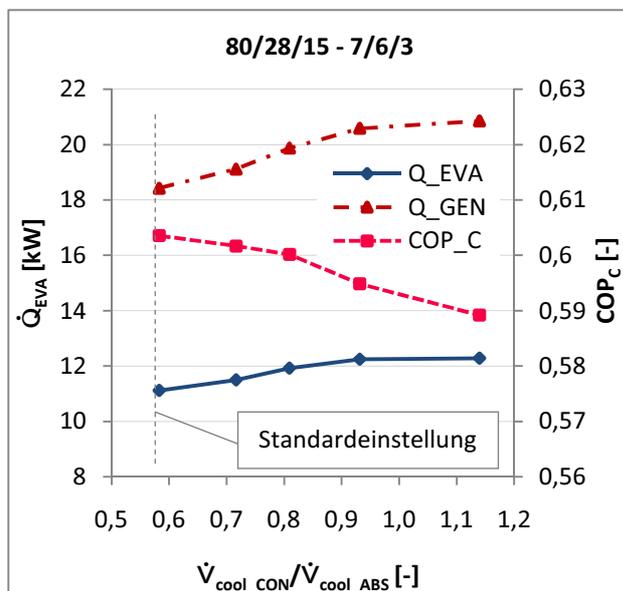


Abbildung 4-34: Kälteleistung \dot{Q}_{EVA} und Leistungszahl COP_C über $\dot{V}_{cool,CON} / \dot{V}_{cool,ABS}$

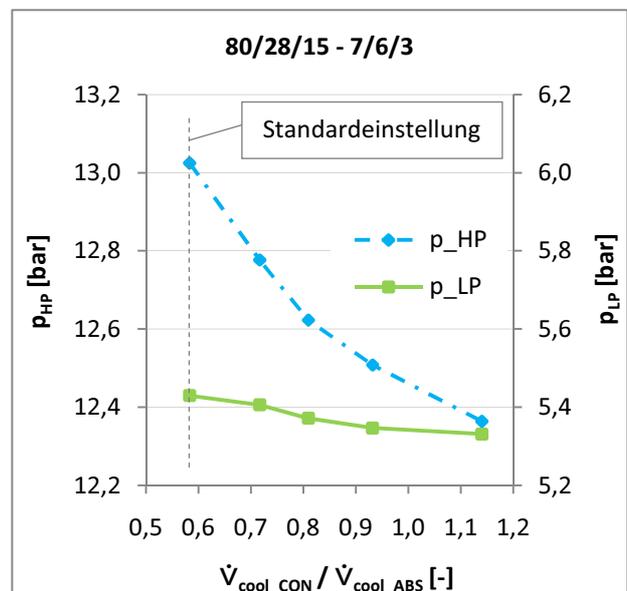


Abbildung 4-35: Hochdruck p_{HP} und Niederdruck p_{LP} über $\dot{V}_{cool,CON} / \dot{V}_{cool,ABS}$

Für das vollständig geöffnete Regulierventil gilt die Gl. 4-8 (Hannl 2011, S.16). Die Absorberaustrittstemperatur und der Absorber-Kühlwasservolumenstrom wurden mittels Gl. 4-9 und Gl. 4-10 berechnet.

$$\frac{\dot{V}_{cool}}{\dot{V}_{cool,CON}} = (-0,008544 * \dot{V}_{cool} + 2,787685) \quad \text{Gl. 4-8}$$

$$\dot{V}_{cool,ABS} = \dot{V}_{cool} - \dot{V}_{cool,CON} \quad \text{Gl. 4-9}$$

$$t_{cool,ABS,out} = \frac{\dot{V}_{cool} * t_{cool,out} - \dot{V}_{cool,CON} * t_{cool,CON,out}}{\dot{V}_{cool,ABS}} \quad \text{Gl. 4-10}$$

4.5 Einfluss von Inertgas im System

Im Zuge der Versuchsdurchführungen wurde eine Leckage infolge einer fehlerhaften Dichtung festgestellt. Um den Fehler beheben zu können, musste ein Teil des Ammoniaks abgelassen werden. Nach erfolgreicher Reparatur wurde die Anlage neu gefüllt. Beim anschließenden Anfahren und Betrieb der Anlage stellten sich veränderte Zustände ein.

Bei der Durchführung von Betriebspunktwechseln zeigte die Anlage ein sehr **instabiles Verhalten**. In Abbildung 4-36 sieht man einen Lastwechsel von $t_{\text{cool_in}} = 32\text{ °C}$ auf 28 °C . Darin dargestellt ist der Lösungsmassenstrom über der Zeit. Der Einbruch des Wertes wurde in dieser Form (in Länge und Betrag) zuvor nicht festgestellt. Wiederkehrende Schwingungen der Massenströme bei verschiedenen Betriebspunkten, wie in Abbildung 4-37, ließen auf ein Problem mit der Lösungspumpe schließen.

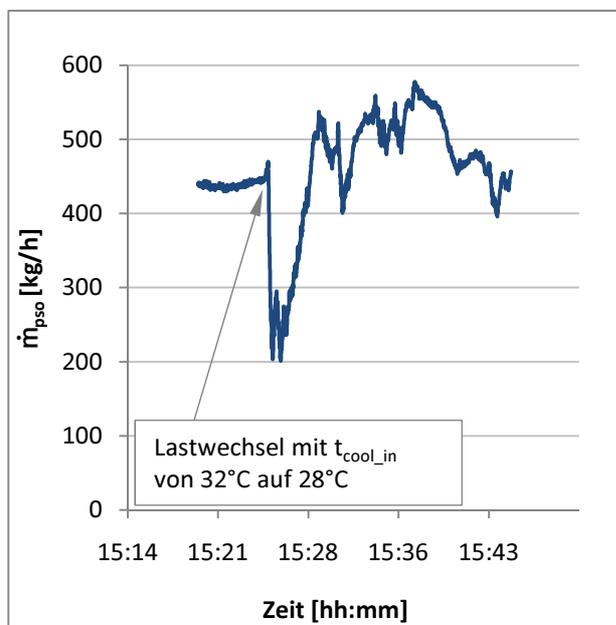


Abbildung 4-36: Massenstrom der armen Lösung über der Zeit bei Lastwechsel von $t_{\text{cool_in}} = 32\text{ °C}$ auf 28 °C

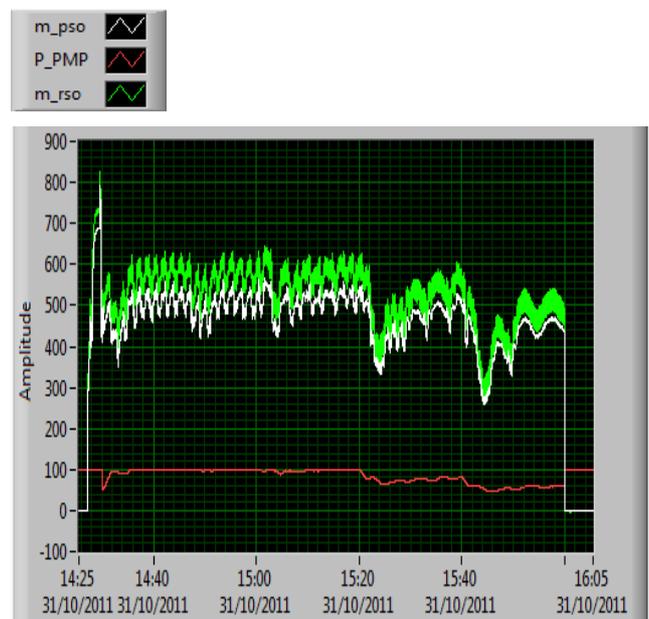


Abbildung 4-37: Massenströme sowie Pumpen-Ansteuerung über der Zeit bei verschiedenen Betriebspunkten

Die durch Messdaten berechneten **unterkühlten** Zustände am Absorber- sowie am Kondensatoraustritt waren kleiner als vor der Neufüllung bei gleichen Betriebspunkten. Die Leistungen der Wärmetauscher stiegen durchschnittlich um 20 %. Es wurde angenommen, dass zuvor Inertgas (Fremdgas) im System vorhanden gewesen sein musste, das den Wirkungsgrad des Absorbers verschlechterte. Durch den höheren Absorptionswirkungsgrad (siehe Kapitel 2.4) nach der **Neufüllung** wurden die Zustände vor der Lösungspumpe verändert.

Ein sehr hoher Absorptionswirkungsgrad führt zur Annäherung des Austrittszustandes der reichen Lösung aus dem Absorber an den Sättigungszustand bzw. zu einer bereits erwähnten geringeren Unterkühlung. Steigt der für die Absorption maßgebliche Dampfdruck, können sich in der reichen Lösung einfacher unerwünschte Dampfblasen bilden, die in der Zuleitung der Lösungspumpe zur **Kavitation** führen. Die schwingenden und sehr instabilen Massenströme sind sehr wahrscheinlich dadurch verursacht worden.

Obwohl sich ein höherer Absorptionswirkungsgrad positiv auf die Effizienz des Prozesses auswirkt, mussten die Kavitation der verwendeten Lösungspumpe und das deutlich schlechtere instationäre Betriebsverhalten berücksichtigt werden. Als Maßnahme wurde der frühere Zustand durch die gezielte Befüllung mit 12 Liter **Stickstoff** (bei 1 bar) als Inertgas wieder hergestellt. In Abbildung 4-38 ist der Lösungsmassenstrom bei Lastwechsel und gleichzeitiger Befüllung mit dem Stickstoff dargestellt. Durch den Partialdruck des Inertgases im Absorber wurde der maßgebliche Dampfdruck der ammoniakreichen Gasphase gesenkt und der Wirkungsgrad des Absorbers verschlechterte sich. Das Ergebnis war ein deutlich stabilerer Betrieb. Die Leistungen der Wärmetauscher sowie die Unterkühlung am Kondensatoraustritt erreichten ebenfalls wieder die Werte vor der Reparatur.

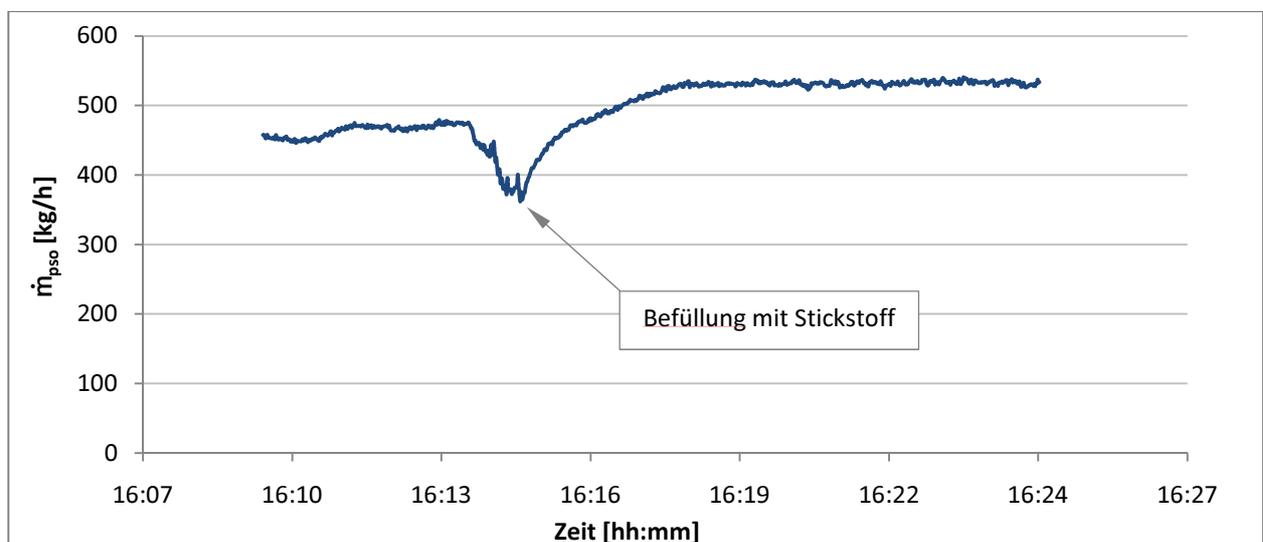


Abbildung 4-38: Massenstrom der armen Lösung über der Zeit bei Lastwechsel (von $t_{cool_in} = 24\text{ °C}$ auf 21 °C) und Befüllung mit Stickstoff

In Hinblick auf **Effizienzoptimierung** des Absorptionskälteprozesses zeigen die Ergebnisse, dass die Verwendung einer kavitationsfreien Lösungspumpe sinnvoller wäre als die angewendete Abhilfe mit Inertgas. Mit einem alternativen Pumpenkonzept könnte eine örtliche Dampfblasenbildung durch Unterschreitung des Dampfdrucks der reichen Lösung reduziert bzw. verhindert werden. Wie eingangs erwähnt ist dadurch auch eine Leistungssteigerung möglich.

5 INSTATIONÄRE SIMULATION

Das **Ziel** der instationären Simulation ist im Fall der untersuchten Absorptionskälteanlage die Berücksichtigung der Änderungen der Konzentrationen und der Aufteilung der Massen von Kältemittel und Lösung in den drei Sammelbehältern des internen Kreislaufprozesses, was zu einem trägen Ansprechverhalten der AKA bei sich verändernden Betriebsparametern führt. Dabei sollten die verwendeten Komponenten nachgebildet und in einem einfachen, stationären Bilanzmodell ergänzt werden. Der Einfluss der thermischen Energiespeicherung im Metall sowie in den Wärmeträgermedien an interner und externer Seite der Wärmetauscher wurde vereinfacht mit einer zeitabhängigen Änderung der entsprechenden mittleren externen Temperaturniveaus simuliert. In Hinblick auf Systemoptimierung können dadurch Betriebspunktänderungen in Abhängigkeit der Zeit abgebildet werden.

Im Simulationsprogramm **EES** (Engineering Equation Solver, 2011) wird der Kreislaufprozess mit Bilanzgleichungen beschrieben. Die Stoffdatenbank NH₃H₂O für das Stoffgemisch Ammoniak/Wasser (Ibrahim, Klein 1993) dient als Berechnungsgrundlage. Die Aufgabe bezüglich der Implementierung dynamischer Einflüsse bestand darin, die das Modell ergänzenden zeitabhängigen Differentialgleichungen mit verfügbaren Befehlen und Operatoren anzuwenden. Die Funktionen der Integraltabelle in Verbindung mit Zugriffsbefehlen für numerisch angenäherte Ansätze erwiesen sich dabei als hilfreich.

Einige anlagenspezifische Einflüsse einzelner **Komponenten**, wie zum Beispiel Wärmeverluste in Rohrleitungen, konnten von Hannl (2011, S.67) übernommen werden. Diese wurden in Hinsicht auf schnelle Rechenlaufzeiten zum Teil vereinfacht angenähert. Weitere Zusammenhänge konnten durch die vorhandenen Messdaten formuliert werden. Zur Beschreibung der Regelcharakteristika aus den Kapiteln 4.1 und 4.2 wurden die Werte der Standardeinstellungen verwendet.

Die **Validierung** der Ergebnisse erfolgte mit der experimentellen Analyse von Betriebspunktwechseln der Anlage bei Änderung der externen Temperaturniveaus ausgehend von stationären Betriebspunkten. Die Einflüsse der Regelventile der externen Hydraulik auf den Heiz-, Kühl- oder Kaltwasservolumenstrom wurden nicht berücksichtigt. Bei den Versuchen wurden manuelle, abrupte Veränderungen der Regelventilstellungen vorgenommen, wodurch beinahe keine Verzögerungen der Stellmotoren auftraten. In der Simulation wurden diese Änderungen der externen Temperaturen ebenfalls durch Sprungfunktionen ausgehend von stationären Betriebspunkten angenähert.

5.1 Das instationäre Simulationsmodell

Das Modell basiert auf dem Kreislauf einer **einstufigen Absorptionskälteanlage** mit Lösungswärmetauscher. Das zugehörige Schema veranschaulicht die Abbildung 5-1.

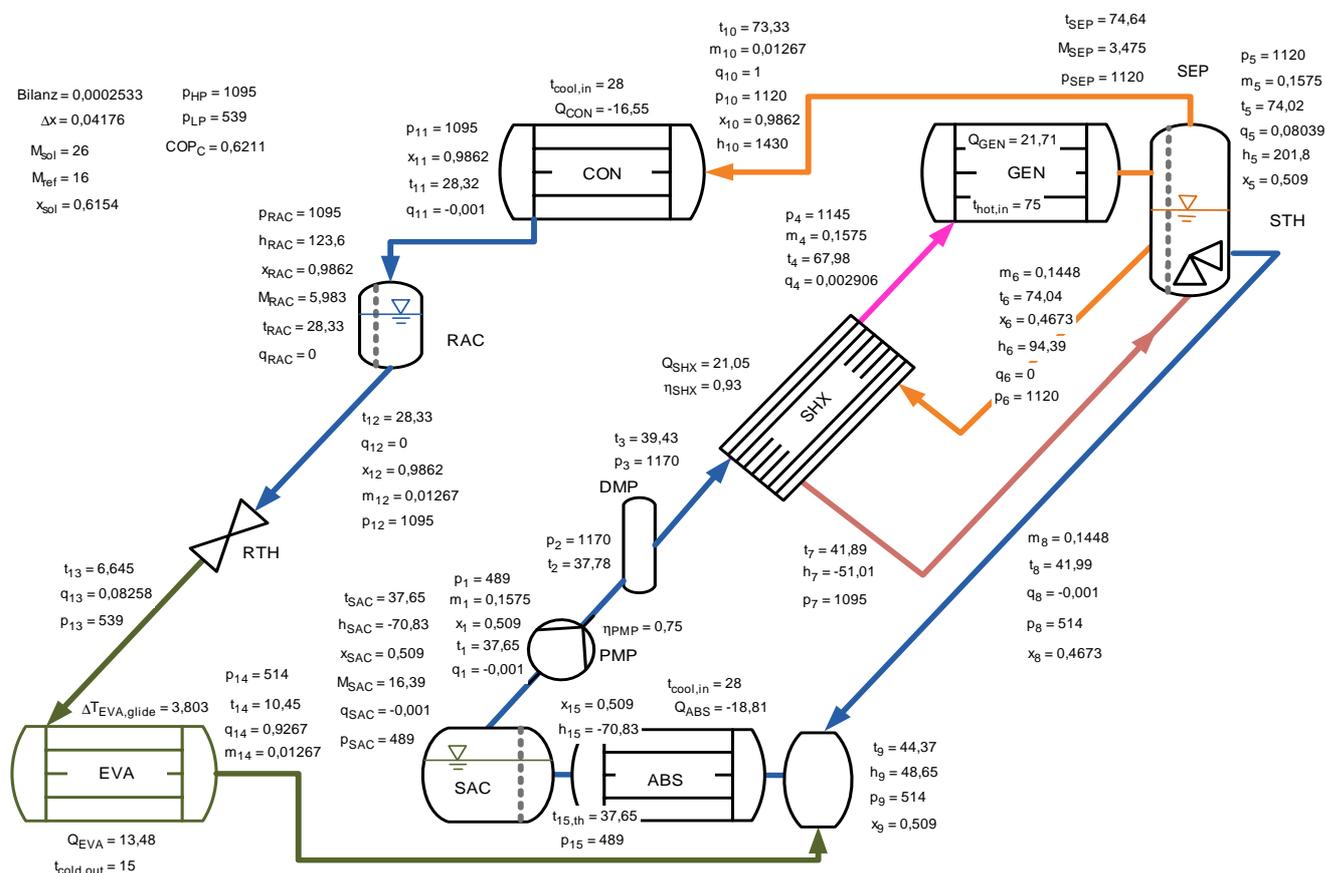


Abbildung 5-1: Schema des Simulationsmodells mit exemplarischer Parameterausgabe

Die Indizierung der Größen der einzelnen Zustände erfolgt mit fortlaufender Nummerierung. Ausgehend von Zustand [1], der dem Zustand des Lösungssammelbehälters [SAC] entspricht, wird die reiche Lösung von der Pumpe (PMP) auf Hochdruck, Zustand [2], befördert. Durch den Dämpfer (DMP) wird anlagenspezifisch Wärme zugeführt, Zustand [3]. Im Lösungswärmetauscher (SHX) erfolgt die Wärmeübertragung von der rücklaufenden armen Lösung an die reiche Lösung [4]. Im Generator (GEN) wird der reichen Lösung Wärme auf hohem Temperaturniveau zugeführt, Zustand [5]. Instationär entspricht der Zustand [5] nicht dem Zustand im Abscheider, das Medium wird mit der vorhandenen Lösung vermischt. Der Abscheider (SEP) beinhaltet gespeicherte Lösung und es erfolgt die Teilung in den gasförmigen Kältemittelmassenstrom mit Zustand [10] sowie den flüssigen Massenstrom der armen Lösung [6]. Diese unterscheiden sich bei gleichem Druck- und Temperaturniveau nur durch den Aggregatzustand. Der Lösungswärmetauscher kühlt die arme Lösung auf den Zustand [7]. Danach entspannt die Lösungsdrückventil (STH) diese auf Niederdruckniveau [8].

Im Kältemittelkreislauf wird das ammoniakreiche Medium im Kondensator (CON) bei mittlerem Temperaturniveau auf den flüssigen Zustand [11] kondensiert. Instationär betrachtet entspricht Zustand [11] nicht dem Zustand im Kältemittelsammelbehälter (RAC), da dieser das sich mischende Kondensat speichert. Von Zustand [12], der dem Zustand im RAC entspricht, expandiert das Kältemittel in der Kältemitteldrossel (RTH) auf Niederdruckniveau [13] und wird im zweiphasigen Zustand dem Verdampfer (EVA) zugeführt. Dieser verdampft das Medium bei Wärmezufuhr auf Niedertemperaturniveau auf Zustand [14]. Im Absorber (ABS) folgt der theoretische Mischpunkt [9], die Vermischung des Kältemittels und der armen Lösung zur reichen Lösung. Außerdem erfolgt die Wärmeabfuhr auf mittlerem Temperaturniveau zum flüssigen Zustand [15]. Dieser entspricht instationär betrachtet nicht dem Zustand im SAC. Es erfolgt eine Vermischung im Lösungssammelbehälter (SAC), welche einen veränderten Anfangszustand [1] ergibt, solange bis sich dieser dem neuen stationären Zustand angenähert hat.

Folgende **vereinfachende Annahmen** wurden zur Modellierung der Simulation getroffen:

- Zeitabhängige Bilanzgleichungen für Speichermassen wurden auf die Sammelbehälter SAC, RAC und SEP beschränkt und die thermische Energiespeicherung in Wärmetauschern vereinfacht definiert (Kapitel 5.3)
- Konstante Druckverluste durch die Wärmetauscher mit je 25 kPa (Kapitel 5.4.4)
- Isenthalpe Zustandsänderung in der Kältemittel- und der Lösungsdrossel
- Wärmeverluste vom SEP zum CON mit empirischem Ansatz (Hannl 2011, S.68)
- Zugeführte Wärmeleistung des Dämpfers mit empirischem Ansatz (Hannl 2011, S.62)
- Konstante Effizienz des Lösungswärmetauschers mit 0,93 (Kapitel 5.4.1)
- Konstante Effizienz der Lösungspumpe mit 0,75 (Kapitel 5.4.5)
- Gesättigte Dampfphase ($q = 1$) vor dem Kondensator
- Gesättigte Flüssigphase ($q = 0$) der armen Lösung vor dem SHX
- Gesättigte Flüssigphase ($q = 0$) der reichen Lösung nach dem Absorber (Kapitel 5.4.2)
- Aufteilung des externen Kühlwasservolumenstroms zwischen Absorber und Kondensator nach empirischem Ansatz (Gl. 4-8 in Kapitel 4.4)
- Der Massenstrom der reichen Lösung wurde empirisch ermittelt (Kapitel 5.4.5)
- Die Masse im Abscheider wurde über den empirischen Zusammenhang mit dem Massenstrom der armen Lösung bestimmt (Gl. 5-5)
- Die Verdampfer-Eintrittstemperatur stellt sich zur Folge der Niederdruck-Regelparameter ein (Gl. 4-2, Gl. 4-3 und Gl. 4-5 in Kapitel 4.1)
- Die interne Generator-Austrittstemperatur wurde nach einer lineareren Abhängigkeit der externen Generator-Austrittstemperatur empirisch festgelegt (Gl. 5-15)

- Die interne Kondensator-Austrittstemperatur wurde nach einer lineareren Abhängigkeit der externen Kondensator-Austrittstemperatur empirisch festgelegt (Gl. 5-16)
- Die Temperaturdifferenz zwischen dem externen und internen Austritt aus dem Absorber wurde nach einem linear angenäherten empirischen Ansatz in Abhängigkeit des Absorber-Kühlwasservolumenstroms festgelegt (Gl. 5-17)
- Konstante Temperaturdifferenz zwischen dem externen Eintritt des Kaltwassers und dem internen Austritt des Kältemittels im Verdampfer (Gl. 5-18)
- Keine Wärmeverluste in den Wärmetauschern

Entsprechend zum Betrieb bzw. der Regelung der gegebenen Anlage mittels der externen Temperaturen und Volumenströme werden diese Größen als bestimmende **Eingangsparameter** der Simulation verwendet. Es können dabei entweder konstante Volumenströme oder konstante Spreizungen vorgegeben werden:

- t_{hot_in} (Heizwassereintrittstemperatur)
- t_{cool_in} (Kühlwassereintrittstemperatur)
- t_{cold_out} (Kaltwasseraustrittstemperatur)
- \dot{V}_{hot} (Heizwasservolumenstrom) / $\Delta T_{GEN_hot_ext}$ (externe Spreizung am Generator)
- \dot{V}_{cold} (Kaltwasservolumenstrom) / $\Delta T_{EVA_cold_ext}$ (externe Spreizung am Verdampfer)
- \dot{V}_{cool} (Kühlwasservolumenstrom) / ΔT_{cool_ext} (externe Spreizung des Kühlwassers)

Die Berechnung der Aufteilung der Kühlwasservolumenströme zwischen Kondensator und Absorber wird in Gl. 4-8 aus Kapitel 4.4 beschrieben.

5.2 Speichermassen in Abhängigkeit von Betriebszuständen

Um ein mögliches Modell für die Speicherung von Arbeitsmedien zu überprüfen, wurden aus verschiedenen stationären Betriebspunkten, mit Hilfe der zugehörigen gemessenen Zustandsgrößen Druck und Temperatur und einer angenommenen Dampfzahl ($q = 0$) für Flüssigkeiten, die Konzentrationen für die drei Behälter (RAC, SAC, SEP in Abbildung 5-1) in EES berechnet. Mit den **Bilanzgleichungen** Gl. 5-1 und Gl. 5-2 für das Gesamtsystem können daraus die einzelnen Füllmassen für das Modell in Abhängigkeit eines Betriebspunktes berechnet und mit Messwerten verglichen werden.

$$M_{sol} = M_{RAC} + M_{SAC} + M_{SEP} \quad \text{Gl. 5-1}$$

$$M_{ref} = M_{RAC} * x_{RAC} + M_{SAC} * x_{SAC} + M_{SEP} * x_{SEP} \quad \text{Gl. 5-2}$$

Der definierte Wert der beinhaltenen Massen der Behälter (M_{sol} entspricht etwa 95 % der Gesamtmasse) in Gl. 5-3 ergab sich aus der Herstellervorgabe zu 10 kg Wasser und 16 kg Ammoniak (M_{ref}) in Gl. 5-4 (PC19, 2011). Die Berechnung der Masse im Abscheider erfolgte durch einen empirischen Ansatz mit linearer Annäherung gemäß Gl. 5-5. Die internen Massen in Rohrleitungen und Wärmetauschern wurden nicht berücksichtigt, da wegen der geringen Volumina wenig Masse gespeichert wird.

$$M_{sol} = 26 \text{ kg} \quad \text{Gl. 5-3}$$

$$M_{ref} = 16 \text{ kg} \quad \text{Gl. 5-4}$$

$$M_{SEP} = 1,3 * \frac{(0,035 * \dot{m}_{pso} + 17,94)}{V_{SEP} * 1000} \quad \text{Gl. 5-5}$$

Der Zusammenhang zwischen Massenstrom der armen Lösung (\dot{m}_{pso}) und Füllstand im Abscheider (LV_{SEP}), der wiederum vom jeweiligen Betriebspunkt abhängig ist, ist in der folgenden Abbildung 5-2 ersichtlich. Ein weiteres Schema zur konstruktiven Ausführung ist auch in Abbildung 3-5 dargestellt.

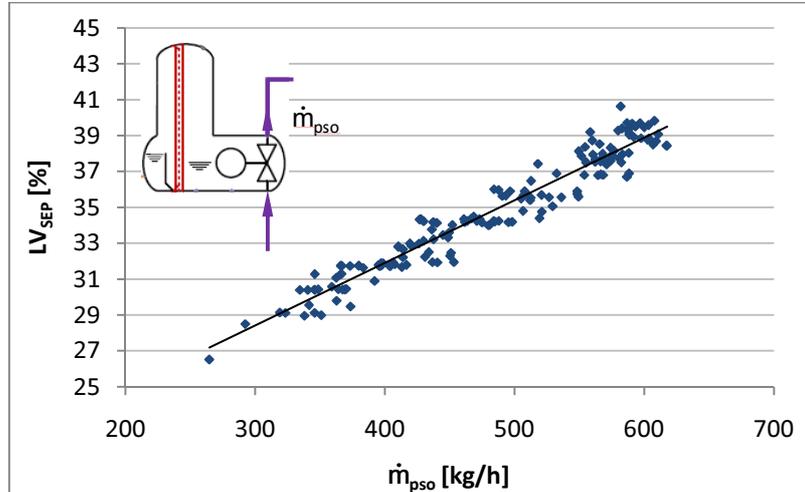


Abbildung 5-2: Gemessene, stationäre Füllstände des Abscheiders (SEP) über dem Massenstrom der armen Lösung (\dot{m}_{pso})

Die gemessenen Füllstände in den Sammelbehältern wurden in Massen umgerechnet und mit den berechneten **Massen** verglichen. Dazu wurden die zugehörigen Behälterabmessungen und die Einbauhöhen der Füllstandsmessgeräte verwendet. Die Daten der gemessenen Füllstände lagen als Prozentwerte der Position der eingebauten Schwimmerkörper vor. Das Fassungsvermögen des RAC beträgt 14 Liter, das Volumen des SAC 25 Liter und des SEP 6 Liter.

Die **Ergebnisse** der Massenberechnungen sind in Abbildung 5-3 und Abbildung 5-4 dargestellt, wobei jeweils berechnete und gemessene Werte des Abscheiders (links) und des Lösungssammelbehälters (rechts) miteinander verglichen werden. Die Streuung der Werte ergibt sich aus den relativ einfachen Annahmen für das Vergleichsmodell.

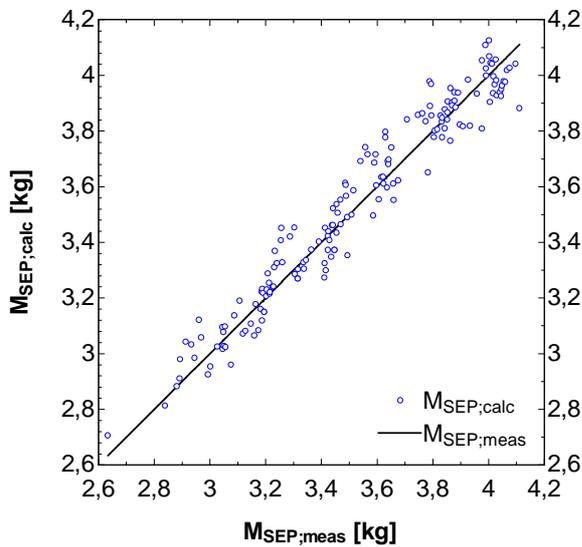


Abbildung 5-3: Berechnete und gemessene Massen des SEP ($M_{SEP,calc}$ über $M_{SEP,meas}$)

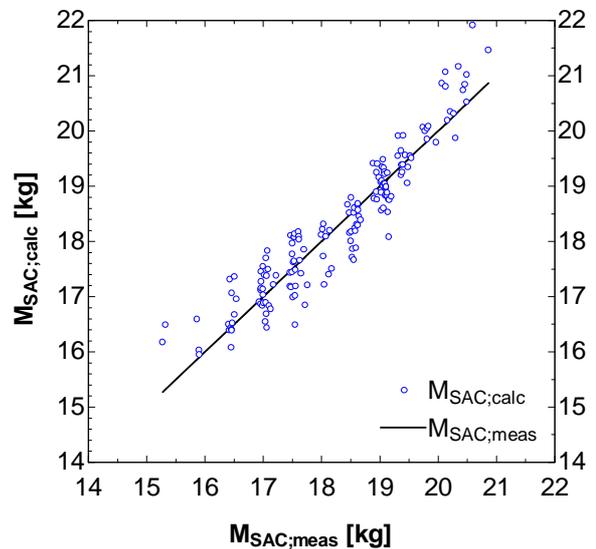


Abbildung 5-4: Berechnete und gemessene Massen des SAC ($M_{SAC,calc}$ über $M_{SAC,meas}$)

Die Ergebnisse zeigen, dass die Berechnung der Massen aus **Zustandsgrößen** und **Massenbilanzen** möglich ist. Die beschriebenen Zusammenhänge galten als Grundlage zur Implementierung in das instationäre Bilanzmodell.

5.3 Zeitabhängige Bilanzgleichungen für die Speichermassen

Um die Einflüsse der Massen in den Komponenten vorab abschätzen zu können, wurde ein **Vergleich** zwischen zwei unterschiedlich großen internen Massen während einer zeitlichen Änderung durchgeführt. Das Beispiel wurde an das Anwendungsbeispiel aus Kapitel 2.10 angelehnt. Der Unterschied zwischen den beiden Massen beträgt Faktor 10, wie es etwa dem Verhältnis zwischen den Massen im Kondensator und Kältemittelsammler entspricht. Die Startmasse des RAC beträgt dabei 5 kg, die Startmasse des CON 0,5 kg. Die weiteren Größen und Zustandsänderungen wurden für die beiden Komponenten gleich angenommen und entsprechen den Werten aus Kapitel 2.10. Die Ergebnisse für Konzentrationen und Temperaturen sind in Abbildung 5-5 dargestellt. Die schwarz durchgezogenen Linien sind Verläufe des RAC (t_{12} und x_{12}), die rot gestrichenen Linien sind Verläufe des CON ($t_{11,1}$ und $x_{11,1}$) jeweils am Austritt. Die große Masse des RAC sowie die relativ niedrigen internen Massenströme verursachen eine starke Trägheit des Systems. Im Gegensatz dazu erkennt man die wesentlich schnellere Annäherung von Konzentration und Temperatur am Austritt des Kondensators an die stationären Werte.

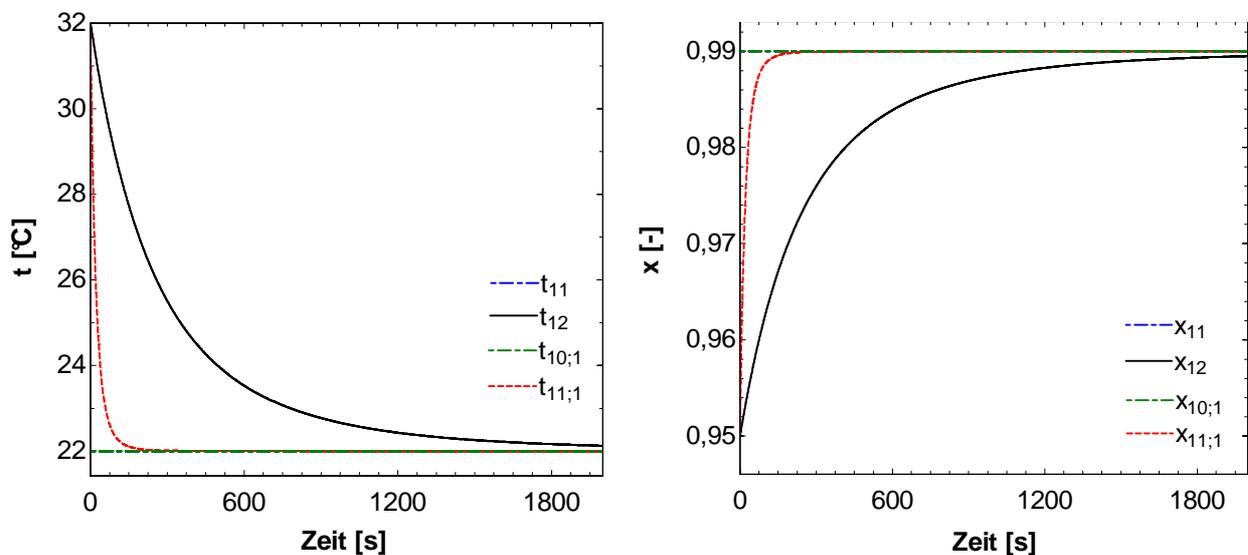


Abbildung 5-5: Temperaturen (links) und Massenkonzentrationen (rechts) am internen Ein- und Austritt des RAC und des CON über der Zeit

Zusätzlich werden Massen an den externen Seiten der Wärmetauscher durch die ebenfalls 10-fach höheren Massenströme bei Temperaturänderungen besonders schnell vermischt. Daraus lassen sich ein weitaus stabileres Verhalten und ein vernachlässigbarer Einfluss für Komponenten mit sehr wenig gespeicherter Masse bei hohem Massenstrom ableiten. Dieser kurzfristige Einfluss wurde deshalb für Wärmetauscher vereinfacht simuliert.

In Abbildung 5-6 sind die berücksichtigten Massen in den Sammelbehältern farblich dargestellt.

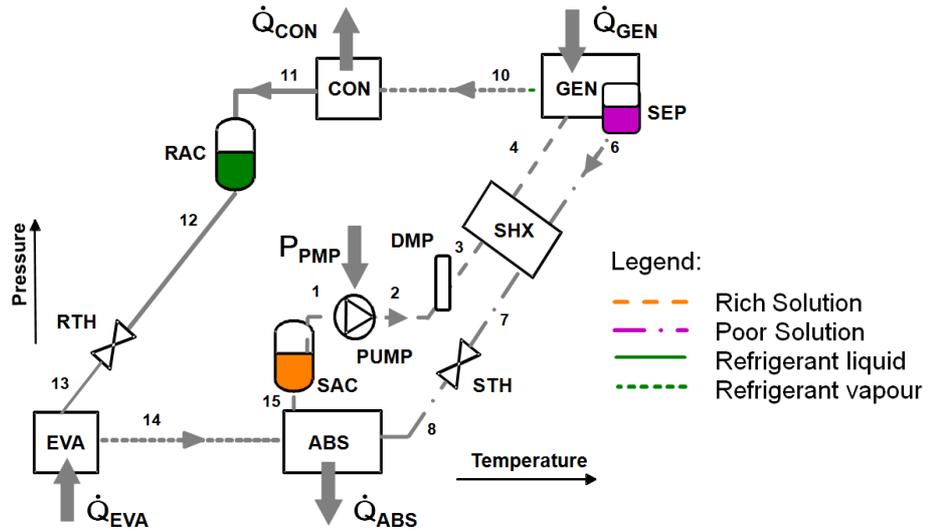


Abbildung 5-6: Berücksichtigte Massen (RAC, SAC, SEP) im Modell des AKA-Prozesses

Dazu werden im Folgenden die Anwendungen von Gl. 2-9, Gl. 2-10 und Gl. 2-11 für SAC, SEP und RAC aus Kapitel 2.8 für die Simulation mit Gl. 5-6 bis Gl. 5-13 beschrieben.

$$\frac{(M_{SEP} - M_{SEP_{prec}})}{\Delta\tau} = m_5 - (m_6 + m_{10}) \quad \text{Gl. 5-6}$$

$$h_{SEP} * M_{SEP} = h_{SEP_{start}} * M_{SEP_{start}} + \sum (m_5 * h_5 - m_6 * h_6 - m_{10} * h_{10}) \quad \text{Gl. 5-7}$$

$$x_{SEP} * M_{SEP} = x_{SEP_{start}} * M_{SEP_{start}} + \sum (m_5 * x_5 - m_6 * x_6 - m_{10} * x_{10}) \quad \text{Gl. 5-8}$$

$$M_{RAC} = M_{RAC_{start}} + \sum (m_{11} - m_{12}) \quad \text{Gl. 5-9}$$

$$h_{RAC} * M_{RAC} = h_{RAC_{start}} * M_{RAC_{start}} + \sum (m_{11} * h_{11} - m_{12} * h_{12}) \quad \text{Gl. 5-10}$$

$$x_{RAC} * M_{RAC} = x_{RAC_{start}} * M_{RAC_{start}} + \sum (m_{11} * x_{11} - m_{12} * x_{12}) \quad \text{Gl. 5-11}$$

$$\frac{(M_{SAC} - M_{SAC_{prec}})}{\Delta\tau} = m_{15} - m_1 \quad \text{Gl. 5-12}$$

$$h_{SAC} * M_{SAC} = h_{SAC_{start}} * M_{SAC_{start}} + \sum (m_{15} * h_{15} - m_1 * h_1) \quad \text{Gl. 5-13}$$

Die Bilanz der Kältemittelmasse im SAC wird durch die Gesamtmassenbilanz berücksichtigt.

Um die thermische Energiespeicherung in den **Wärmetauschern** und die damit verbundenen zeitabhängigen Leistungsschwankungen infolge externer Temperaturänderungen zu berücksichtigen, wurde ein sehr vereinfachtes Modell ähnlich Kohlenbach (2006, S.95) angewendet. Der in Gl. 5-14 beschriebene Zusammenhang bezieht sich auf spezifische isobare Wärmekapazitäten (c_p) und Massen (M) des Metalls sowie der internen und externen Wärmeträger der Komponenten. Die Massen der Plattenwärmetauscher wurden jeweils mit 10 kg Stahl sowie 0,5 kg Wärmeträgermedium pro Seite definiert. Bei den Rohrbündelwärmetauschern wurden 40 kg Stahl sowie 4 kg Wasser auf externer Seite und 1 kg Arbeitsmedium auf interner Seite angenommen. Die Wärmekapazitäten für Wasser und Stahl wurden einheitlich konstant angenommen ($c_{p_H2O} = 4,2 \text{ kJ/kg K}$ und $c_{p_Met} = 0,5 \text{ kJ/kg K}$). Für die internen Ammoniak/Wasser-Gemische wurden diese für übliche Zustände berechnet ($c_{p_NH3H2O} = f(t_i, p_i, x_i)$) und ebenfalls konstant definiert.

$$\dot{Q}_{var} = \sum_k M_k * c_{pk} * \frac{t_{ext_mid}(\tau_i) - t_{ext_mid}(\tau_i - \Delta\tau)}{\Delta\tau} \quad \text{Gl. 5-14}$$

Bei einer Änderung eines mittleren externen Temperaturniveaus (Δt_{ext_mid}) aus einem stationären Zustand über dem Zeitschritt ($\Delta\tau$) resultiert ein Sprung der Leistung (\dot{Q}_{var}) mit anschließender Annäherung an den Wert Null aufgrund eines erneut stationären Zustands.

5.4 Anlagencharakteristika

Zur Beschreibung des Modells wurden anlagenspezifische Größen der einzelnen Komponenten und der Regelung aus entsprechenden Messdaten von Hannl (2011) berücksichtigt.

5.4.1 Temperaturverläufe der Wärmetauscher

Die interne Austrittstemperatur der reichen Lösung aus dem **Generator** entspricht beim verwendeten Gegenstrom-Plattenwärmetauscher linear angenähert in etwa der externen Heizwasseraustrittstemperatur. In Abbildung 5-7 ist der entsprechende Verlauf dargestellt. Für die interne **Kondensator**-Austrittstemperatur des Kältemittels wurde ebenfalls eine lineare Annäherung an die externe Kühlwasser-Austrittstemperatur gemäß den Messwerten in Abbildung 5-8 gewählt. Der verwendete Kondensator ist ebenfalls als Gegenstrom-Plattenwärmetauscher ausgeführt.

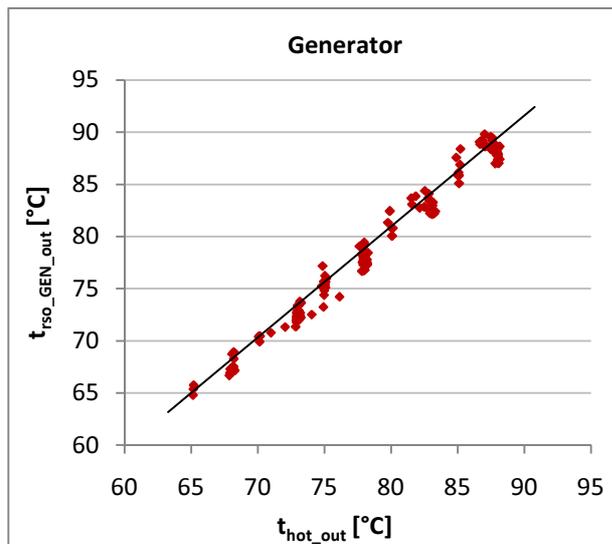


Abbildung 5-7: Gemessene, interne Generator-Austrittstemperatur über der externen Heizwasseraustrittstemperatur

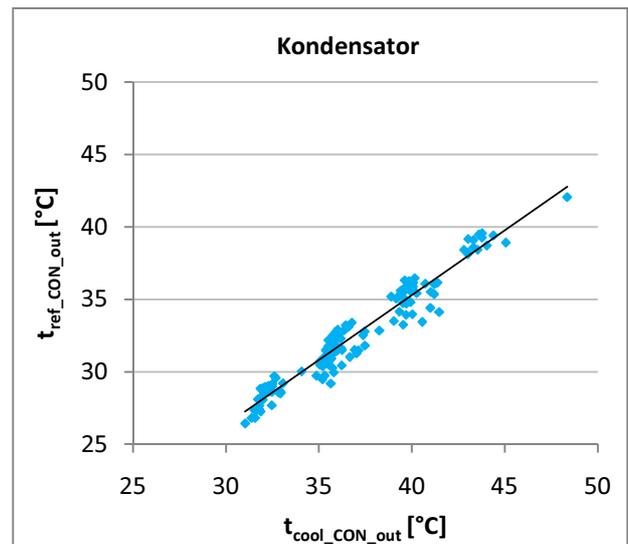


Abbildung 5-8: Gemessene, interne Kondensator-Austrittstemperatur über der externen Kondensator-Kühlwasseraustrittstemperatur

Für das Modell wurde beim Generator eine lineare Annäherung durch die Gl. 5-15 getroffen, wobei die Temperatur des Simulationsmodells (t_5) der Temperatur $t_{\text{rso_GEN_out}}$ entspricht.

$$t_5 = 1,06 * t_{\text{hot_out}} - 0,655$$

Gl. 5-15

5 Instationäre Simulation

In Gl. 5-16 ist der verwendete Ansatz für die interne Kondensator-Austrittstemperatur angeführt. Die Bezeichnung im Simulationsmodell (t_{11}) entspricht dabei der Temperatur $t_{\text{ref_CON_out}}$.

$$t_{11} = 0,8954 * t_{\text{cool_CON_out}} - 1,531 \quad \text{Gl. 5-16}$$

Die Charakteristik des **Absorbers** wurde in Abhängigkeit des externen Absorber-Kühlwasservolumenstroms berechnet (Abbildung 5-9). Beim **Lösungswärmetauscher** sind, neben den zugehörigen Massenströmen, die Zustände der zufließenden reichen Lösung nach dem Dämpfer sowie der zufließenden armen Lösung aus dem Abscheider bekannt. Mit der angenommenen Effizienz des Lösungswärmetauschers von $\eta_{\text{SHX}} = 0,93$ kann die spezifische Enthalpie an beiden Austrittsstellen aus dem SHX berechnet werden und mit den bekannten Drücken und Konzentrationen an diesen Stellen alle weiteren Zustandsgrößen.

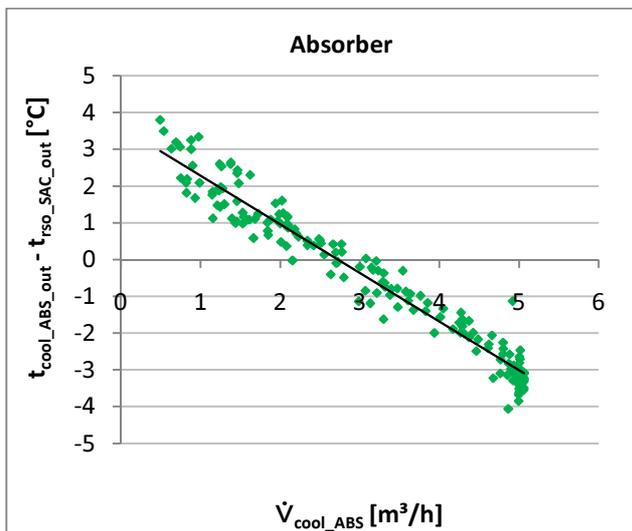


Abbildung 5-9: Gemessene Temperaturdifferenz am externen Austritt des Absorbers über dem Absorber-Kühlwasservolumenstrom

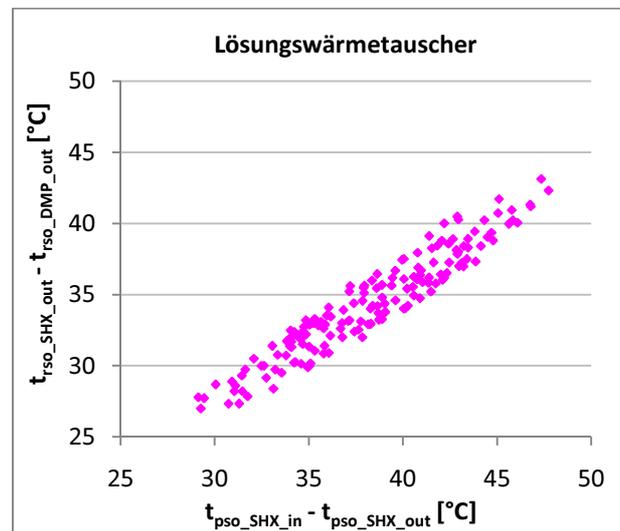


Abbildung 5-10: Gemessene Temperaturdifferenz von armer und reicher Lösung des Lösungswärmetauschers

In Gl. 5-17 ist der verwendete Ansatz für die interne Absorber-Austrittstemperatur angeführt. Die Bezeichnung im Simulationsmodell (t_{15}) entspricht dabei der Temperatur $t_{\text{rso_SAC_out}}$.

$$t_{\text{cool_ABS_out}} - t_{15} = -1,3245 * \dot{V}_{\text{cool_ABS}} + 3,5 \quad \text{Gl. 5-17}$$

Die Gl. 5-18 beschreibt den verwendeten Ansatz für die Temperaturdifferenz am internen Austritt des Kältemittels aus dem Verdampfer, der durch Analysen zwischen Messwerten und Simulationswerten ermittelt wurde.

$$\Delta T_{\text{EVAHX_out}} = 6,5 \quad \text{Gl. 5-18}$$

5.4.2 Absorptionswirkungsgrad

Die praktische Anwendung des beschriebenen Absorptionswirkungsgrades aus Kapitel 2.4 erfolgte in der Simulation durch eine konstante **Unterkühlung** am Absorberaustritt. Zu der tatsächlichen internen Austrittstemperatur aus dem Absorber (t_{15}) aus Gl. 5-17 wurde die konstante Temperaturdifferenz von $\Delta T_{SC} = 3,48 \text{ }^\circ\text{C}$ addiert. Da die Dampffzahl bei dieser theoretischen Lösungstemperatur (t_{15_th}) mit $q_{15} = 0$ angenommen wurde, ergibt sich ein unterkühlter Zustand bei t_{15} . In Gl. 5-19 und Gl. 5-20 sind die Zusammenhänge dargestellt.

$$\Delta T_{ABS_{SC}} = 3,48 \quad \text{Gl. 5-19}$$

$$t_{15_{th}} = t_{15} + \Delta T_{ABS_{SC}} \quad \text{Gl. 5-20}$$

5.4.3 Leistungen der Wärmetauscher

Zur Berechnung der Leistungen des internen Absorptionskälteprozesses wurden die folgenden Gleichungen von Gl. 5-21 bis Gl. 5-24 angewendet und den externen Wärmetauscherleistungen mit Berücksichtigung einer simulierten zeitverzögerten Messung gleichgesetzt. Die Leistung des Lösungswärmetauschers wurde über ein vordefiniertes Procedure aus den in Kapitel 5.4.1 beschriebenen Größen berechnet.

$$\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_{15} * (h_{15} - h_9) \quad \text{Gl. 5-21}$$

$$\dot{Q}_{GEN} = \dot{m}_5 * (h_5 - h_4) \quad \text{Gl. 5-22}$$

$$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_{10} * (h_{11} - h_{10}) \quad \text{Gl. 5-23}$$

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{13} * (h_{14} - h_{13}) \quad \text{Gl. 5-24}$$

5.4.4 Systemdrücke

Der Niederdruck wurde aus den gegebenen Zusammenhängen der Regelung in Kapitel 4.1 in die Simulation übernommen und beim Zustand am Verdampfeintritt definiert. Dabei wurden die Gleichungen Gl. 4-2, Gl. 4-3 und Gl. 4-5 verwendet. Die dazu benötigte rechnerische Kälteleistung (\dot{Q}_{EVA_calc}) in Gl. 4-3 wurde der prozessinternen Kälteleistung (\dot{Q}_{EVA}) gleichgesetzt. Der Hochdruck wurde als Funktion von mehreren Zustandspunkten beim RAC definiert und nicht direkt vorgegeben. Zwischen den einzelnen Komponenten wurden konstante Druckverluste mit einem Wert von $\Delta p_{HX} = 25 \text{ kPa}$ pro Wärmetauscher angenommen.

5.4.5 Lösungspumpe

Die Effizienz der Lösungspumpe wurde mit dem konstanten Wert $\eta_{PMP} = 0,75$ definiert. Mit der Druckdifferenz zwischen den Zuständen [1] und [2] sowie dem spezifischen Volumen im Zustand [1] können die spezifische Enthalpiedifferenz mit Gl. 5-25 und mit dem zugehörigen Massenstrom die Leistung der Pumpe aus Gl. 5-26 und Gl. 5-27 berechnet werden. Bei der Ermittlung der elektrisch aufgenommenen Leistung müssen weitere Wirkungsgrade berücksichtigt werden.

$$WP_{specPMP} = \frac{v_1 * (p_2 - p_1)}{\eta_{PMP}} \quad \text{Gl. 5-25}$$

$$h_2 = h_1 + WP_{specPMP} \quad \text{Gl. 5-26}$$

$$P_{PMP} = \dot{m}_1 * (h_2 - h_1) \quad \text{Gl. 5-27}$$

Der Massenstrom der reichen Lösung (\dot{m}_{rso}) wurde in der Simulation als Eingabegröße vorgegeben. Dabei wurden die Messwerte von Hannl (2011, S.39) zur Ermittlung eines empirischen Zusammenhangs zur Verdampferleistung gemäß Abbildung 5-11 herangezogen.

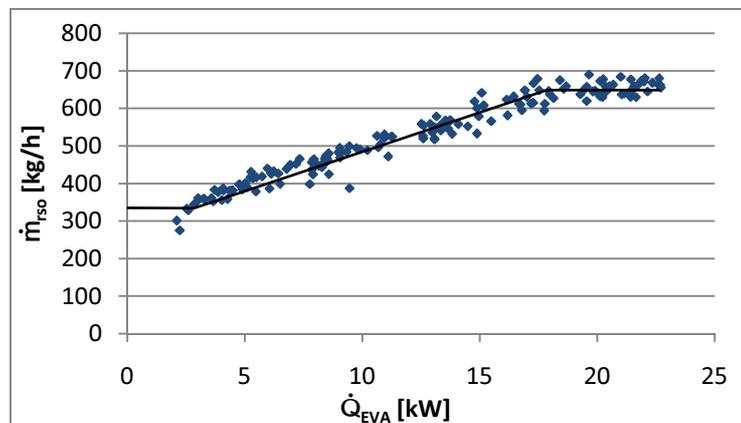


Abbildung 5-11: Gemessener Massenstrom der reichen Lösung (\dot{m}_{rso}) über gemessener Kälteleistung

In den dargestellten Gleichungen Gl. 5-28, Gl. 5-29 und Gl. 5-30 sind die Beziehungen für den Massenstrom (\dot{m}_{rso}) in Abhängigkeit von drei Leistungsbereichen definiert (siehe Kapitel 4.2).

$$\dot{Q}_{EVA} < 3 \text{ kW:} \quad \dot{m}_{rso} = 350 \quad \text{Gl. 5-28}$$

$$\dot{Q}_{EVA} > 17,5 \text{ kW:} \quad \dot{m}_{rso} = 650 \quad \text{Gl. 5-29}$$

$$3 \text{ kW} > \dot{Q}_{EVA} < 17,5 \text{ kW:} \quad \dot{m}_{rso} = 350 + 300 * \frac{(\dot{Q}_{EVA} - 3)}{14,5} \quad \text{Gl. 5-30}$$

5.5 Startparameter zur Initialisierung

Wie im einfachen Anwendungsbeispiel (Kapitel 2.10) gezeigt wird, sind beim Start der Simulation Rand- bzw. **Anfangsbedingungen** notwendig. Beim Initialisieren werden ausgewählten Größen konstante Werte zugewiesen. Zum Initialisieren des Prozesses stehen mehrere Möglichkeiten zur Verfügung. Da die Sammelbehälter den stärksten Einfluss auf das instationäre Verhalten ausüben, ist es sinnvoll, deren Zustände zu Beginn vorzugeben. Des Weiteren wird das externe Temperaturniveau an den Wärmetauschern vorgegeben.

Die **Programmierung** berücksichtigt, dass das Temperaturniveau in Abhängigkeit der Zeit beim Startvorgang so lange konstant gehalten wird, bis sich ein stationärer Betriebspunkt eingestellt hat, vergleichbar mit den durchgeführten Messungen. Abhängig von den zueinander abhängigen Anfangswerten sind dabei **Startzeiten** von etwa 25 Minuten bis zum stationären Betrieb zu beachten. Dies entspricht mit guter Übereinstimmung den gewonnenen Erfahrungen aus den experimentellen Messungen. Sind stationäre Startzustände von anderen, bereits durchgeführten Simulationen bekannt, kann das Startintervall der Simulation erheblich gesenkt werden. Stehen die einzelnen Zustände beim Start in keiner geeigneten Relation zueinander, findet die Simulation mittels Iteration kein Ergebnis, diese müssen folglich aufeinander abgestimmt werden. Als Beispiel kann die Beziehung zwischen Starttemperatur des Kältemittelsammelbehälters (t_{RAC_Start}) und der Kühlwassereintrittstemperatur (t_{cool_in}) genannt werden.

Von Gl. 5-31 bis Gl. 5-33 sind beispielhaft **externe Starttemperaturen** vorgegeben. Zu beachten sind dabei Werte, bei denen die gegebene Absorptionskälteanlage an die untere Leistungsgrenze stößt. Mit einer Kühlwassereintrittstemperatur größer 30 °C oder eine Heizwassereintrittstemperatur kleiner 75 °C stößt man bei der Simulation wie auch im realen Betrieb auf Probleme bzw. auf zu geringe Leistungen. Es können beim Start nur real umsetzbare Kombinationen der externen Temperaturniveaus, etwa Betriebspunkte mit sehr niedrigen Kaltwasseraustrittstemperaturen bei entsprechend hoher Heizwassertemperatur und niedriger Kühlwassertemperatur mit dem Modell simuliert werden.

$$t_{hot_in} = 80 \quad \text{Gl. 5-31}$$

$$t_{cool_in} = 25 \quad \text{Gl. 5-32}$$

$$t_{cold_out} = 10 \quad \text{Gl. 5-33}$$

Von Gl. 5-34 bis Gl. 5-43 sind weitere exemplarische Startwerte angeführt. Die Startwerte für **Massen** und **Konzentrationen** (Gl. 5-34 bis Gl. 5-37) sind grob geschätzte Erfahrungswerte. Die Werte für Konzentrationen von reicher Lösung und Kältemittel sind üblicherweise bekannt. Die Massen der Flüssigkeiten in den Sammelbehältern sind gerätespezifisch unterschiedlich und abhängig von der Befüllung (siehe Kapitel 5.2). Die **Starttemperaturen** der Arbeitsmedien (Gl. 5-38 und Gl. 5-39) in den Behältern müssen eine Abhängigkeit zu den externen Temperaturniveaus aufweisen. Die **Dampfzahlen** (Gl. 5-40 und Gl. 5-41) von SAC und RAC wurden beim Start in erster Näherung mit dem Wert Null, also gesättigt flüssig angenommen. Der **Druck** im RAC entspricht dem definierten Hochdruck. Der Druck im SEP (Gl. 5-42) ist um den konstanten Druckverlust über den Kondensator höher. Der definierte Niederdruck ist beim Zustand am Verdampfereintritt gegeben. Im SAC wurde der Niederdruck (Gl. 5-43) abzüglich der Druckverluste über Verdampfer und Absorber vorgegeben, alternativ kann auch eine Starttemperatur im SAC gesetzt werden.

$$M_{\text{SEPStart}} = 3 \quad \text{Gl. 5-34}$$

$$x_{\text{RACStart}} = 0,95 \quad \text{Gl. 5-35}$$

$$x_{\text{SACStart}} = 0,53 \quad \text{Gl. 5-36}$$

$$x_{\text{SEPStart}} = 0,51 \quad \text{Gl. 5-37}$$

$$t_{\text{SEPStart}} = 75 \quad \text{Gl. 5-38}$$

$$t_{\text{RACStart}} = 30 \quad \text{Gl. 5-39}$$

$$q_{\text{SACStart}} = 0 \quad \text{Gl. 5-40}$$

$$q_{\text{RACStart}} = 0 \quad \text{Gl. 5-41}$$

$$p_{\text{RACStart}} = p_{\text{SEPStart}} - \Delta p_{\text{HX}} \quad \text{Gl. 5-42}$$

$$p_{\text{SACStart}} = p_{\text{LP}} - 2 * \Delta p_{\text{HX}} \quad \text{Gl. 5-43}$$

Mit den **Bilanzgleichungen** der Massen des Gesamtsystems beim Start von Gl. 5-44 bis Gl. 5-46 werden die Anfangswerte vervollständigt. Hierzu ist es erforderlich, das Massenverhältnis der Arbeitsmedien Ammoniak und Wasser zu kennen (siehe Gl. 5-3 und Gl. 5-4).

$$M_{\text{RACstart}} + M_{\text{SACstart}} + M_{\text{SEPstart}} = M_{\text{sol}} \quad \text{Gl. 5-44}$$

$$M_{\text{RACstart}} * x_{\text{RACstart}} + M_{\text{SACstart}} * x_{\text{SACstart}} + M_{\text{SEPstart}} * x_{\text{SEPstart}} = M_{\text{ref}} \quad \text{Gl. 5-45}$$

$$M_{\text{ref}} = M_{\text{sol}} * x_{\text{sol}} \quad \text{Gl. 5-46}$$

5.6 Simulationsergebnisse

Mit den beschriebenen empirischen Funktionen und theoretischen Annahmen wurden dynamische Betriebspunktwechsel simuliert und die Ergebnisse mit gemessenen Größen verglichen. In der Simulation sowie am Versuchsstand wurden **Sprungfunktionen** für die Veränderung der externen Temperaturen am Heiz-, Kühl- und Kaltwasserkreislauf verwendet bzw. angenähert vorgegeben. Die entsprechenden Verläufe sind in Abbildung 5-12 dargestellt. Es wurden jeweils abwechselnd Änderungen von 5 K vorgenommen. Um den Vergleich zu vereinfachen, wurden am Versuchsstand jeweils maximale externe Volumenströme eingestellt. Diese wurden infolge der Druckverluste der Regelventile bei unterschiedlichen Stellungen gemäß den Betriebspunkten nur minimal verändert, sodass diese in der Simulation als konstante Eingabegrößen definiert werden konnten. Einschwingverhalten und Verzögerungen der und externen Regelung wurden nicht nachgebildet. Bei $\tau = 3750$ s, $\tau = 8600$ s und $\tau = 11000$ s sind deshalb jeweils größere Abweichungen der gemessenen externen Heizwassereintritts- und Kaltwasseraustritts-Temperaturverläufe zu der Simulation festzustellen. Eine Veränderung von einer externen Temperatur verursacht an den entsprechenden Stellen eine Reaktion der Regelventile der beiden übrigen externen Kreisläufe, wobei sich anschließend die Verläufe wieder an den vorherig stationären Wert annähern.

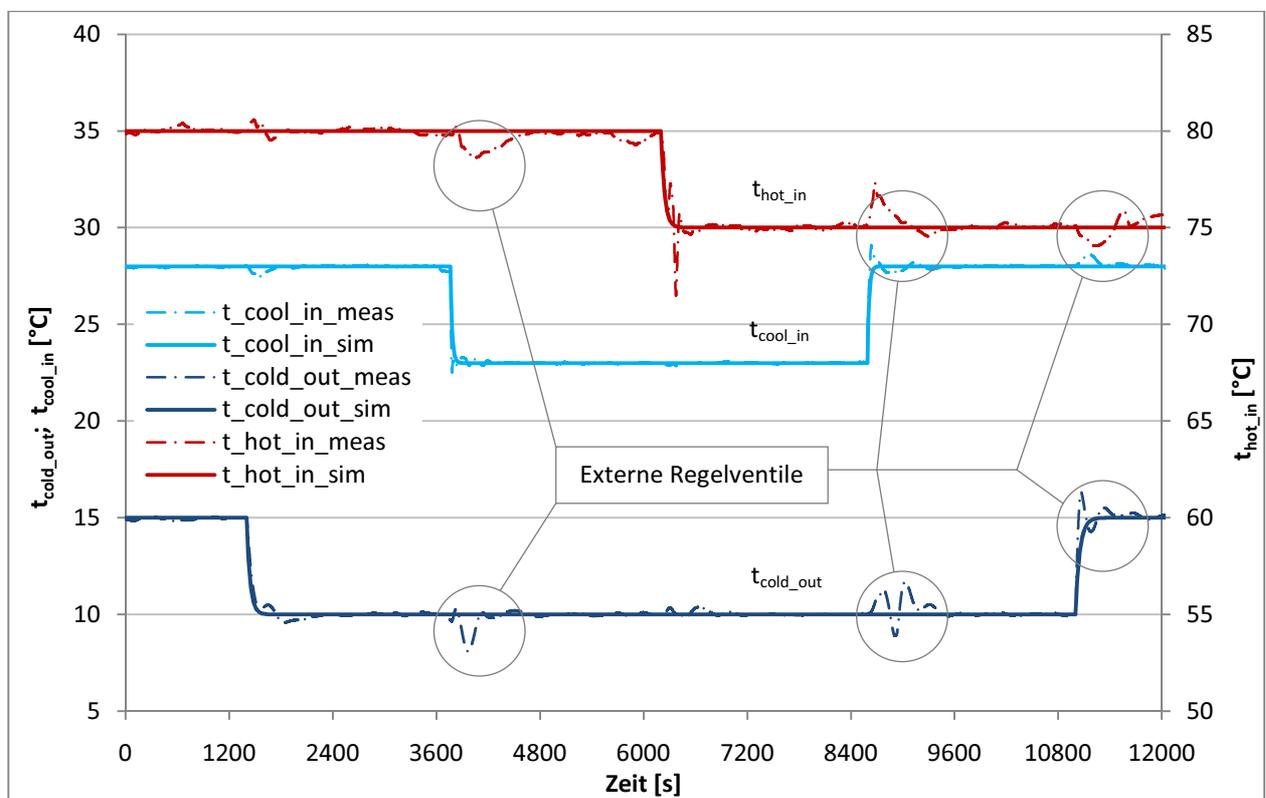


Abbildung 5-12: Gemessene und simulierte externe Temperaturen über der Zeit

In Abbildung 5-13 sind gemessene und simulierte **Massenströme** über der Zeit aufgetragen. Die gemessenen Größen wurden als gleitender Durchschnitt der pulsierenden Massenströme über ein Intervall von 5 s gebildet. Die Simulation startet im Gegensatz zur Messung mit den in Kapitel 5.5 beschriebenen Vorgaben. Die stationären Werte werden mit hinreichender Genauigkeit erreicht. Das Verhalten bei Änderungen kann bis auf einige Verzögerungen gut nachgebildet werden. Die Unterschiede bei $\tau = 6200$ s sind auf eine derartige verzögerte Regelantwort zurückzuführen. Der abrupte Abfall der Massenströme bei $\tau = 3750$ s und $\tau = 1400$ s wird nicht simuliert. Bei diesen Stellen sinkt einmal der Niederdruck durch Senken der Kaltwassertemperatur ($\tau = 1400$ s), bei $\tau = 3750$ s sinkt die Absorberaustrittstemperatur der reichen Lösung mit der Kühlwassertemperatur, was beidemal die Ursache für kurzfristige Kavitation in der Lösungspumpe sein könnte (Kapitel 4.5). Ein weiteres Anzeichen dafür ist ein fehlender Abfall der Pumpenansteuerung (P_{PMP}) an diesen Stellen.

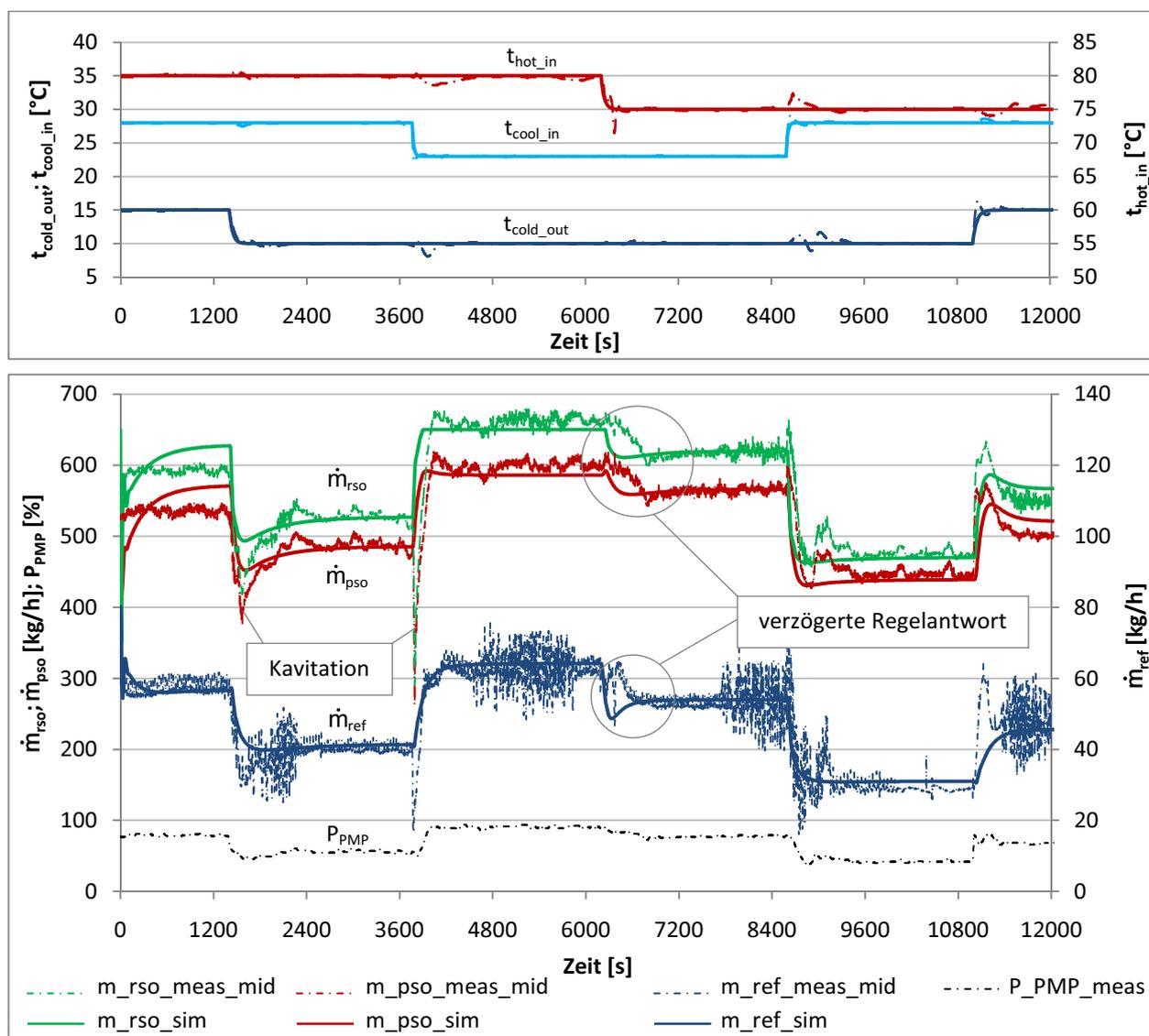


Abbildung 5-13: Gemessene und simulierte Massenströme sowie Pumpenansteuerung über der Zeit

5 Instationäre Simulation

In Abbildung 5-14 werden die simulierten **Massen** der Arbeitsmedien in den Sammelbehältern über der Zeit dargestellt. Wegen der fehleranfälligen Messung der Füllstände wurde auf einen Vergleich mit den Messdaten verzichtet. Hierzu sind einige Effekte zu diskutieren. Man erkennt etwa den Zusammenhang zwischen M_{SEP} und \dot{m}_{pso} aus Abbildung 5-13, was auf den leistungsabhängigen mechanischen Einfluss zurückzuführen ist, der in Gl. 5-5 definiert wurde. Vor allem eine Änderung der Kaltwasseraustrittstemperatur, die den Niederdruck wesentlich beeinflusst, wirkt sich stark auf die Masse im SEP aus. Bei $\tau = 1400$ s verringert sich die Kälteleistung durch Senkung des Niederdrucks (siehe auch Abbildung 5-15), folglich sinken regelungsbedingt die Massenströme und die Masse im SEP gemäß der Massenbilanzen. Mit Senkung der Kühlwassereintrittstemperatur bei $\tau = 3750$ s kann mehr Kältemittel in der Lösung absorbiert werden, folglich entleert sich dabei der RAC. Bei $\tau = 6200$ s werden durch die Senkung der Heizwassereintrittstemperatur und die damit verbundenen kleineren Leistungen ebenfalls die Temperatur im Absorber gesenkt, wodurch wiederum mehr Kältemittel aus dem RAC in der Lösung absorbiert wird. M_{SAC} steigt und M_{RAC} sinkt.

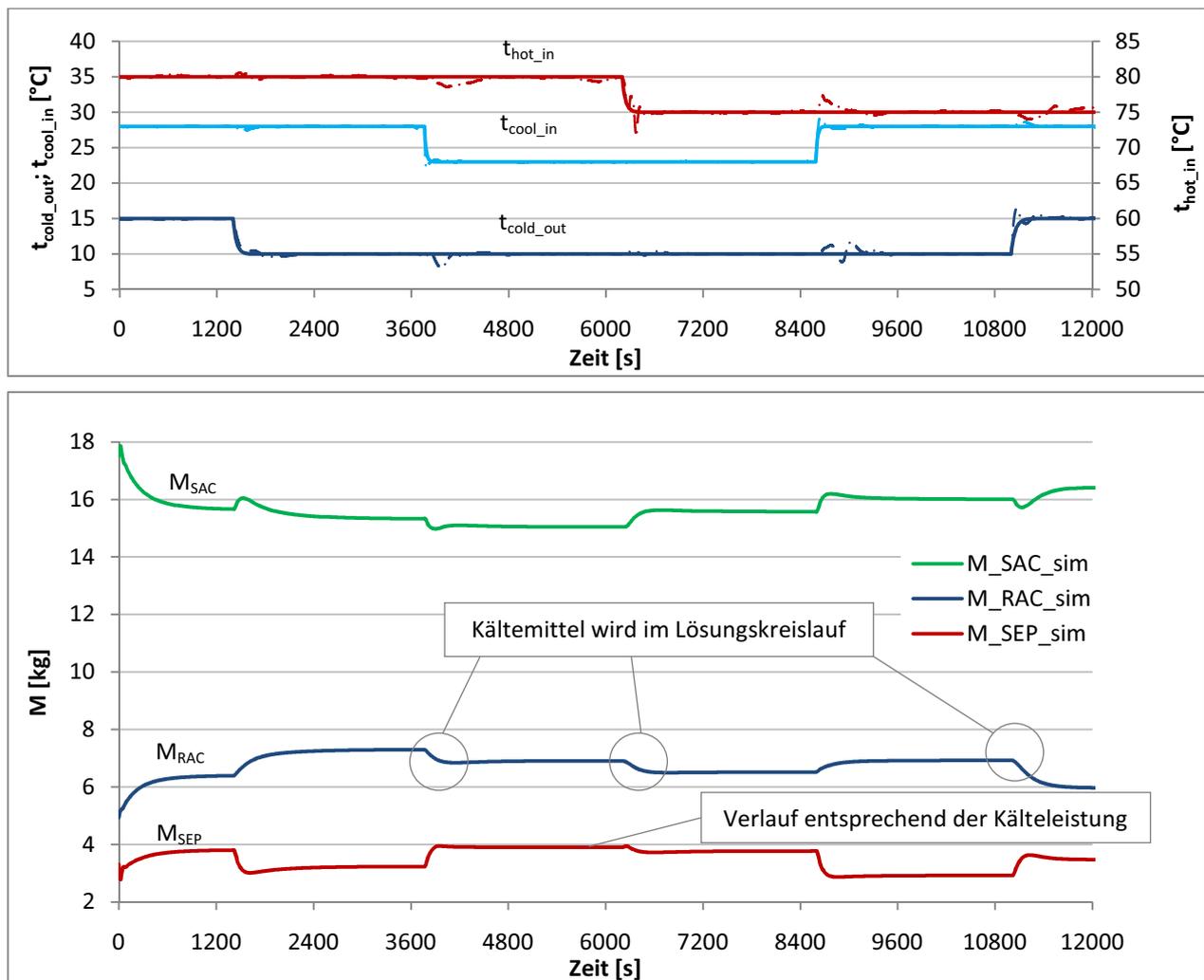


Abbildung 5-14: Simulierte Massen der Arbeitsmedien in den Sammelbehältern über der Zeit

In Abbildung 5-15 sind gemessene und simulierte **Leistungen** (absolute Beträge) sowie in Abbildung 5-16 die zugehörigen **COP_c** über der Zeit aufgetragen. Wie bereits angemerkt, startet die Simulation im Gegensatz zur Messung aus dem Stillstand. Dadurch ergibt sich eine sukzessive Annäherung der simulierten Werte bis zum Zeitpunkt $\tau = 1400$ s an die stationären Messwerte. Man erkennt, dass bei abrupten Änderungen Sprünge der gemessenen Werte auftreten: etwa bei $\tau = 3750$ s die gemessene Absorberleistung und bei $\tau = 11000$ s die gemessene Verdampferleistung. Dieser Einfluss ist zum Teil durch die thermischen Speicher erklärbar, im Wesentlichen aber messtechnisch bedingt und spielt eine untergeordnete Rolle bei den Analysen. Im Weiteren können Fehler bei der Versuchsdurchführung nicht in die Simulation übertragen werden, wie es am Ende des Versuchs bei $\tau = 8600$ s und $\tau = 11000$ s zutrifft. Dabei mussten mehrmals die Stellventile am Versuchsstand nachgestellt werden.

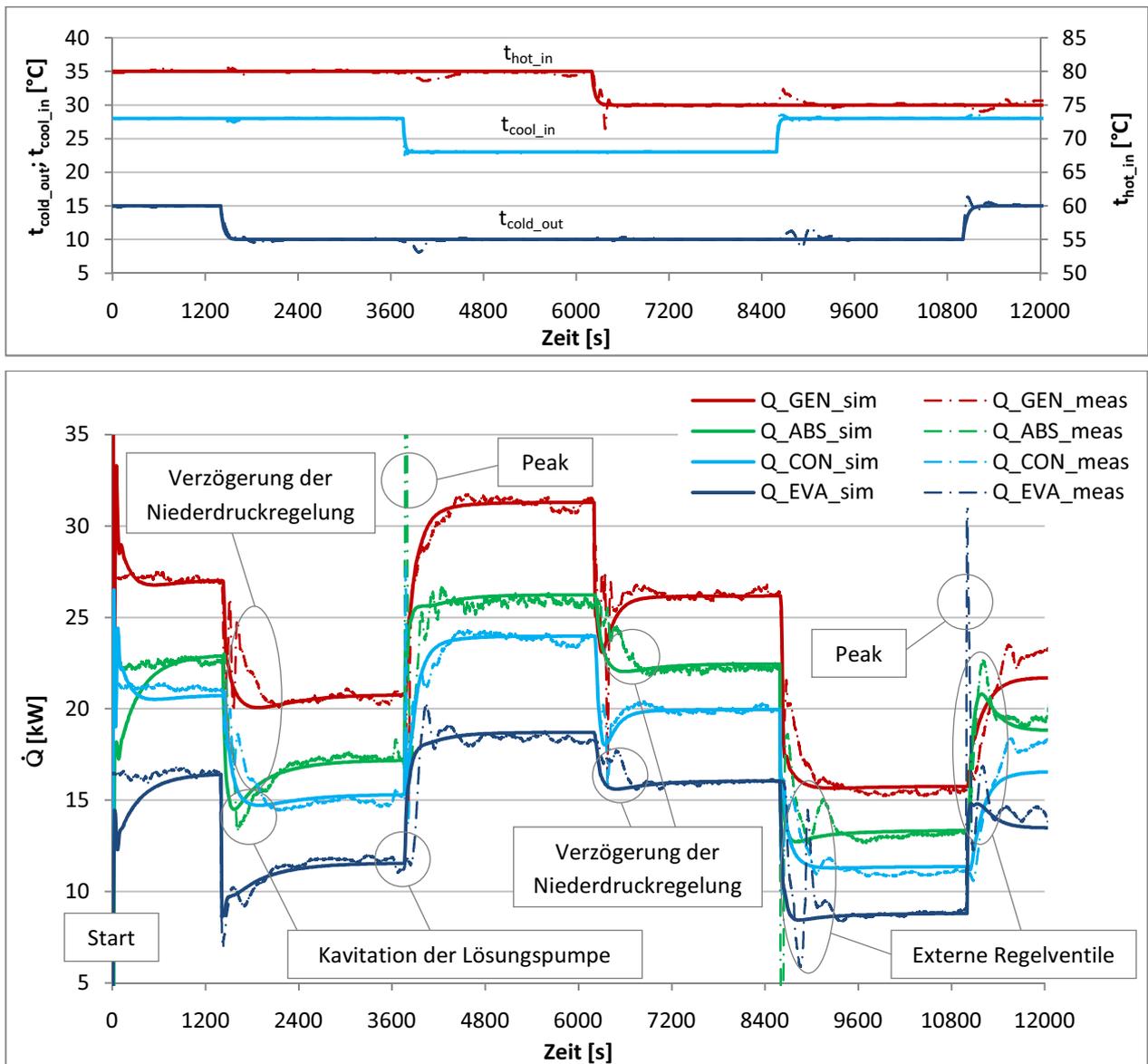


Abbildung 5-15: Gemessene und simulierte Leistungen der Wärmetauscher über der Zeit

Das thermodynamische stationäre Grundmodell des Absorptionskälteprozesses bildet die AKA ausreichend gut nach. Die simulierten Werte stimmen nach den jeweiligen Annäherungen an stationäre Zustände sehr gut mit der Messung überein. Im Folgenden wird der Vergleich zum dynamischen Betriebsverhalten der Leistungen mit Abbildung 5-15 diskutiert.

Beim Start der Simulation aus dem Stillstand entsprechen die internen Zustände der AKA einem vorangegangenen Betriebspunkt. Für den realen Fall ist dabei für eine Gesamtbilanzierung über einen längeren Zeitraum zu berücksichtigen, dass sich die thermischen Speichermassen der Anlage im Stillstand an die Umgebungstemperatur anpassen.

Bei Senkung der Kaltwasseraustrittstemperatur bei $\tau = 1400$ s erfolgt ein abrupter Abfall der Verdampferleistung mit anschließender Annäherung an den neuen stationären Betriebspunkt. Bei der Absorberleistung ergibt sich eine verzögerte Sprungantwort des gemessenen Wertes zur Simulation. Bei näherer Betrachtung erkennt man den Einfluss des verzögerten Massenstroms (\dot{m}_{rso}) aus Abbildung 5-13, der aufgrund einer möglichen Kavitation nicht dem Verlauf der Pumpenansteuerung folgt. Daraus resultieren die unterschiedlichen Verläufe der Leistungen. Die Verzögerungen der gemessenen Werte für Kondensator und Generator bei $\tau = 1400$ s ergeben sich aus der Regelung der AKA mittels PI-Regelglieder, die auf Messdaten zurückgreift und deshalb Niederdruck und Lösungspumpendrehzahl nicht abrupt senkt.

Bei Senkung der Kühlwassereintrittstemperatur bei $\tau = 3750$ s werden die steigenden Leistungen des Kondensators und Generators gut simuliert. Als Ursache für die zeitlichen Abweichungen bei der Verdampfer- und Absorberleistung wird wiederum Kavitation der Lösungspumpe (Abbildung 5-13) vermutet.

Bei Senkung der Heizwassereintrittstemperatur bei $\tau = 6200$ s beeinflusst eine verzögerte Regelantwort den Massenstrom (\dot{m}_{rso} aus Abbildung 5-13) und somit das Ansprechverhalten der Leistungen sämtlicher Komponenten. Da sich die Änderungen der Leistung von Generator und Kondensator im Wesentlichen aus der gesenkten Temperatur ergeben, werden deren Verläufe an dieser Stelle dementsprechend besser simuliert.

Die thermischen Speicher der Wärmetauscher (Gl. 5-14) wirken sich, wie angenommen, weder in der Simulation, noch bei der realen Anlage stark auf das dynamische Verhalten aus. Kurzzeitige Leistungssprünge wurden in der Simulation mit maximalen Peaks von etwa 5 kW berechnet (analog zur Messung bei $\tau = 3750$ s und $\tau = 11000$ s), wobei die höheren Messwerte aus dem einfachen Ansatz mit mittleren externen Temperaturniveaus resultieren (Gl. 5-14). Peaks bei anderen Sprungantworten ergaben kleinere Werte.

5 Instationäre Simulation

Der in Abbildung 5-16 dargestellte COP_C wurde bei der Messung und der Simulation als das Verhältnis der Wärmeleistungen von Verdampfer (\dot{Q}_{EVA}) zu Generator (\dot{Q}_{GEN}) berechnet. Bei der entsprechenden Definition aus Gl. 2-7 (Kapitel 2.6) wurde die elektrische Pumpleistung aufgrund des geringen Anteils (etwa 1 % von \dot{Q}_{GEN}) vernachlässigt. Bei dem dargestellten Verlauf über der Zeit, in einer etwas höheren Auflösung, ist das teilweise sehr instabile Betriebsverhalten der AKA auch bei stationären Zuständen erkennbar.

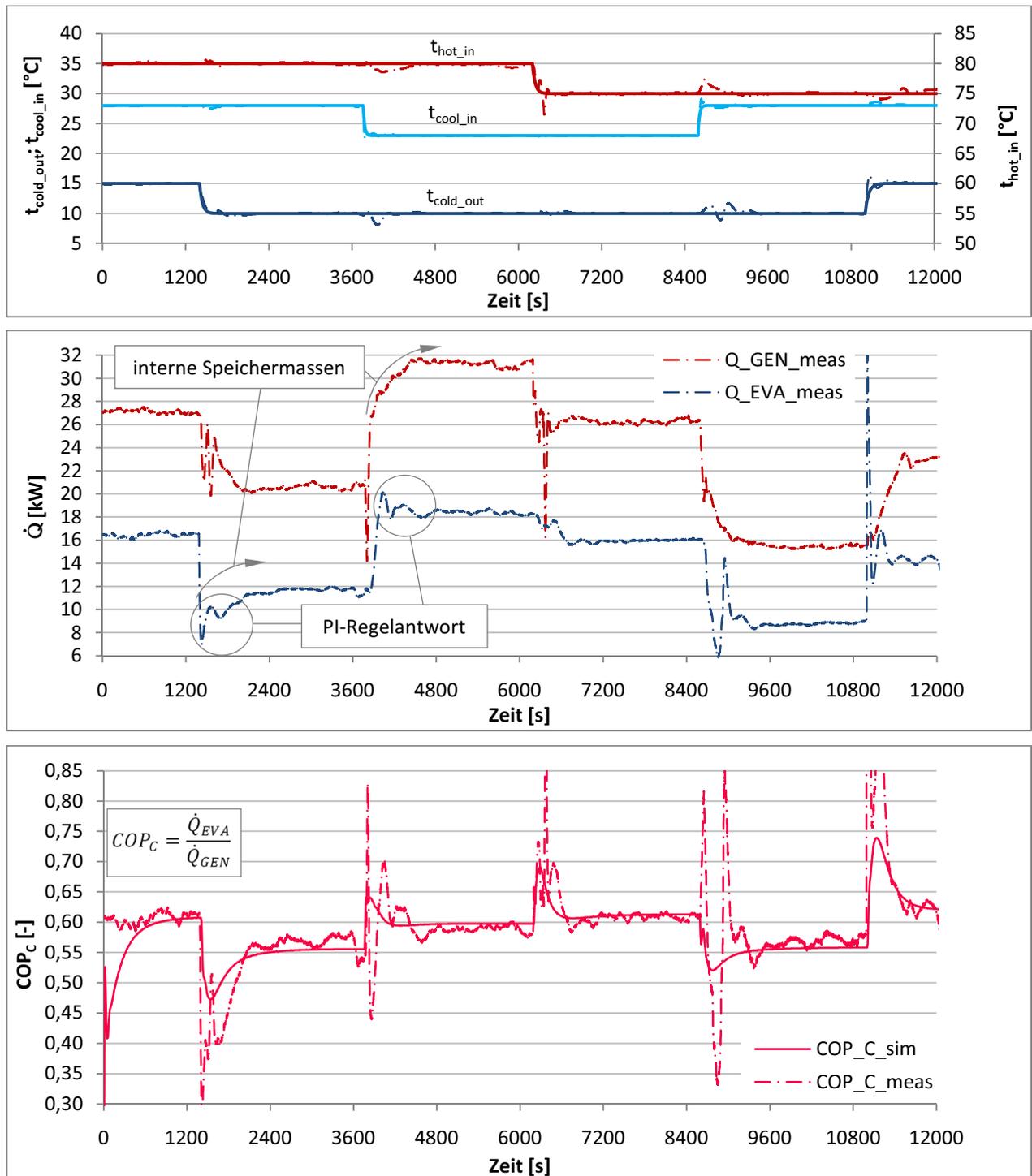


Abbildung 5-16: Gemessene Leistungen (mi.) sowie gemessene und simulierte COP_C (u.) über der Zeit

Das untersuchte **dynamische Verhalten** der Absorptionskälteanlage wird im Wesentlichen durch vier Faktoren bestimmt, die nochmals exemplarisch anhand der gemessenen Leistungen in Abbildung 5-15 und Abbildung 5-16 beschrieben werden:

- Die internen Speichermassen bewirken bei Veränderungen der Betriebszustände keine sofortige, sondern eine allmähliche Annäherung der Prozessgrößen an einen neuen stationären Zustand ($\tau = 1400$ s und $\tau = 3750$ s bei Abbildung 5-16). Dabei sind die Größen der enthaltenen Massen und der Masseströme für den zeitlichen Verlauf entscheidend (siehe Kapitel 5.3). Das charakteristische Zeitverhalten wird durch Exponentialfunktionen beschrieben, die in der Simulation mit zeitabhängigen Differentialgleichungen für Massen- und Energiebilanzen definiert wurden (siehe Kapitel 2.8 und 5.3). Die durchschnittliche Annäherung zu neuen stationären Werten beträgt 25 Minuten. Die Einflüsse der thermischen Speichermassen in den Wärmetauschern können vernachlässigt werden (siehe Kapitel 5.3).
- Der PI-Regler, der im internen Niederdruck-Regelkreis verwendet wird (siehe Abbildung 4-1), bewirkt zusätzlich die schwingenden Verläufe der Verdampferleistung bei $\tau = 1400$ s und $\tau = 3750$ s in Abbildung 5-16. Durch den Proportionalanteil reagiert die Stellgröße (\dot{m}_{ref}) zwar sofort auf Regelabweichungen, der notwendige Mess-Vergleichswert (p_{LP_PV}) kann jedoch durch die Regelstrecke eine Zeitverzögerung zur Sollwertvorgabe aufweisen. Der Integralanteil reagiert zeitverzögert und ändert die Stellgröße sukzessive bis die Regelabweichung null ist (Samson 2012, S.41). Nach dem Einschwingvorgang soll die Regelgröße (p_{LP}) keine bleibenden Regelabweichungen zeigen. Da im vorliegenden Fall der Niederdruck (p_{LP}) ein sehr stabiles Verhalten in stationären Zuständen aufweist, ergeben sich andere Ursachen für das un stabile Verhalten der Leistungen, beispielsweise von $\tau = 4800$ s bis $\tau = 6000$ s. Die Analysen zur betriebspunktabhängigen Verschlechterung des Wärmeübergangs in den Wärmetauschern von Hannl (2011, S.54) können Aufschluss darüber geben. Im Weiteren treten bei der Regelung des internen reichen Lösungsmassenstroms (\dot{m}_{rso}) ebenfalls ähnlich Effekte durch die Regelstrecke auf.
- Einflüsse der externe Regelung (siehe Erläuterungen zu Abbildung 5-15)
- Verzögertes Ansprechen und Einbruch der Massenströme durch Kavitation der Lösungspumpe (siehe Erläuterungen zu Abbildung 5-15)

6 ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSFOLGERUNGEN

In dieser Diplomarbeit wurden Untersuchungen zum stationären und dynamischen Betriebsverhalten einer am Markt erhältlichen $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionskälteanlage mit einer maximalen Kälteleistung von 22 kW am Institut für Wärmetechnik der TU Graz durchgeführt. Dabei konnten an einem zur Verfügung gestellten Versuchsstand die wesentlichen, zur Prozessbestimmung notwendigen Größen gemessen werden. Basierend auf diesen Messdaten wurde die AKA-Regelung optimiert und ein dynamisches Simulationsmodell erstellt.

Messtechnik

Die zur Messung von Lösungs- und Kältemittelmassenstrom verwendeten Coriolis-Messgeräte nach Austritt der armen Lösung aus dem Lösungswärmetauscher und nach Austritt des Kältemittels aus dem Kondensator wurden zur Dichtemessung in der Messdaten-Erfassung aufgenommen, mit dem Ziel die entsprechenden Konzentrationen der Zustände berechnen zu können. Die Vergleiche mit berechneten Zuständen ergaben eine Abweichung von maximal 2 %. In einer weiteren Berechnung, unter Verwendung der Messgrößen Druck, Temperatur und Dichte als Vorgabeparameter, wurde die Sensitivität der Zustandsbestimmung bei den Messtellen untersucht. Dabei wurden die Messunsicherheiten auf die berechneten Werte der Konzentrationen übertragen. Die Unsicherheiten der Konzentrationen wurden überwiegend durch die Messgenauigkeit des verwendeten Dichtemessgerätes bestimmt und waren beispielsweise mit einer maximalen Unsicherheit von $u_{\max} = 0,0299$ für die ermittelte Konzentration der armen Lösung zu hoch für exakte Berechnungen. Durch eine mögliche Verbesserung der Messgenauigkeit kann dieser Wert auf $u_{\max} = 0,0008$ gesenkt werden. Bei Voraussetzung von korrekten Stoffwerten und Berechnung der Dichte mittels der verwendeten Datenbank in EES wäre damit eine ausreichend genaue Zustandsbestimmung möglich.

Optimierung des stationären Betriebs

Aus den experimentellen Versuchen zum Regelverhalten wurden der Niederdruck und der Massenstrom der Lösungspumpe und deren Einflüsse auf Kälteleistung und Effizienz analysiert. Es wurden jeweils stationäre Betriebspunkte in Abhängigkeit der Regelparameter untersucht.

Für die Niederdruckregelung ergaben sich leistungsoptimierte Werte für den herstellereinspezifisch verwendeten Parameter ΔT_{eff} (Temperaturdifferenz zwischen der mittleren externen Kaltwassertemperatur und der internen Eintrittstemperatur des Kältemittels in den Verdampfer) in Abhängigkeit der externen Kaltwassertemperaturspreizung. Maximale Kälteleistungen

wurden jeweils bei den niedrigsten Sollwerten des Parameters erreicht, was mit dem dadurch angehobenen Niederdruckniveau zusammenhängt. Die leistungsoptimierte Regelcharakteristik mit Berücksichtigung der Effizienz sieht konstante Werte für ΔT_{eff} bei Leistungen kleiner 5 kW und größer 15 kW mit einem linearen Übergangsbereich vor. Da sich die Optimierung der Leistung zu Lasten der Effizienz auswirkt, wurden die Messergebnisse auch hinsichtlich eines theoretischen, effizienzoptimierten Modells ausgewertet. Daraus ergaben sich Maxima des COP_C über ΔT_{eff} in Abhängigkeit der externen Betriebsbedingungen.

Bei den Messungen zur Lösungspumpenregelung wurden erwartete Ergebnisse bestätigt. Mit Erhöhung der Massenströme wurden die Kälteleistungen erhöht und die COP_C gesenkt. Durch einen höheren spezifischen Lösungsstrom ($\dot{m}_{\text{rso}}/\dot{m}_{\text{ref}}$) sinkt die Entgasungsbreite und damit steigt das mittlere Temperaturniveau im Absorber, wodurch die Effizienz des Prozesses verschlechtert wird. Aus den Verläufen von Kälteleistung und COP_C bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen konnte eine Regeleinstellung für höhere Leistungen mit geringfügigem Effizienzverlust definiert werden.

Die gewonnenen Erkenntnisse für Niederdruck und Lösungspumpe wurden ins stationäre Simulationsmodell übernommen. Die simulierten Werte wurden den gemessenen Werten mit Standardeinstellungen gegenübergestellt. Die durchschnittliche Erhöhung der Kälteleistung über den gesamten Teillastbereich betrug 21,5 % bei einer durchschnittlichen Senkung des COP_C um 3,5 %. Im Bereich von 5 bis 20 kW konnten Leistungssteigerungen bis zu 30 % erreicht werden. Diese Werte konnten bei Validierungsmessungen verifiziert werden. Für einen optionalen, effizienzoptimierten Betrieb können weitere Regelcharakteristika aus den Messwerten definiert werden.

Bei den Messungen hinsichtlich des Einflusses der Aufteilung des Kühlwasservolumenstroms zwischen Absorber und Kondensator erzielten maximale Volumenströme über den Absorber die höchsten COP_C . Dies wird durch das dort geringere Temperaturniveau erreicht.

Im Betrieb auftretende Instabilitäten nach einer Neufüllung der AKA wurden möglicherweise durch Kavitation der Lösungspumpe verursacht. Es traten dabei Einbrüche des Massenstroms (\dot{m}_{rso}) bei Betriebspunktänderungen auf. Ein zu hoher Absorptionswirkungsgrad bewirkt einen annähernd gesättigten Zustand der Lösung vor der Pumpe. Durch eine gezielte Befüllung des Systems mit geringen Mengen Stickstoff (Inertgas) konnte das Betriebsverhalten wieder stabilisiert werden. In Hinblick auf Nutzung der Effizienzpotenziale (ohne Inertgas) ist die Verwendung alternativer Konzepte für Lösungspumpen möglich, um hohe Absorptionswirkungsgrade sowie Leistungssteigerungen zu erreichen.

Die gesammelten Ergebnisse lassen erkennen, dass Optimierungspotenziale mit einheitlichen Anlagenregelcharakteristika für den gesamten Leistungsbereich begrenzt sind. Angepasste Einstellungen für vorgegebene Betriebsbedingungen können weitere Potenziale für die Leistung und bzw. oder den COP_C ausschöpfen.

Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens

Bei Erstellung des dynamischen Modells der AKA war im Wesentlichen die Anwendung der zeitabhängigen Bilanzgleichungen für die Speichermassen erforderlich. Dabei wurden die gespeicherten Massen in den Sammelbehältern RAC, SAC und SEP berücksichtigt, für die in Summe Werte von 16 kg Ammoniak und 10 kg Wasser (26 kg entsprechen etwa 95 % der enthaltenen Gesamtmasse) angenommen wurden. Das entsprechende Modell wurde vorab mit Daten von Füllstandsmessungen verglichen und ergab hinreichend genaue Werte. Eine Abschätzung zu den einzelnen Einflüssen zeigte, dass die verwendeten Wärmetauscher aufgrund der geringen Speichermassen und der hohen externen Massenströme für das dynamische Betriebsverhalten nicht relevant sind. Für die thermische Speicherung in Wärmetauschern wurde ein vereinfachter Ansatz gewählt, der die zeitliche Veränderung der externen Temperaturniveaus berücksichtigt.

Aufgrund der vielen empirischen Abhängigkeiten wurden die anlagenspezifischen Werte der Temperaturdifferenzen in den Wärmetauschern und der Regelcharakteristika (\dot{m}_{rso} , p_{LP}) mit vereinfachten linearen Annäherungen beschrieben. Für die Druckverluste, die Unterkühlung am Absorberaustritt sowie die Effizienz des Lösungswärmetauschers (SHX) und der Lösungspumpe wurden konstante Werte angenommen. Mit den gesammelten Größen wurde ein thermodynamisch hinreichend genaues Grundmodell entwickelt. Die Festlegung von passenden Startwerten folgte in einem Weiteren Schritt.

In der Simulation sowie am Versuchsstand wurden Sprungfunktionen für die Veränderung der externen Heiz-, Kühl- und Kaltwassertemperaturen mit 5 K definiert. Die Ergebnisse der Sprungantworten beim Vergleich der dynamischen Simulationswerte mit Messwerten zeigen die wesentlichen Größen, die das Betriebsverhalten beeinflussen.

Eine Temperaturänderung an einer externen Seite verursacht Eingriffe der Regelventile der beiden übrigen externen Kreisläufe, wobei die benötigte Zeit für das Einschwingen mit durchschnittlich 15 Minuten gemessen wurde. Die Lösungspumpe verursacht wesentliche Verzögerungen der Massenströme beim Anpassen an neue Betriebszustände, die in der Simulation nicht berücksichtigt werden konnten.

Betriebspunktwechsel mit sinkenden Niederdrücken, die vorübergehend gesättigte Zustände der Lösung vor der Pumpe bewirken, werden als Ursache für kurzfristige Kavitation in der Lösungspumpe vermutet. Ein weiteres Anzeichen dafür ist die gemessene Pumpenansteuerung (Prozentwert der voreingestellten Maximaldrehzahl des Lösungspumpen-Elektromotors) an diesen Stellen, die keine entsprechenden Abweichungen aufweist.

Die intern gespeicherten Massen verursachen bei Veränderungen der externen Temperaturniveaus zeitlich träge Annäherungen der internen Prozessgrößen an neue stationäre Zustände mit durchschnittlich 25 Minuten. Die thermische Energiespeicherung in den Wärmetauschern kann für das dynamische Verhalten vernachlässigt werden. Durch die interne Niederdruck-Regelung ergeben sich typische Einschwingvorgänge. Da der Niederdruck (p_{LP}) in stationären Betriebszuständen ein sehr stabiles Verhalten aufweist, wird eine Verschlechterung des Wärmeübergangs in den Wärmetauschern als Erklärung für das auftretende Schwingverhalten der Leistungen vermutet.

LITERATUR

Bittanti et al. 2010: **Bittanti S., De Marco A., Giannatempo M., Prandoni V.**; A Dynamic Model of an Absorption Chiller for Air Conditioning; Politecnico di Milano

Bitzer 2010: **Bitzer** Kühlmaschinenbau GmbH; Kältemittel-Report a-500-16; Sindelfingen

EES, 2011: **Engineering Equation Solver V8.972; F-Chart Software**; Madison Wisconsin

Endress+Hauser 2011: **Endress+Hauser Ges.m.b.H**; Technische Information: Proline Promass 83A TI054D, Proline Promass 83F TI101D; Wien

Fenzl 2011: **Fenzl T.**; Auswirkung von NaOH auf die Effizienz des NH₃/H₂O Absorptionswärmepumpenprozesses; Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Hannl 2011: **Hannl D.**; Diplomarbeit: Experimentelle Analyse einer NH₃/H₂O-Absorptionswärmepumpe für die solare Kühlung; Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Ibrahim, Klein 1993: **Ibrahim O. M., Klein S. A.**; Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures; ASHRAE Transactions; Paper CH-93-21

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

Mersmann et al. 2005: **Mersmann A., Kind M., Stichlmair J.**; Thermische Verfahrenstechnik: Grundlagen und Methoden; Springer Verlag; Berlin Heidelberg New York; ISBN 3-540-28052-9

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

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

PC19, 2011: PinkChiller **PC19**, Pink GmbH; Gerätespezifische Datenblätter; Langenwang

Samson 2012: **Samson AG** Mess- und Regeltechnik; Technische Information: Regler und Regelstrecken L102; Frankfurt am Main

Westermann 2005: **Westermann T.**; Mathematik für Ingenieure mit Maple; Band 1; 4. Auflage; Springer Verlag; Berlin Heidelberg New York; ISBN 3-540-26715-8

ANHANG

Erweiterte und angepasste Messwertliste (Hannl 2011, S. 32)

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	m ³ /h	0-5	A3-1 / 30	Analog In 1
V_cold	MID	mA	4-20	m ³ /h	0-6	A3-1 / 30	Analog In 2
V_cool	MID	mA	4-20	m ³ /h	0-8	A3-1 / 30	Analog In 3
V_cool_CON	MID	mA	4-20	m ³ /h	0-4	A3-1 / 30	Analog In 4

Anhang

Erweiterte und angepasste Messwertliste (Fortsetzung)

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
LV_RAC	Reedkontaktkette			%		E-Reader	Analog In 3
LV_SAC	Reedkontaktkette			%		E-Reader	Analog In 4
LV_STH	Reedkontaktkette			%		E-Reader	Analog In 5
P_PMP	Spannungssignal	V	0-10	%		E-Reader	Analog In 8
P_el_AKA	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
FU_hot_in	Analoger Ausgang	V	0-10			A9-1 / 40	Analog Out 4
Erweiterungen:							
rho_ref_CON_out	Coriolis	Hz	0-1000	kg/m ³		E-Reader	Digital I/O 5
rho_pso_SHX_out	Coriolis	mA	0-20	kg/m ³		Datalogger	-