

Harald Leibetseder, BSc.

Experimentelle Analyse einer Absorptions/Kompressions- Wärmepumpe

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

DI. David HANNL
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

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

Graz, im Dezember 2014

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG *AFFIDAVIT*

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

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

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Experimentelle Analyse einer Absorptions/Kompressions Wärmepumpe

Autor: Harald LEIBETSEDER, BSc

1. Stichwort: Betriebsverhalten
2. Stichwort: Ammoniak/Lithiumnitrat
3. Stichwort: Hochtemperaturwärmepumpe

Im Zuge dieser Masterarbeit wurde eine „hybride“ Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe, die für Hochtemperaturanwendungen über 100 °C und eine Heizleistung im Nennbetriebspunkt von max. 20 kW ausgelegt ist, am Prüfstand vermessen. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt in der experimentellen Analyse der verwendeten Komponenten. Eine Besonderheit ist das verwendete Arbeitsstoffgemisch bestehend aus Ammoniak (NH₃) und Lithiumnitrat (LiNO₃), welches bisher nicht in der Praxis in Wärmepumpen als Arbeitsmedium verwendet wird.

Die hybride Wärmepumpe ist auf Basis der Osenbrück-Schaltung konzipiert. Die Effizienz und der Betriebsbereich des Funktionsmusters konnte durch eine zweistufige Kompression und zusätzliche Wärmetauscher gesteigert werden. Der wesentliche Vorteil der hybriden Wärmepumpe ist, dass hohe Senktemperaturen bei geringen Systemdrücken erreicht werden können.

Im Rahmen der Arbeit wurde nach der Inbetriebnahme und Optimierung der Regelung der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe eine Messmatrix erstellt, die durch Variation der Betriebsparameter alle wesentlichen Betriebspunkte beinhaltet. Dabei wurden alle relevanten Temperaturen, Drücke, Massenströme, etc. an der Anlage gemessen und deren Verhalten während des Betriebs aufgezeichnet und ausgewertet.

Im Zuge der Vermessung der Anlage wurden die verschiedenen Messreihen aufgezeichnet und ausgewertet. Zu den aus den Messdaten berechneten Ergebnissen zählen unter anderem die Wärmeleistungen an den Wärmetauschern sowie die COP-Werte, Wirkungsgrade der Kompressoren und Effizienzen der Wärmetauscher. Die Wärme- und Stoffübertragung im Absorber und Desorber wurden detailliert analysiert. Die Auswertung ergab geringere COP-Werte als in vorangegangenen Simulationen berechnet wurden. Ein Grund dafür sind die mäßigen Wirkungsgrade der Kompressoren, die sich unter anderem aus den hohen Wärmeverlusten ergeben. Ein weiterer Grund ist der nicht ideale Absorptionsprozess im Absorber. Eine geringere Wärmeübertragung im Wärmetauscher sowie eine schlechte Durchmischung des Arbeitsstoffgemischs im Plattenwärmetauscher beeinträchtigen den Ablauf der Absorption. Mit Hilfe der gewonnen Erkenntnisse konnte ein bestehendes Simulationsmodell überprüft und modifiziert werden.

ABSTRACT

Title: Experimental Analysis of an Absorption/Compression Heat Pump

Author: Harald Leibetseder, BSc

1st keyword: operating performance

2nd keyword: ammonia/lithium nitrate

3rd keyword: high temperature heat pump

Within the framework of this master thesis a „hybrid“ absorption/compression heat pump is characterized by means of measurement of a test rig. This heat pump is designed for high-temperature application above 100 °C and a heating power of a maximum of 20 kW. The focus of this thesis lies in the experimental analysis of the components used. A special feature is the used working pair consisting of ammonia (NH₃) and lithium nitrate (LiNO₃), which has not yet been used in practice as a working medium in an absorption/compression heat pump.

The hybrid heat pump cycle is based on the Osenbrück cycle. The efficiency and the operating range of the prototype model have been improved by a two-stage compression and additional heat exchanger in the cycle. The main advantage of the hybrid heat pump is that high heat sink temperatures can be achieved at low system pressure levels.

In this thesis, after commissioning and optimization of the system control of the absorption/compression heat pump, a list of different operating conditions, has been set up which considers all major operating parameters. All relevant temperatures, pressures, mass flows, and other parameters have been measured at the prototype and their behavior during operation has been recorded and investigated.

In terms of evaluating the prototype, the different series of measurements have been plotted in characteristic maps and analyzed in detail. Results calculated from the measured data are, among others, the heat transferred in of the heat exchangers and the COP value, the efficiency of the compressors and the effectiveness of the heat exchanger. The heat and mass transfer in the absorber and desorber were investigated in detail. The analyses show lower COP values compared to expected values calculated in previous simulations. One reason for this is the moderate efficiencies of the compressors because of the high heat losses at the component. Another reason is the non-ideal absorption process in the absorber. A low heat and mass transfer coefficient and poor mixing of the liquid solution and the gaseous refrigerant in the plate heat decrease affect the operations of absorption. Using the acquired data, the existing simulation model has been revised and modified.

VORWORT

Diese Arbeit entstand im Rahmen des Projekts "HyPump", das aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen des Programms „ENERGY MISSION AUSTRIA“ durchgeführt wird. Die Analyse der hybriden Wärmepumpe wurde im Versuchslabor des Instituts für Wärmetechnik zwischen Mai und Oktober 2014 durchgeführt.

Ich möchte mich hiermit bei Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. René Rieberer für die Ermöglichung der Arbeit bedanken. Ein spezieller Dank gilt auch DI David Hannl für sein außerordentliches Engagement im Zuge der Betreuung meiner Diplomarbeit. Ein herzliches Dankeschön auch allen anderen Mitarbeitern des Instituts für Wärmetechnik für die gute Zusammenarbeit und die fachlichen Ratschläge.

Besonders möchte ich mich auch bei meiner Familie bedanken, die mir mein Studium überhaupt erst ermöglichte und mir immer unterstützend zur Seite stand. Bedanken möchte ich mich auch bei meiner Freundin, die alle Höhen und Tiefen während meines Studiums mit mir durchstand. Vielen herzlichen Dank!

Graz, 16.12.2014

Harald Leibetseder

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
2	<u>GRUNDLAGEN</u>	3
2.1	Prinzip der Wärmepumpe	3
2.2	Kompressionswärmepumpe	3
2.3	Absorptionswärmepumpe	4
2.4	Hybride Wärmepumpe	5
2.5	Prozessführung	9
2.6	Absorptions/Desorptionsprozess	11
2.6.1	Lösungswärme und Lösungsunterkühlung	11
2.7	Lorenzprozess	13
2.8	Das Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat	14
2.9	Kennzahlen	17
3	<u>VERSUCHSAUFBAU</u>	19
3.1	Prozessschema	19
3.1.1	Prüfstands Aufbau	22
3.1.2	Absorber	23
3.1.3	Einstufiger Betrieb	25
3.2	Hydraulische Kreisläufe	25
3.3	Sicherheitseinrichtungen	27
3.4	Umbauarbeiten Lösungsdruckdrossel	28
4	<u>MESS- UND REGELTECHNIK</u>	29
4.1	Messgeräte	29
4.1.1	Druckmessung	29
4.1.2	Temperaturmessung	30
4.1.3	Massenstrommessung	33
4.1.4	Volumenstrommessung	34
4.1.5	Energiemessung	34
4.1.6	Füllstandmessung	34
4.2	Steuerungseinrichtungen	35
4.2.1	Dreiwegeventil	35
4.2.2	Expansionsventil	36
4.2.3	Frequenzumrichter	37
4.2.4	Strangreguliertventil	37
4.3	Regelung	37
4.4	Bedien- und Messebene	39
4.4.1	Abgeleitete Messgrößen	42
4.5	Messunsicherheit	43
5	<u>MESSERGEBNISSE</u>	46
5.1	Messmatrix	46
5.2	Kompressoren	47

5.2.1	Niederdruck-Kompressor	49
5.2.2	Hochdruckkompressor	52
5.2.3	Kompressoren-Wirkungsgrade	55
5.3	Desorber	56
5.4	Absorber	58
5.4.1	Temperaturspreizung der Wärmesenke	61
5.5	Variation des Volumenstroms der Wärmequelle und -senke	62
5.6	Sonstige Wärmetauscher	65
5.6.1	Gaskühler	65
5.6.2	Lösungswärmetauscher	68
5.6.3	Desuperheater	70
5.7	Leistungszahlen	71
5.8	Weitere Betriebsarten	72
5.8.1	Betrieb mit Gasbypass zum Desorber	72
5.8.2	Einstufiger Betrieb	73
5.8.3	Messreihe mit angepasstem Temperaturgleit	74
5.9	Betriebserfahrungen	76
5.10	Kompressorschaden Niederdruckverdichter	78
6	<u>VERGLEICH MIT SIMULATION IN EES</u>	80
7	<u>SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK</u>	83
8	<u>LITERATUR</u>	85
9	<u>ABBILDUNGSVERZEICHNIS</u>	88
10	<u>ANHANG</u>	90
	Quellcode EES	90
	Messwertliste der hybriden Wärmepumpe	97
	Messergebnisse	99

Abkürzungsverzeichnis (Nomenklatur & Indizes)

atm	atmosphäre	atmosphere
ABS	Absorber	absorber
AUX	Gaskühler	auxiliary heat exchanger
AWP	Absorptionswärmepumpe	absorption heat pump
c_p	spezifische Wärmekapazität	specific heat capacity
DES	Desorber	desorber
COP	Leistungszahl	coefficient of Performance
el	Elektrisch	electrical
FU	Frequenzumformer	frequency changer
h	Enthalpie	enthalpy
HD,HP	Hochdruck	high pressure
HPC	Hochdruckkompressor	high pressure compressor
in	Einlass	inlet
KWP	Kompressionswärmepumpe	compression heat pump
I	Lösungswärme	solvent heat
L	Wärmetönung bzw. Füllstand	heat tint or liquid level
LiNO ₃	Lithiumnitrat	lithiumnitrate
LMP	Lösungsmittelpumpe	solution pump
LPC	Niederdruckkompressor	low pressure compressor
max	Maximum	maximum
MID	Magn. Indukt. Durchflussmesser	electromagnetic flowmeter
min	Minimum	minimum
MP	Messpunkt	measuring point
MSAC	Sammelbehälter der reichen Lösung auf Niederdruckniveau	Middle solution accumulator
ND, LP	Niederdruck	low pressure
NH ₃	Ammoniak	ammonia
out	Auslass	outlet
p	Druck	pressure
P_{el}	Elektrische Leistung	electrical power
PSAC	Sammelbehälter der armen Lösung	poor solution accumulator
PSO	arme Lösung	poor solution
r_{ref}	Kondensationswärme	heat of condensation
R717	Kältemittel Ammoniak	refrigerant ammonia
RSAC	Sammelbehälter der reichen Lösung	rich solution accumulator
RSO	reiche Lösung	rich solution
RTH	Kältemitteldrossel	refrigerant throttle
s	Entropie	standard deviation
SHX	Lösungswärmetauscher	solution heat exchanger
snk	Wärmesenke	heat sink
src	Wärmequelle	heat source
STH	Lösungsdrossel	solution throttle
SUP	Enthitzerwärmetauscher	desuperheater
t	Temperatur	temperature
u	Messunsicherheit	uncertainty in measurement
\dot{m}	Massenstrom	mass flow rate

Q	thermische Leistung	heat capacity
\dot{V}	Volumenstrom	volume flow rate
η	Wirkungsgrad	efficiency faktor
ρ	Dichte	density
φ	Betriebscharakteristik	operation characteristic
ξ, x	Konzentration	concentration

1 EINLEITUNG

Einführung

Energie ist für die Menschheit schon seit sehr langer Zeit ein wichtiges Bedürfnis zum Überleben. In allen vier Lebensbereichen (Nahrung, Wärme, Arbeit und Verkehr) wird Energie in verschiedenen Formen verwendet.

In den vergangenen Jahrhunderten änderten sich stetig die Energiequellen. Es wurden immer wieder neue Quellen entdeckt, die andere ersetzen oder deren Bedeutung sich mit der Zeit änderten. Früher war Holz der wichtigste Energielieferant bis die Entdeckung von Kohle und deren Nutzung Holz verdrängte. Heutzutage ist Öl das „Lebenselixier“ der modernen Menschen. Dieses gehört zu der Gruppe der fossilen Brennstoffe, wozu auch Kohle und Erdgas zählen.

Das Grundproblem der fossilen Energieträger ist ihre Endlichkeit, umweltschädigende Wirkung und ungleiche Verteilung auf der Erde. Daraus folgte in den letzten Jahren eine globale Energiekrise, die nun mit verschiedenen Lösungsansätzen gelöst werden soll.

Weltweit werden neue Energiequellen und effizienzsteigernde Maßnahmen erforscht und entwickelt. Ein Lösungsansatz ist die Verwendung von Wärmepumpen. Dieses Prinzip ist schon seit langer Zeit bekannt und wird stetig weiterentwickelt und erprobt. (Wesselak et al., 2013)

In Abbildung 1.1 ist die Marktentwicklung der Wärmepumpe zu sehen. Der starke Anstieg der in Betrieb befindlichen Anlagen in den 80er Jahren lässt sich auf die Energiekrise zurückführen. Es ist technisch und wirtschaftlich viel einfacher Wärme durch Verbrennung von fossilen Brennstoffen zu erzeugen. Brennstoffe können unabhängig vom Einfluss der Umwelt Energie freisetzen. Im Vergleich dazu bezieht die Wärmepumpe die Energie aus einer Wärmequelle wie Luft, Wasser, Erdreich, Abwärme und elektrischen Strom für den Antrieb. Trotz der hohen Investitionskosten für die Wärmepumpe wird diese trotzdem im privaten und industriellen Bereich vermehrt eingesetzt.

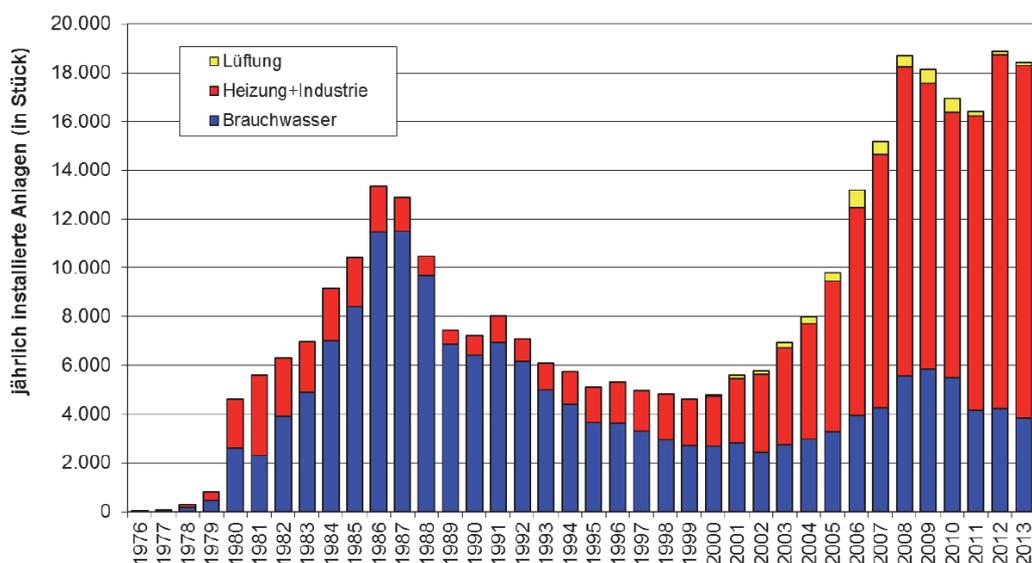


Abbildung 1.1 Marktentwicklung der Wärmepumpe in Österreich (Biermayr et al., 2013)

Ziel der Diplomarbeit

Im Rahmen der Diplomarbeit wurde eine hybride Wärmepumpe experimentell untersucht. Das Besondere an der Anlage ist die Kombination aus Kompressions- und Absorptionswärmepumpe und das Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat. Ziel der Arbeit ist das Betriebsverhalten der hybriden Wärmepumpe zu bestimmen und die Leistungsdaten der Wärmepumpe aufzuzeichnen. Die erreichbare thermische Leistung der Wärmepumpe liegt bei bis zu 20 kW, der Prozess erreicht eine Wärmesenken-Austrittstemperatur von über 100 °C. Die theoretische Untersuchung des Prozesses in Simulationen sowie die Konstruktion und der Aufbau des Prüfstands wurde in vorangegangenen Diplomarbeiten behandelt. (Rabensteiner, 2012; Erkingler 2014)

Gliederung der Arbeit

In Kapitel 2 „Grundlagen“ werden alle wesentlichen Theoriegrundlagen beschrieben. Zu Beginn werden die Kompressions- und Absorptionswärmepumpe erläutert, die als Basis für die im Anschluss behandelte hybride Wärmepumpe gelten. Es werden dabei die Prozesse schematisch dargestellt und die Wirkungsweisen der einzelnen Typen beschrieben. In weiterer Folge werden Teilprozesse speziell für die hybride Wärmepumpe, thermodynamische Eigenschaften und Besonderheiten im Betrieb gezeigt. Am Ende des Kapitels wird das Arbeitsstoffgemisch mit den physikalischen, thermodynamischen und chemischen Eigenschaften beschrieben und verschiedene Kennzahlen definiert.

Der Versuchsaufbau wird in Kapitel 3 beschrieben. Es wird der grundsätzliche Aufbau des Prüfstands durch ein Prozessschema erklärt. Dies soll ein besseres Verständnis der Funktion und Arbeitsweise der hybriden Wärmepumpe vermitteln. Dazu werden einzelne Kreisläufe mit den angeschlossenen Bauteilen und ablaufenden Prozessen erklärt. Zusätzlich werden Funktionen der Sicherheitseinrichtungen beschrieben, die für einen sicheren Betrieb am Versuchsstand notwendig sind.

Das Kapitel 4 beschreibt alle Mess- und Steuergeräte, die im Prüfstand verwendet werden. Es werden dabei die physikalischen Prinzipien und der Aufbau von einzelnen Sensoren und Aktoren erklärt. Die Regelung der Anlage erfolgt durch ein Programm in LabView. Der Aufbau der verwendeten Software und die möglichen Einstellparameter werden in diesem Abschnitt gezeigt.

Die Messergebnisse der Anlage werden in Kapitel 5 genau erklärt. Dabei werden zu Beginn die Messreihen erläutert. Es wird auf die einzelnen Komponenten mit den aufgezeichneten Messwerten eingegangen und am Ende das ganze System bewertet. Zusätzlich werden spezielle Kennfelder und Verhalten der hybriden Wärmepumpe variierte Betriebsbedingungen beschrieben.

Am Ende der Diplomarbeit werden in Kapitel 6 die Messergebnisse mit den Simulationsergebnissen verglichen. Das Simulationsmodell wurde mit dem Programm EES (2014) in vorausgegangenen Arbeiten erstellt. Kapitel 7 fasst die durchgeführten Arbeiten zusammen und liefert einen Ausblick und Verbesserungsmöglichkeiten mit.

2 GRUNDLAGEN

In diesem Kapitel werden alle wesentlichen technischen Grundlagen zum Themenschwerpunkt hybride Wärmepumpe beschrieben. Zu Beginn wird kurz die Funktionsweise des Kompressions- und Absorptionswärmepumpenprozesses und anschließend die Kombination der hybriden Wärmepumpe erläutert. Des Weiteren werden die Prozessführung, das Arbeitsmedium und die Kennzahlen detailliert beschrieben.

2.1 Prinzip der Wärmepumpe

Das physikalische Prinzip einer Wärmepumpe ist seit mehr als 100 Jahren bekannt. Dabei wird Wärme von niedrigen Temperaturniveaus durch Zuführen von mechanischer Energie oder Wärme auf höhere Temperaturniveaus gehoben. Zu Beginn wurde der Wärmepumpenprozess vorrangig für Kühlzwecke verwendet aber stetig technisch weiterentwickelt. Der Durchbruch als Wärmepumpe kam erst in den letzten Jahrzehnten mit dem vermehrten Schutz der Umwelt durch die Reduktion von Kohlendioxid-Emissionen und mit der Möglichkeit wirtschaftlich zu heizen. (Rietschel, 2005)

Die Wärmepumpe dient, wie der Name schon andeutet, zum Heizen von Gebäuden oder zum Erwärmen von Nutzwasser. Nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik fließt Wärmeenergie immer vom höheren zum niedrigeren Temperaturniveau. Durch den Einsatz von höherwertiger Energie wie zum Beispiel der elektrischen Energie kann diese Wärmeenergie in der Wärmepumpe auf ein höheres Temperaturniveau gehoben werden. (Cube et al., 1997)

2.2 Kompressionswärmepumpe

Die häufigsten Wärmepumpentypen, die heutzutage eingesetzt werden, sind Kompressions-Wärmepumpen, die auf Basis des Kaltdampfprozesses arbeiten. Es wird dabei Wärme von einem niedrigen auf ein höheres Temperaturniveau angehoben. Für den linksläufigen Kreisprozess wird mechanische Arbeit durch einen Kompressor in das System eingebracht. Dieser thermodynamische Kreislauf entspricht dem Evans-Perkins-Prozess, der als Vergleich herangezogen wird. (Bollin, 2009)

In Abbildung 2.1 ist das Schaltschema einer Kompressionswärmepumpe dargestellt. Im Zustand 1 liegt überhitztes Kältemittel auf Niederdruckniveau vor. Durch eine Überhitzung am Verdampferaustritt wird gegebenenfalls sichergestellt (nicht in Abbildung 2.1 dargestellt), dass das Kältemittel vollständig verdampft ist und der Kompressor nicht durch Flüssigkeitsschläge Schaden nimmt. Vom Zustand 1 auf 2 wird das Gas auf Hochdruckniveau gehoben. Die Verdichtung des Kältemittels im Kompressor erfolgt durch Zuführung von elektrischer bzw. mechanischer Energie. Im Idealfall erfolgt die Kompression isentrop und damit reversibel. Von Punkt 2 auf 3 wird das Kältemittel im Kondensator zuerst auf die Taupunkttemperatur abgekühlt und anschließend vollständig verflüssigt. Die Kondensationswärme wird an die Wärmesenke abgegeben und bei Heizanwendung auch als Nutzwärme bezeichnet. Im nächsten Schritt wird das flüssige Kältemittel durch die Drossel auf Niederdruck zu Zustand 4 entspannt, wobei bereits eine Teil des flüssigen Kältemittels verdampft. Im Verdampfer wird die restliche flüssige Phase durch Zuführung von Wärme vollständig verdampft und der Kreislauf beginnt von Neuem. Die zugeführte Verdampfungswärme kann aus unterschiedlichen Energiequellen, wie zum Beispiel Erdreich, Abwärme, Umgebungsluft oder Ähnlichem kommen.

2 Grundlagen

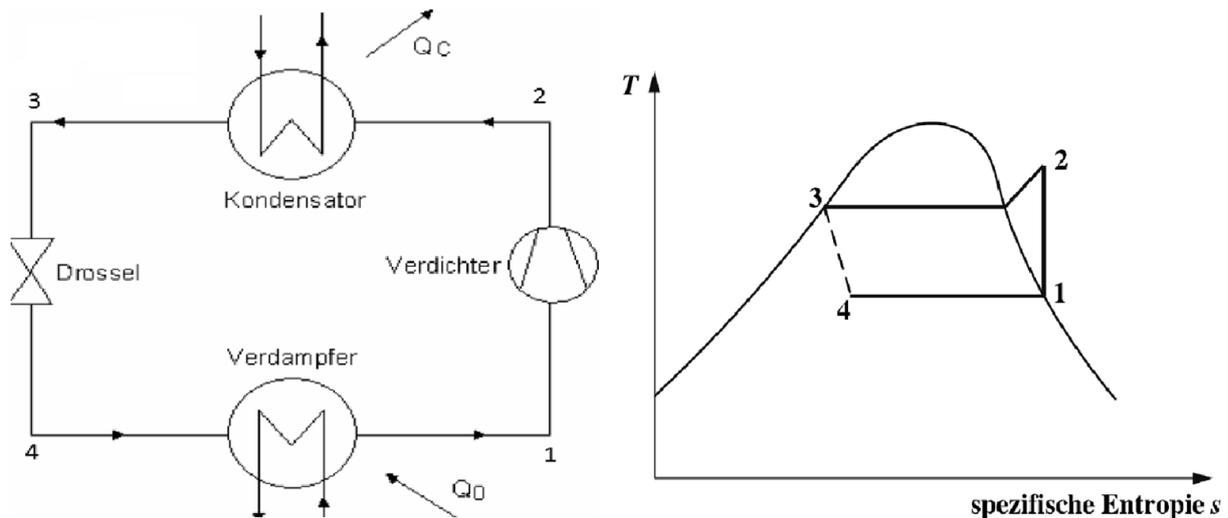


Abbildung 2.1 Schaltschema und Kreislauf einer Kompressionswärmepumpe (Rieberer et al., 2011) und (Rietschel, 2005)

Kompressionswärmepumpen werden heutzutage in einem großen Temperatur- und Leistungsbereich und mit unterschiedlichen Kältemitteln am Markt verkauft. Es werden kleine Wärmepumpen mit einer geringen Heizleistung für ein Einfamilienhaus bis zu Industriewärmepumpen mit einigen MW thermischer Leistung angeboten. (Friothers, 25.9.2014)

2.3 Absorptionswärmepumpe

Die Absorptionswärmepumpe (AWP) arbeitet sehr ähnlich wie die Kompressionswärmepumpe. Große Unterschiede zwischen den beiden Pumpenarten liegen in der Art der Verdichtung und in den Betriebsmedien. In einer Absorptionswärmepumpe wird die mechanische Kompression durch einen thermischen Verdichter ersetzt. Dieses Prinzip erfordert ein Zweistoffsystem, das sich aus einem Kältemittel (Sorbit) und einem Lösungsmittel (Sorbens) zusammensetzt.

Die Druckerhöhung des Lösungsmittels erfolgt bei einer Absorptionpumpe durch eine Pumpe anstatt eines Verdichters. Der elektrische Energieverbrauch des Pumpvorgangs ist nur ein Bruchteil dessen, welcher bei der Kompression notwendig wird. Allerdings wird für den Prozess zusätzlich thermische Energie benötigt. Der Bereich des reinen Kältemittelkreislaufs mit den Komponenten Kondensator, Drossel und Verdampfer ist ident mit dem des Kompressionskreislaufs. Die mechanische Verdichtung des Kältemittels wird jedoch wie erwähnt durch Absorption/Desorption und den Lösungsmittelkreislauf ersetzt. (Cube et al., 1997)

Der Absorptionskreislauf ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Im Austreiber (Desorber) wird das gebundene Kältemittel durch Zuführen von thermischer Energie auf hohem Temperaturniveau (z.B. Solarwärme, Abgase) aus der reichen bzw. angereicherten Lösung ausgetrieben. Das gasförmige Kältemittel wird im Kondensator verflüssigt und mit einer Drossel auf Niederdruck entspannt. Im Verdampfer wird das Kältemittel durch Zuführung von Wärme großteils wieder in den gasförmigen Zustand verdampft und anschließend weitergeleitet zum Absorber. Die arme Lösung, die eine geringe Menge an Kältemittel gelöst hat, wird wie das Kältemittel vom Desorber kommend durch eine Drossel, auf Niederdruck entspannt und dem Absorber zugeführt. Durch Absorption des gasförmigen Dampfes nach dem Verdampfer wird das Kältemittel bei gleichzeitiger Wärmeabfuhr auf mittlerem Temperaturniveau in der Lösung gelöst, welche nun wieder als reiche Lösung gilt. Die reiche Lösung wird durch eine Pumpe auf Hochdruckniveau gehoben und anschließend wieder dem Desorber zugeführt.

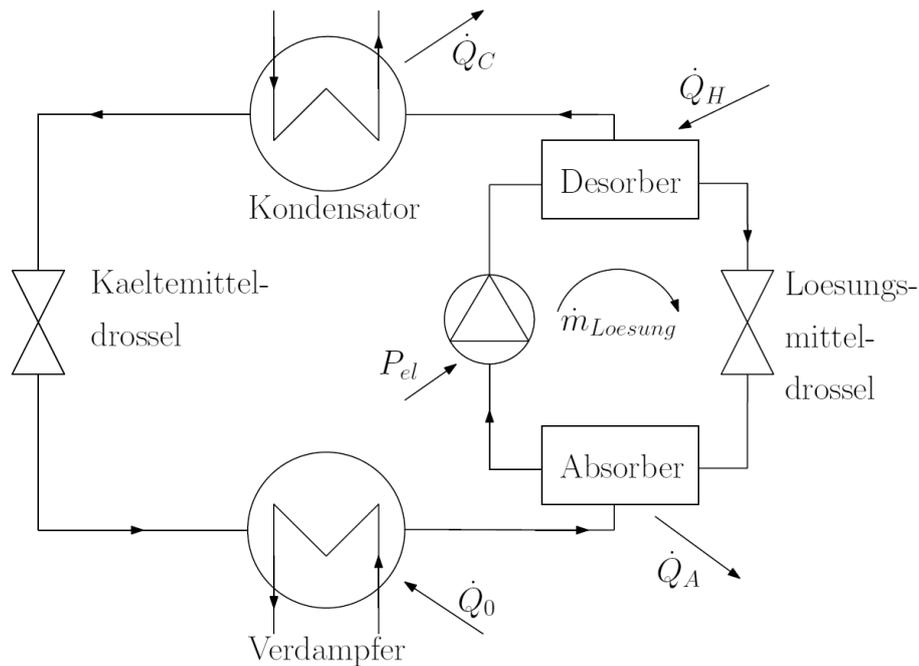


Abbildung 2.2 Schaltschema einer Absorptionswärmepumpe (Rieberer et al., 2011)

Absorptionswärmepumpen wurden in den letzten Jahren beispielsweise für gasbefeuerte Heizungen entwickelt. Ziel ist dabei die Effizienzsteigerung der Brennwerttechnik durch einen höheren Ausnutzungsgrad der zugeführten Brennstoffleistung. Dies soll durch die Nutzung zusätzlicher Umgebungsenergie für die Verdampfung in der Absorptionswärmepumpe erreicht werden. (Moser, 2008) Erste Anlagen, die im industriellen Einsatz sind und eine thermische Leistung von bis zu 1,2 MW aufweisen, kommen von der Firma hybrid Energy. (Hybrid Energy, 27.11.2014).

2.4 Hybride Wärmepumpe

Die Kombination einer Kompressions- und Absorptionswärmepumpe wird auch hybride Wärmepumpe genannt. In Abbildung 2.3 ist das Grundschemata, welches schon 1895 von Osenbrück patentiert unter dem Titel „Kompressions-Wärmepumpe mit Lösungskreislauf“ erschien, dargestellt. Die hybride Wärmepumpe wird bis heute hauptsächlich experimentell untersucht. Erst mit der Energiekrise in den 70er Jahre stieg das Interesse an alternativen Kreisläufen wieder an (Ziegler, 1991)

Die hybride Wärmepumpe entsteht durch die gleichzeitige Verwendung eines Kältemittelkompressors (Kompressionswärmepumpe) und eines Zweistoffsystems (Absorptionswärmepumpe) mit Absorption und Desorption anstelle von Kondensation und Verdampfung. Dabei wird versucht die Vorteile beider Systeme zu nutzen und die Nachteile zu verringern.

2 Grundlagen

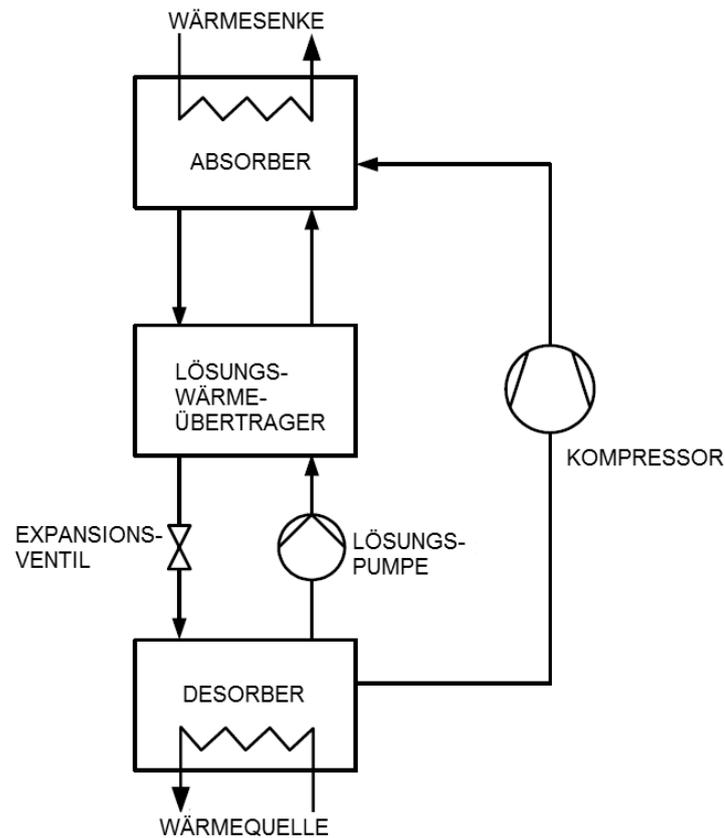


Abbildung 2.3 Osenbrück-Kreislauf (in Anlehnung an Nordvedt, 2005, S. 19)

In Abbildung 2.4 ist der schematische Prozess der hybriden Wärmepumpe für das Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat dargestellt. Im Desorber wird durch Wärmezufuhr das Kältemittel aus der reichen Lösung ausgetrieben. Die Wärmezufuhr erfolgt durch Wärmeübertragung von einer Wärmequelle. Durch das Austreiben des Kältemittels aus der reichen Lösung ist nach dem Desorber nur mehr eine geringe Menge an Kältemittel in der flüssigen Phase gelöst, diese wird daher auch arme Lösung genannt. Beide Medien werden durch eine Pumpe und einen Kompressor auf das Hochdruckniveau gehoben. Im Absorber wird nun das gasförmige Kältemittel mittels Absorption vom Lösungsmittel aufgenommen und die entstehende Wärme an die Wärmesenke abgegeben. Die reiche Lösung wird durch eine Drossel wieder auf Niederdruckniveau entspannt und dem Desorber zugeführt. Ein interner Lösungswärmetauscher zur Wärmeübertragung zwischen der reichen und armen Lösung steigert die Effizienz der Wärmepumpe.

2 Grundlagen

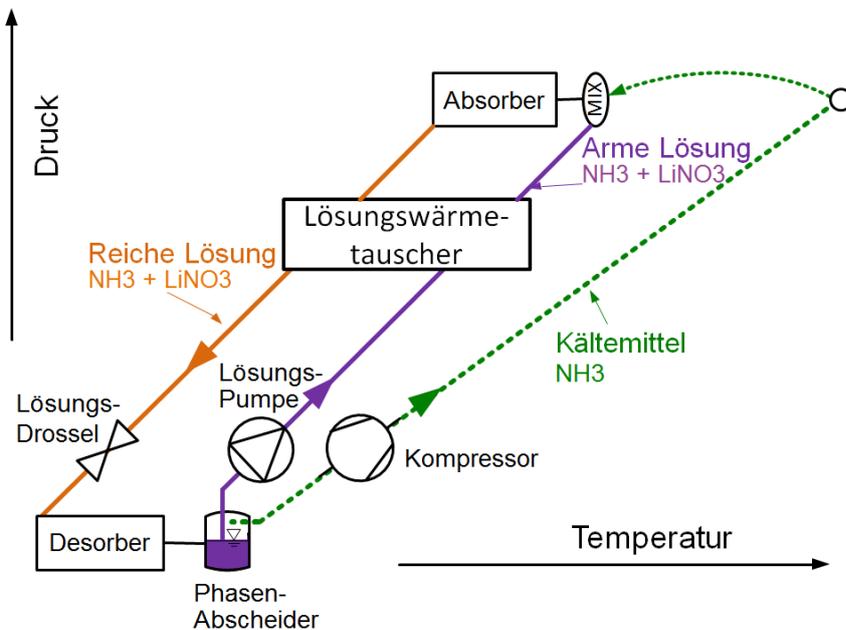


Abbildung 2.4 Schematische Darstellung eines hybriden Wärmepumpenprozesses (Erkinger, 2014)

In Abbildung 2.5 ist die für den Prüfstand modifizierte Osenbrück-Schaltung für Hochtemperaturanwendung dargestellt. Zusätzlich zum Lösungswärmetauscher ist die Verdichtung zweistufig mit jeweils vorgeschalteten Gaskühlern aufgebaut. Letztere bewirken eine wesentliche Senkung der Kompressorausstrittstemperaturen des Prozesses. Eine weitere Effizienzsteigerung wird durch den Gaswärmetauscher (Desuperheater) nach dem Hochdruckkompressor und einen zweiten Lösungswärmetauscher für die Zwischenkühlung erreicht. Nach dem Niederdruckkompressor wird die Wärme des überhitzten Kältemittels somit zuerst an die Lösung abgegeben und anschließend im Gaskühler weiter abgekühlt. Die Gaskühler werden durch die abgekühlte Wasserquelle nach dem Desorber durchflossen. Der Desuperheater nützt die hohe Verdichterausstrittstemperatur nach der zweiten Kompressionsstufe um die Temperatur der Wärmesenke zu erhöhen.

Nach dem Desorber und Absorber sind Sammelbehälter im Kreislauf eingebaut. Diese dienen als Pufferspeicher für die Lösung und zur Separation der Phasen. Der Hochdrucksammelbehälter bewirkt zusätzlich eine bessere Durchmischung der Lösung nach dem Absorber und daraus resultierend eine gleichmäßigere Lösungskonzentration. Der Niederdrucksammelbehälter hat die Hauptaufgabe der sicheren Trennung der Lösung und des Kältemittels. Im Anschluss an die Lösungs-drossel ist eine Gas-Bypassleitung eingebaut. Nach der Expansion auf Niederdruckniveau verdampft ein Teil des gelösten Kältemittels und kann über diese Bypassleitung direkt in den Niederdrucksammelbehälter geleitet werden.

Für einen reibungslosen Betrieb der beiden Kompressoren müssen diese mit Öl geschmiert werden. Dadurch gelangt Öl in den Kältemittelkreislauf und muss kontinuierlich wieder abgeschieden werden. Die Abscheidung erfolgt vor dem Absorber durch einen Ölabscheider. Anschließend wird das Öl wieder zu den Kompressoren zurückgeleitet. Für einen einstufigen Betrieb ist zusätzlich eine Niederdruckkompressor-Bypassleitung beginnend nach dem Gaskühler 1 bis vor dem Hochdruckkompressor eingebaut. Durch diese Leitung wird der Niederdruckkompressor aus dem Kreislauf genommen und der Prüfstand kann mit nur einem Verdichter betrieben werden.

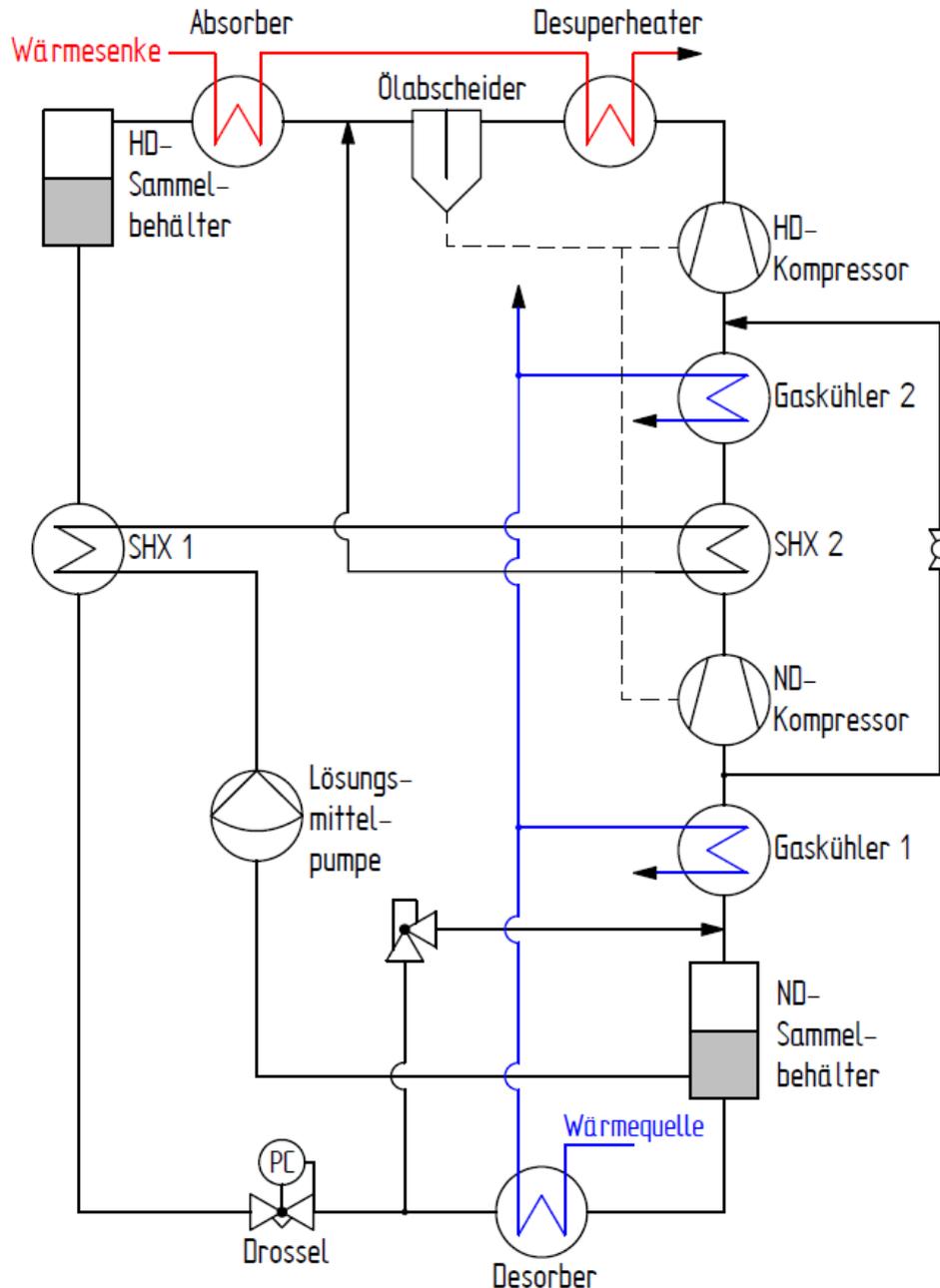


Abbildung 2.5 für den Prüfstand modifizierte Osenbück-Schaltung für Hochtemperaturanwendung

Die Vorteile der hybriden Wärmepumpe sind:

- Höhere Wärmesenkentemperaturen bei geringeren Drücken als bei konventionellen Kompressionswärmepumpen mit gleichem Kältemittel
- Eignung für Anwendungen mit großen Temperatur- und Leistungsbereichen

Prinzipiell eignen sich hybride Wärmepumpen für den Einsatz bei hohen Temperaturen wegen der gleichzeitig niedrigeren Systemdrücke. Im Vergleich zu Kompressionswärmepumpen sind diese zwar teurer in der Anschaffung, jedoch besitzen hybride Systeme eine um etwa 12 % höhere Leistung bei gleichem Temperaturhub. (Wu et al., 2014) Eine mögliche Erklärung ist die höhere Lösungswärme im Vergleich zur Kondensationswärme bei einer Kompressionswärmepumpe.

2.5 Prozessführung

Die Vorteile der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe können am Besten im Lösungsfeld dargestellt werden. Das Lösungsfeld wird in einem $\log(p)$ - $(-1/T)$ -Diagramm (Raoult'sche Darstellung) abgebildet und zeigt in der vereinfachten Form Eintritts- und Austrittstemperatur der Lösung von Absorber und Desorber bei gesättigtem Zustand mit den dazu gehörigen Lösungskonzentrationen und Drücken. Die Systemparameter sind voneinander abhängig und bieten daher einen großen Spielraum für die Einstellungen. Dieser Betriebsbereich ist größer als bei Kompressionswärmepumpen und bietet eine bessere Regelbarkeit hinsichtlich Temperatur- und Leistungsschwankungen.

In Abbildung 2.6 bis Abbildung 2.8 ist das Lösungsfeld eines Ammoniak/Wasser Gemisches dargestellt. Der Einfluss der Systemparameter und deren Auswirkungen werden in den Abbildungen grafisch dargestellt.

In Abbildung 2.6 sind die Drücke von Absorber und Desorber konstant. Durch eine Veränderung der Konzentration kann das Lösungsfeld zu höheren oder niedrigeren Temperaturen von Wärmequelle und Wärmesenke verschoben werden. Beispielsweise durch Hinzufügen von Ammoniak in das System verschiebt sich der Prozess nach links zu niedrigeren Temperaturen bei gleichbleibendem moderatem Hochdruck von 20 bar. In Kompressionswärmepumpen mit Ammoniak als Kältemittel sind die Temperaturen der Wärmesenke meist bedingt durch die hohen Systemdrücke auf deutlich unter 100°C begrenzt.

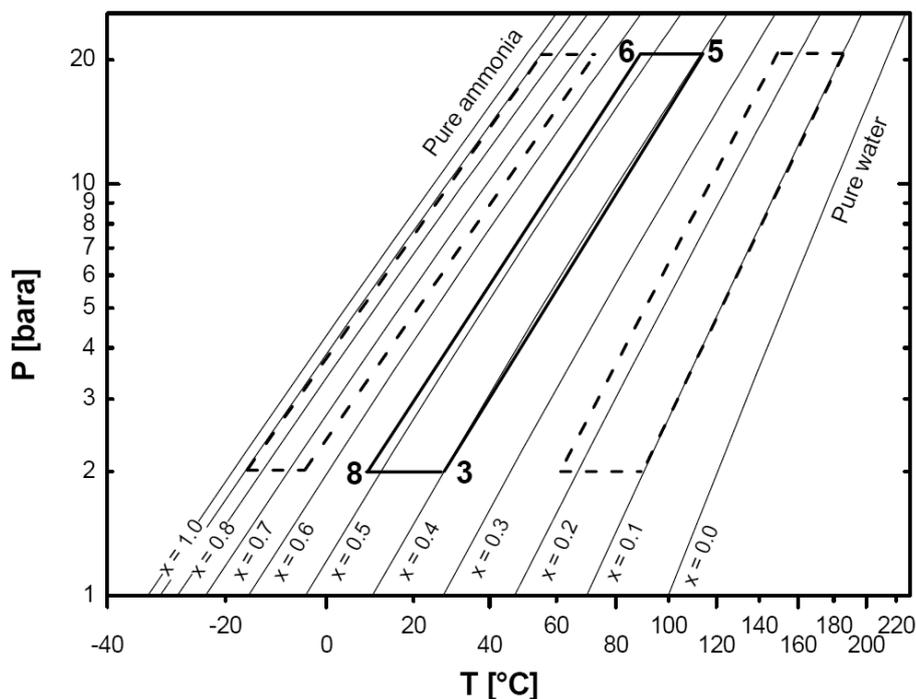


Abbildung 2.6 Temperaturregelung bei konstanten Drücken (Nordtvedt, 2005)

In Abbildung 2.7 sind die Temperaturen der Wärmesenke und Wärmequelle konstant gehalten und somit indirekt auch annähernd die Temperaturspreizung an den Wärmetauschern. Durch eine Erhöhung des Nieder- und Hochdruckniveaus erhöhen sich die Konzentrationen der armen und reichen Lösung. Des Weiteren steigt die Kältemitteldichte und daraus folgend die Leistung des Prozesses. Für die Verschiebung der Druckniveaus zu höheren Werten muss Kältemittel in das System geleitet werden.

2 Grundlagen

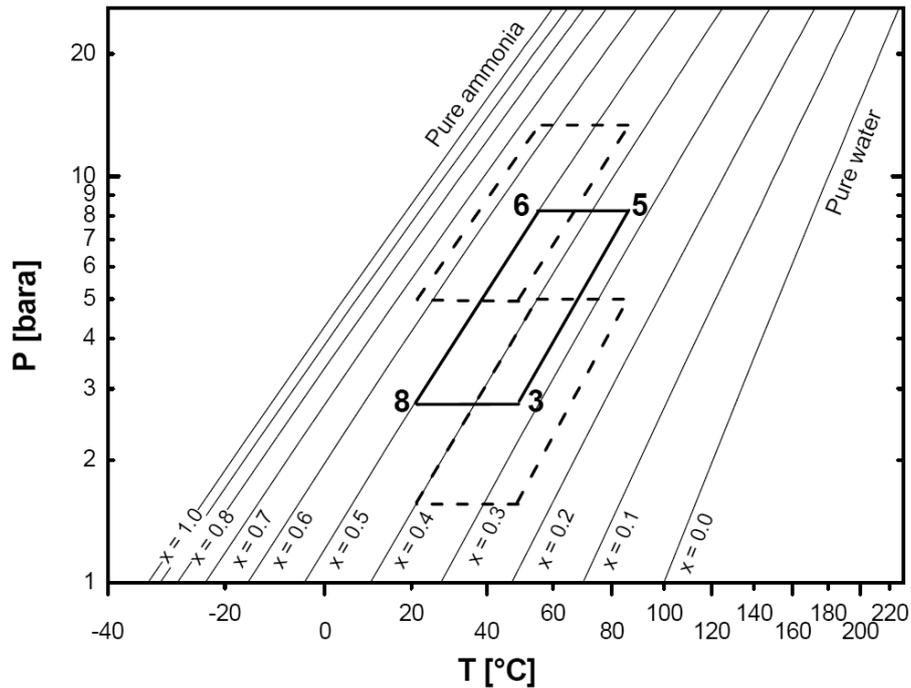


Abbildung 2.7 Steuerung der Leistung mit konstanten Temperaturen (Nordtvedt, 2005)

Bei den Konzentrationsänderungen der Lösung im Absorber und Desorber entsteht der sogenannte Temperaturgleit. Dabei handelt es sich um eine isobare Zustandsänderung (bei vereinfacht angenommenem konstantem Druck), die von der Konzentration abhängig ist. Der Temperaturgleit wird im Lorenzprozess Kapitel 2.7 noch genauer betrachtet.

In Abbildung 2.8 sind die Konzentrationsänderungen der reichen Lösung mit höherer Temperaturspreizung dargestellt. Hier ist gut ersichtlich, welche Temperaturen am Ein- und Austritt des Absorbers und Desorbers durch das Variieren der Konzentrationsänderung eingestellt werden können.

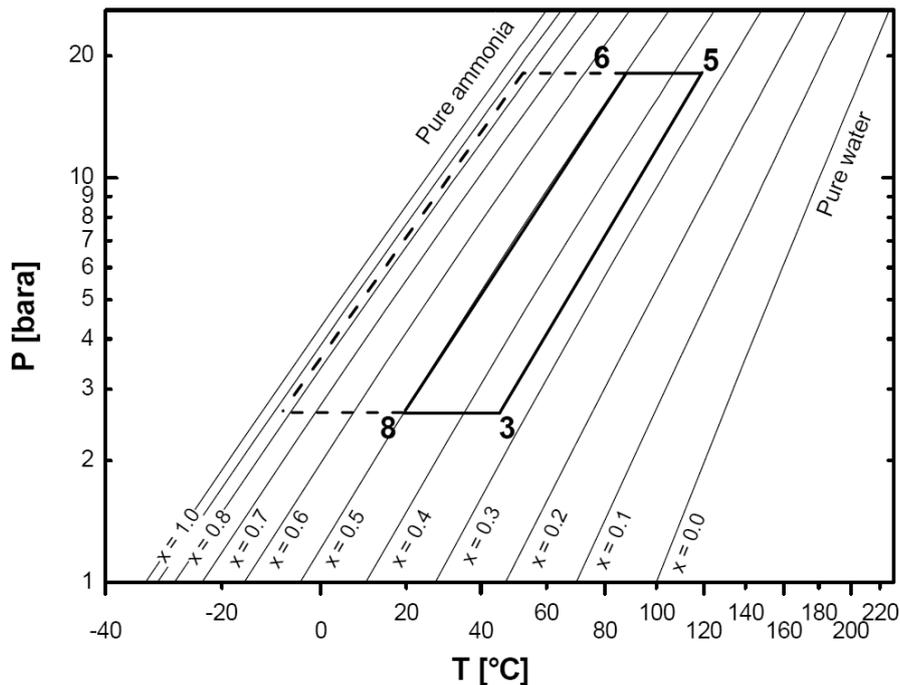


Abbildung 2.8 Temperaturregelung durch Konzentrationsänderung (Nordtvedt, 2005)

2.6 Absorptions/Desorptionsprozess

Sorption beschreibt die Aufnahme eines Gases in einem flüssigen oder festen Medium. Dieser Gleichgewichtsprozess ist von Temperatur, Druck und Konzentration abhängig.

In der hybriden Wärmepumpe wird die Absorption verwendet. Hier wird das gasförmige Kältemittel vom flüssigen Lösungsmittel oder Sorbent aufgenommen. Bei der Sorption des gasförmigen Mediums wird Energie in Form von Wärme frei. Dieser Prozess ist reversibel und durch Zuführen von Wärme kann das Kältemittel wieder ausgetrieben werden. Die umgekehrte Austreibung des Kältemittels aus dem Sorptionsmittel wird im Folgenden als Desorption bezeichnet. (Rietschel, 2008)

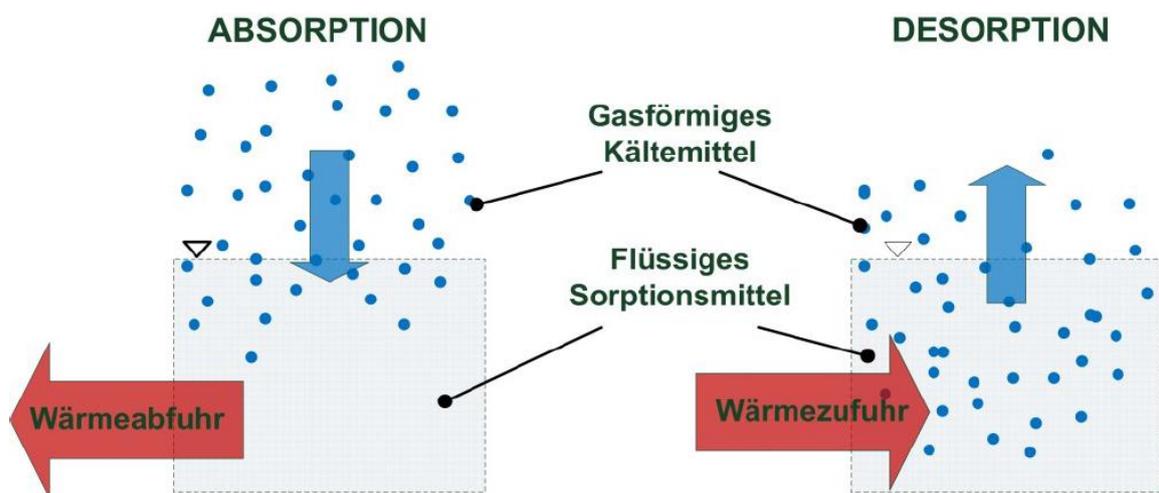


Abbildung 2.9 Prinzip der Absorption und Desorption (Erkinger, 2014)

2.6.1 Lösungswärme und Lösungsunterkühlung

Im Absorber wird das Kältemittel in der armen Lösung aufgenommen. Die abgegebene Wärme durch den Absorptionsprozess wird in der Wärmetechnik als Wärmetönung bezeichnet. Diese wird üblicherweise auf ein Kilogramm des Kältemittels bezogen. Die Wärmetönung L (siehe Gleichung 2-1) ist jene Energie, die aus dem Lösungsmittel abgeführt werden muss, um die gleiche Temperatur nach dem Absorptionsprozess wieder zu erhalten.

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

Gl. 2-1

Die Wärmetönung setzt sich aus der Lösungswärme l und der Kondensationsenthalpie r zusammen. Definitionsgemäß ist die Lösungswärme die durch Mischen von flüssigem Kältemittel und dem Lösungsmittel frei werdende Wärme. (Niebergall, 1981)

In Abbildung 2.10 sind verschiedene Arbeitsstoffe und deren Lösungswärme aufgezeichnet. Es ist sehr gut ersichtlich, dass die Lösungswärme von der Konzentration der Lösung abhängt. An den Stoffpaaren Ammoniak/Wasser oder Wasser/Kalilauge ist dies deutlich erkennbar. Liegt der Absorptionsprozess bei geringeren Konzentrationen an Kältemittel in der Lösung, so beträgt die Lösungswärme pro Kilogramm Lösung wesentlich mehr als in Gebieten mit höheren Lösungskonzentrationen. Ammoniak/Lithiumnitrat zeigt ein ähnliches Verhalten wie Wasser/Kalilauge.

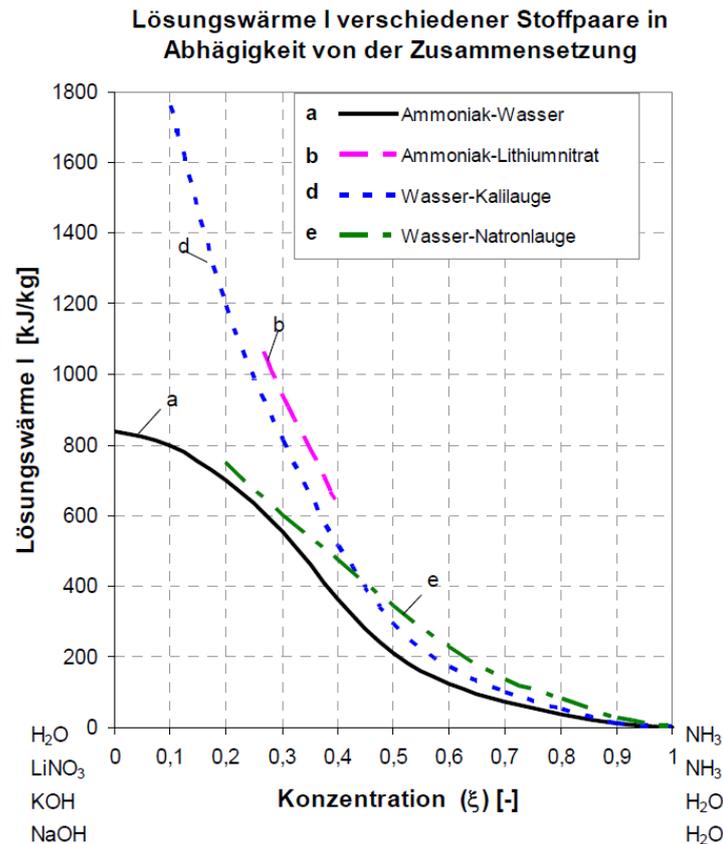


Abbildung 2.10 Lösungswärme von verschiedenen Stoffgemischen (Moser, 2008)

Im realen Absorptionsprozess ist eine Lösungsunterkühlung nötig. In einem Wärmetauscher wird für den Energietransfer eine Temperaturdifferenz benötigt. Ähnlich dazu muss für den Absorptionsprozess ein Druckgefälle des Sättigungsdrucks der Lösung zum Systemdruck vorliegen. Durch das Druckgefälle wird sozusagen das Gas in die Lösung „gesaugt“. Der Druckunterschied wird durch eine Unterkühlung der Lösung im Vergleich zum Sättigungszustand erreicht.

In Abbildung 2.11 ist die Unterkühlung der Lösung beispielhaft dargestellt. Der Druckunterschied und die dementsprechende Temperaturunterschiede sind im Lösungsfeld eingezeichnet. Die tatsächliche Lösungskonzentration ξ_{rso} und die Konzentration ξ_{rso}^* bei Sättigung sind in der Abbildung 2.11 eingezeichnet. Die Lösungskonzentration, die erreicht werden könnte, ist im Gleichgewicht mit Druck und Temperatur und stellt sich erst nach einer unendlichen Zeit ein. Die Unterkühlung wird durch die Verweildauer im Absorber und den Stoffübergang beeinflusst und wird umso größer, je kleiner diese ist. Dies wirkt sich direkt auf die erreichte Lösungskonzentration nach dem Absorber aus, die mit steigendem Temperaturunterschied im Wärmetauscher bzw. Unterkühlung geringer wird. In Abbildung 2.11 liegt die erreichte Lösungskonzentration weiter rechts, bei einer entsprechend geringerer Konzentration der reichen Lösung nach der Absorption als möglich. (Niebergall, 1981)

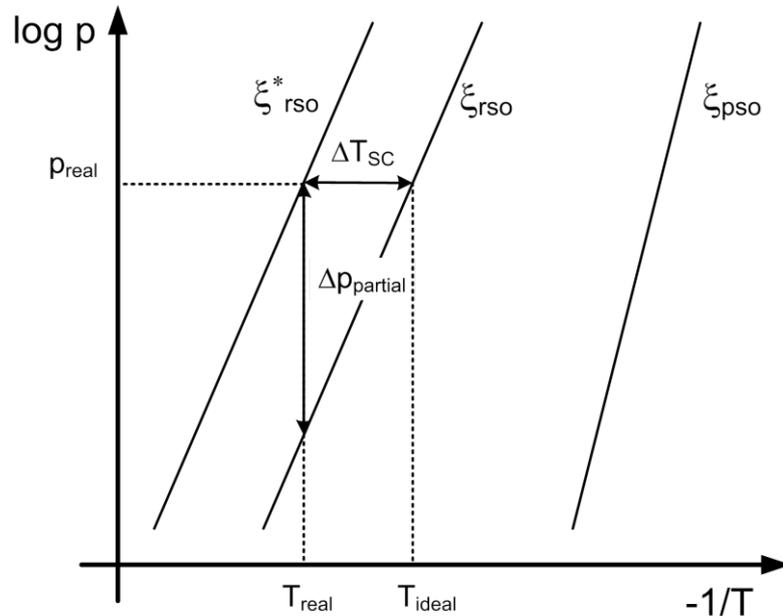


Abbildung 2.11 Darstellung der Unterkühlung im Log(p)-(-1/t)-Diagramm (Moser, 2008)

2.7 Lorenzprozess

Der Carnot-Prozess setzt sich aus zwei isothermen und isentropen Zustandsänderungen zusammen. In der Kälte- und Wärmepumpentechnik werden die Temperaturen in den Wärmetauschern bei azeotropen Kältemitteln bei Verdampfung und Kondensation des Kältemittels annähernd konstant gehalten. Dadurch kann der innere Kreislauf dem Carnot-Prozess gut angenähert werden. Bei Verfügbarkeit einer isothermen Wärmequelle und Wärmesenke kann die Wärme bei konstanter Temperaturdifferenz übertragen werden (Abbildung 2.12 linke Seite).

Im Prozessverlauf der hybriden Wärmepumpe besitzt das Arbeitsstoffgemisch bei Absorption und Desorption unterschiedliche Konzentrationen sowie Eintritts- und Austrittstemperaturen, wodurch keine isotherme Zustandsänderung erreicht wird (vgl. Lorenz-Prozesse Abbildung 2.12). Die Fläche zwischen den Temperaturverläufen von Lösung und Wärmesenke und -quelle im T,s-Diagramm beschreibt die Exergieverluste während des Wärmeübergangs. Der Lorenz-Kreisprozess ist besser zur Darstellung des hybriden Wärmepumpenprozess geeignet. Die beiden isothermen Zustandsänderungen im Carnot-Prozess werden durch zwei Polytrope ersetzt. Die Polytrope können auch durch Verdampfen von Zwei- oder Mehrstoffsystemen ohne azeotropes Verhalten entstehen.

Zu Beginn der Verdampfung verflüchtigt sich bei niedriger Temperatur ein Teil des absorbierten Kältemittels. Die Konzentration der Lösung und somit auch die Verdampfungstemperatur ändert sich. Die Änderung der Eigenschaften des flüssigen Stoffgemisches geht stetig vor sich. Durch die sinkende Konzentration steigt zugleich die Verdampfungstemperatur und es entsteht eine polytrope (isobare) Zustandsänderung. Wie in Abbildung 2.12 ersichtlich, wird bei gleitenden Temperaturverläufen von Wärmequelle und Wärmesenke bei der Wärmeübertragung die Fläche durch die polytrope (isobare) Absorption und Desorption verkleinert und die Exergieverluste sinken. (Cube et al., 1997)

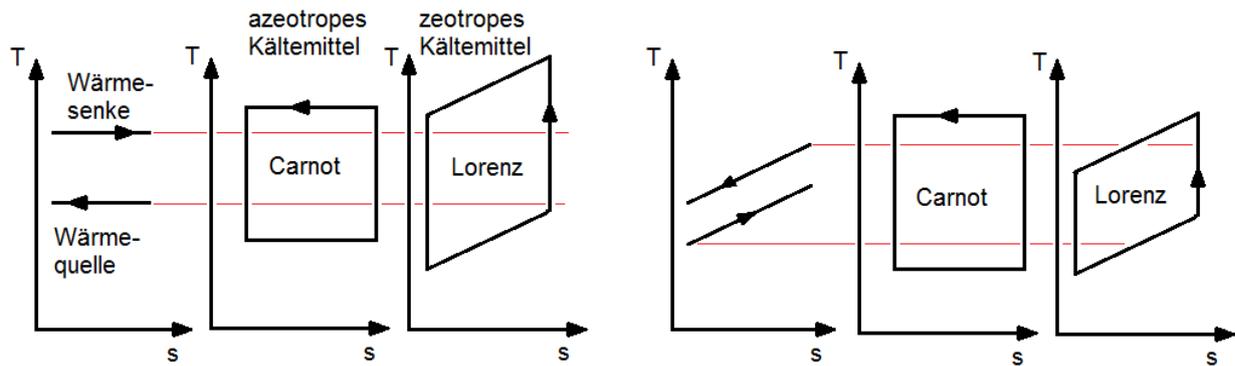


Abbildung 2.12 Carnot- und Lorenz-Prozess am Beispiel unterschiedlicher Temperaturgleite von Wärmequelle und Wärmesenke

2.8 Das Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat

Das Arbeitsstoffgemisch soll spezielle Eigenschaften besitzen und den Prozess unterstützen. Für die Auswahl der geeigneten Medien sind die Einsatztemperatur und der Einsatzdruck als wichtigste Kenngrößen anzuführen. Allgemeine Anforderungen sind nachfolgend aufgelistet:

- gute Mischbarkeit der Arbeitsmedien
- gute thermische Eigenschaften
- thermisch und chemisch stabil
- keine toxische Wirkung
- umweltverträglich
- nicht brennbar bzw. keine Explosionsgefahr

Das Arbeitsstoffgemisch soll im Lösungsfeld eine gute Mischbarkeit besitzen und im relevanten Temperatur- und Druckbereich keine Kristallisationsbereiche haben. Kristallisationsbereiche können den Kreisprozess, durch das Verschließen von Leitungen oder Beschädigung von Bauteilen zum Erliegen bringen.

Zu den thermodynamischen Eigenschaften des Kältemittels zählen in erster Linie der Verdampfungsdruck und die Verdampfungsenthalpie. Eine hohe Verdampfungsenthalpie mindert bei gleicher Leistung den Massenstrom des Kälte- und Lösungsmittels. Dadurch ergeben sich geringere Druckverluste bei gleichem Querschnitt und bei gleichzeitig hohem Verdampfungsdruck kleinere Bauformen der Bauteile. Folglich können die Investitionskosten und Betriebskosten gesenkt werden, wodurch sich ein wirtschaftlicher Betrieb ergibt. Nachteilig kann jedoch eine schlechtere Regelbarkeit der Anlage durch den geringen Massenstrom entstehen. (Moser, 2008)

Der Verdampfungsdruck des Kältemittels sollte über dem Atmosphärendruck liegen, damit keine Luft durch undichte Stellen in das System eintreten kann. Damit der konstruktive Aufwand in Grenzen gehalten wird, sollte der Kondensationsdruck nicht zu hoch liegen. Dies kann bei konventionellen Kompressionswärmepumpen nur durch Herabsetzen der Kondensationstemperatur erreicht werden. (Baehr et al., 2012) Bei einer Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe ist das Hochdruckniveau durch entsprechende Füllmengen des Kältemittels anpassbar.

2 Grundlagen

Die thermische und chemische Stabilität der Arbeitsstoffe ist sehr wichtig für einen reibungslosen Betrieb der Wärmepumpe. Die Medien sollen ihre Eigenschaften nicht bei hohen oder niedrigen Temperaturen verändern. Daher gilt es bei der Auswahl auf die chemische Stabilität im Bereich der Einsatztemperaturen und -drücke sowie auf gute Löslichkeit des Kältemittels zu achten.

Die Arbeitsstoffe sollen nach Möglichkeit weder Reizwirkungen haben noch gesundheitsgefährdend für Menschen sein. Bei einer Leckage sollte das Kältemittel schon mit geringen Konzentrationen in der Luft detektierbar sein, um ein sicheres Verlassen des Arbeitsplatzes ohne zusätzliche Schädigung gewährleisten zu können. Zusätzlich zu den toxischen Eigenschaften sollten die Arbeitsstoffe nicht brennbar oder brandfördernd wirken oder ein explosionsfähiges Gemisch erzeugen. (Cube et al., 1997)

Hybride Wärmepumpen können grundsätzlich mit den gleichen Arbeitsstoffgemischen wie Absorptionswärmepumpen arbeiten. Die Stoffpaarungen setzen sich allgemein immer aus einem Kältemittel und einem Lösungsmittel zusammen. Nachfolgend werden die beiden verwendeten Stoffe kurz spezifiziert.

Ammoniak

Das in der Natur vorkommende Ammoniak (NH_3) wird seit Jahrzehnten als Kältemittel eingesetzt. Verwendet wird es derzeit hauptsächlich in großen Gewerbe- und Industrie-Kältemaschinen. Die guten thermodynamischen Eigenschaften, die chemische Stabilität und das nicht vorhandene Ozonabbaupotential sind bei der Verwendung in Wärmepumpen von Vorteil. Dem gegenüberstehend ist die Brennbarkeit und giftige Wirkung als Nachteil anzusehen. Des Weiteren ist der hohe isentrope Exponent, welcher hohe Kompressoraustrittstemperaturen bedingt, im Vergleich zu andere Kältemittel negativ zu bewerten. Ergänzende Eigenschaften sind in Tabelle 2-1 angeführt.

Tabelle 2-1 Eigenschaften von Ammoniak (Linde, 16.10.2014)

Eigenschaften	Wert	Einheit
Molare Masse	17	[g/mol]
Schmelzpunkt	-77,7	[°C]
kritische Temperatur	132,4	[°C]
Dampfdruck bei 20 °C	8,6	[bar]
Siedetemperatur bei 1 atm	-33	[°C].
Isentropenexponent bei 1 atm und 0 °C	1,326	[-]

Schon geringste Konzentrationen von 50 ppm Ammoniak in der Luft bewirken eine unangenehme Geruchsbildung und können somit eine undichte Stelle anzeigen. (Cube et al., 1997)

Die Materialverträglichkeit von Ammoniak muss für jedes Bauteil in einem Wärmepumpenkreislauf überprüft werden. Das bekannteste Beispiel ist die Reaktion zwischen Ammoniak und Kupfer und deren Legierungen. Zusätzlich zur Materialverträglichkeit führt, wie erwähnt, der hohe Isentropenexponent zu einer hohen Austrittstemperatur aus den Kompressoren. Durch diese thermische Beanspruchung kann es schon frühzeitig zu einem Materialversagen der Verdichter oder des Verdichteröls kommen. Dieses Problem kann schon bei sehr geringen Druckverhältnissen auftreten.

Lithiumnitrat

Lithiumnitrat (LiNO_3) ist ein farb- und geruchloses Salz, das bei Raumtemperatur und Atmosphärendruck ein transparenter kristalliner Feststoff ist. Zu den Gefahren zählen die Gesundheitsschädlichkeit bei Verschlucken, die Reizbarkeit bei Hautkontakt und die brandfördernde Wirkung durch den Sauerstoff in der Verbindung. Allgemein sollten besondere Vorsichtsmaßnahmen mit Chemikalien eingehalten werden. Bei offener Lagerung verklumpt das Mineral schon nach kurzer Zeit und es erfolgt eine Aufnahme von Wasser aus der Umgebung. (Roth, 3.11.2014) Einzelne Eigenschaften des Lithiumnitrats sind in der Tabelle 2-2 angeführt.

Tabelle 2-2 Eigenschaften von Lithiumnitrat (Merck, 10.10.2014)

Eigenschaften	Wert	Einheit
Löslichkeit in Wasser bei 20 °C	522	[g/L]
Schmelzpunkt	255	[°C]
Zersetzungstemperatur	>600	[°C]
Dichte	2360	[kg/m ³]
Molare Masse	68,95	[g/mol]
Schüttdichte	910	[kg/m ³].
pH-Wert (50 g/L, H ₂ O, 20 °C)	7 - 9	[]

Im Vergleich mit Ammoniak/Wasser als Arbeitsstoffgemisch, weist Ammoniak/Lithiumnitrat keinen Dampfdruck des Lösungsmittels auf und benötigt keine Rektifikation. Der geringere technische Aufwand ergibt daher geringere Anlage- und Folgekosten. Nachteilig ist die Kristallisationsgrenze bei hohen Temperaturen und gleichzeitig niedrigen Drücken, da die Anlage in ihrem Arbeitsbereich eingeschränkt wird. (Cube et al., 1997)

Log(p) - (-1/T) – Diagramm

Das nachfolgende $\log(p)$ -(-1/T)-Diagramm in Abbildung 2.13 zeigt das Lösungsfeld vom Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat. Es zeigt den Zusammenhang von Druck, Temperatur und Konzentration der gesättigten Lösung sehr anschaulich. Üblicherweise werden Kreisprozesse in der Thermodynamik in T-s-Diagrammen abgebildet. Im Diagramm sind Sättigungszustände bei konstanten Konzentrationen als gerade Linien dargestellt. Auf der linken Seite ist die Sättigungslinie für reines Ammoniak (100% Anteil) aufgetragen. Zu beachten gibt es, dass das Arbeitsstoffgemisch zwei Kristallisationsbereiche besitzt. Für einen sicheren Betrieb muss daher die Lösungskonzentration bzw. der Arbeitsbereich außerhalb der Kristallisation eingestellt werden. Zusätzlich kann die Taupunkttemperatur im Kompressionskreislauf aus dem Diagramm abgelesen werden. Anhand der linken äußeren Gerade für reinen Ammoniak kann je nach vorherrschendem Druck die Taupunkttemperatur abgelesen werden. (Niebergall, 1981)

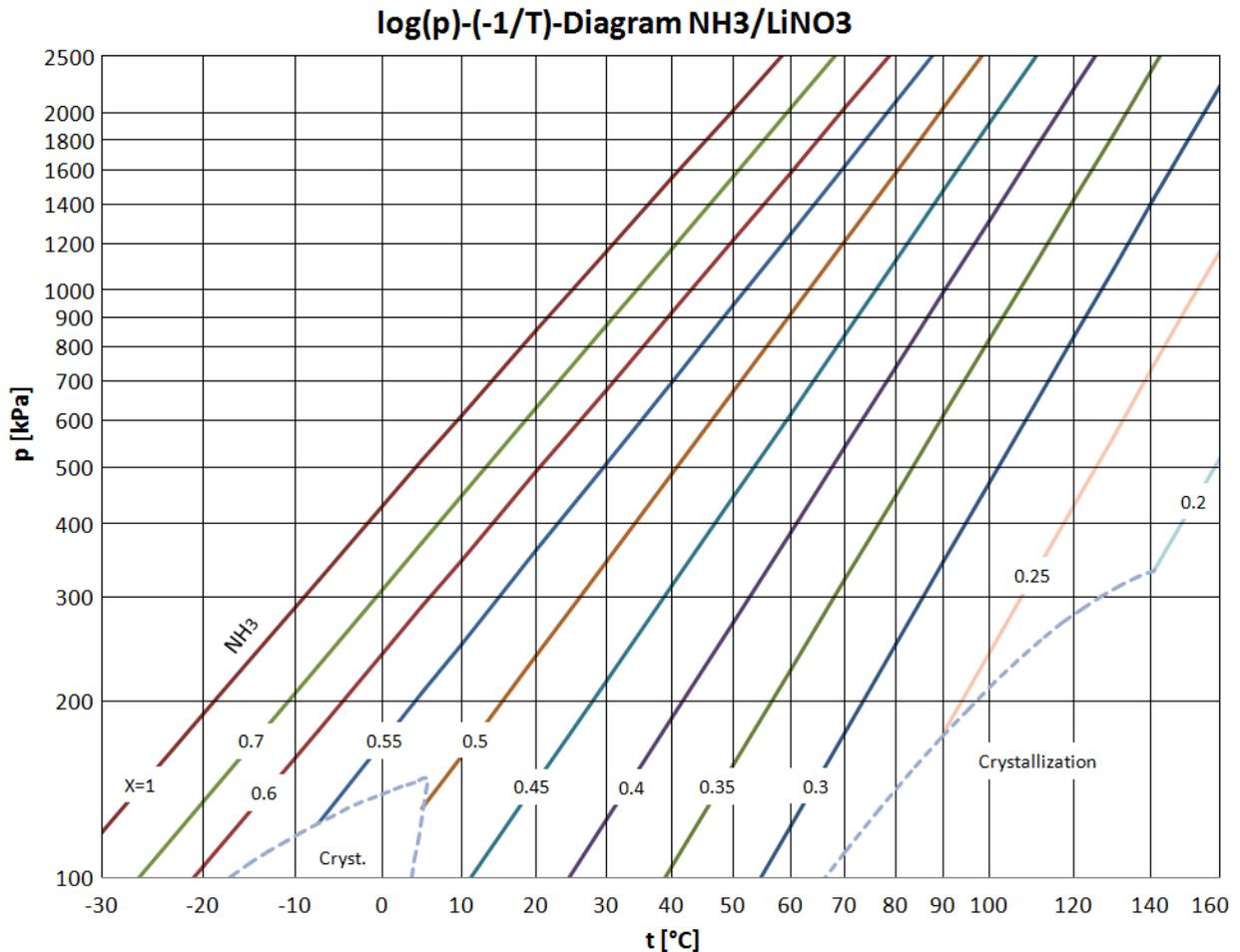


Abbildung 2.13 log(p)-(-1/T) Diagramm von NH₃/LiNO₃

2.9 Kennzahlen

Zur Bewertung von Systemen, Anlagen oder Komponenten werden häufig Kennzahlen für eine bessere Vergleichbarkeit eingeführt. Wichtig sind dabei die jeweiligen Bilanzgrenzen und das Verhältnis zwischen Nutzen und Aufwand. Bei Wärmepumpen ist der Nutzen die abgegebene Nutzwärme und der Aufwand die mechanische und/oder thermische Antriebsenergie für den Kreislauf. Das Verhältnis der Größen wird als Coefficient of Performance, kurz COP, bezeichnet und stellt eine anlagen- und kreislaufbezogene Kennzahl dar (Gleichung 2-2). Im gegebenen Fall der hybriden Wärmepumpe wird nur die elektrisch zugeführte Energie als Aufwand bewertet.

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 2-2}$$

Der Index H in der Gleichung 2-2 steht für Heating (Heizung) und hat gewöhnlich einen Wert größer eins. Die Wärmequelle (Umweltenergie, Industrieabwasser) wird in dieser Gleichung nicht als Aufwand bewertet. (Bollin, 2009)

Mit Hilfe der Gleichung 2-3 kann der COP für die hybride Wärmepumpe gemäß Abbildung 2.5 berechnet werden. Die Leistungszahlen bei Kompressions- und Absorptionswärmepumpen unterscheiden sich nur im Nenner. Bei beiden Prozessen ist die abgegebene Wärme als Nutzen definiert. In der Berechnung wird für den Aufwand bei Kompressionswärmepumpen die

2 Grundlagen

mechanische Energie und für die Absorptionswärmepumpen die thermische Energie für den Austreiber im Nenner eingesetzt. Die von der hybriden Wärmepumpe als Aufwand aufgenommene Leistung setzt sich aus der elektrische Leistung des Kompressoren und der Lösungspumpe zusammen.

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{Absorber} + \dot{Q}_{SUP}}{P_{LMG} + P_{LPC} + P_{HPC}} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Die Kompressoren werden mit dem gesamtisotropen Wirkungsgrad gemäß Gleichung 2-4, der das Verhältnis zwischen Nutzen zu Aufwand zeigt, verglichen.

$$\eta_{ges,is} = \frac{\dot{m}_{NH3} * \Delta h_{is}}{P_{el}} = \frac{\text{isentropen Verdichterleistung}}{\text{elektrisch zugeführte Leistung}} \quad \text{Gl. 2-4}$$

Zusätzlich werden Turbinen und Verdichter in der Thermodynamik mit dem inneren isentropen Wirkungsgrad (Gleichung 2-5) verglichen. Dieser setzt die isentrope und die reale Verdichterarbeit ins Verhältnis. Für eine genaue Beschreibung der Gleichung 2-5 siehe Kapitel 5.2. Der Wirkungsgrad kann zur Abschätzung der Kompressoraustrittstemperatur verwendet werden.

$$\eta_{is} = \frac{h_{out,is} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Die Differenz der beiden Wirkungsgrade ergibt sich aus Wärmeverlusten am Kompressor, die die dem Kältemittel zugeführte Wärmemenge im Vergleich zur zugeführten elektrischen Leistung entsprechend verringern.

3 VERSUCHSAUFBAU

Dieses Kapitel gibt einen kurzen Überblick über den Aufbau der hybriden Wärmepumpe. Es wird dabei das Prozessschema, der Aufbau des Prüfstands und der Aufbau der hydraulischen Kreisläufe näher erklärt.

3.1 Prozessschema

Das Prozessschema für die hybride Wärmepumpe ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Es werden dabei alle wesentlichen Komponenten des Lösungs- und Kältemittelkreislaufs sowie des Ölmanagements gezeigt. Der hydraulische Kreislauf für die Wärmesenke und für die Wärmequelle wird in Kapitel 3.2 genauer erläutert.

Die Beschreibung des Kältemittelkreislaufs beginnt im Sammelbehälter (PSAC) nach dem Desorber mit der Trennung des verdampften Ammoniaks von der übrig bleibenden armen Lösung. Eine wichtige Bedingung dabei ist, dass reiner Ammoniakdampf abgetrennt wird und keine Lösung in den Kältemittelkreislauf gelangt. Dies soll Schäden durch Verschleppung und Ablagerungen im Kompressor verhindern. Zwischen dem Sammelbehälter und dem Niederdruckkompressor (LPC) wird das Gas im Gaskühler (AUX1) durch die kalte Wärmequelle nach dem Desorber abgekühlt. Nach der Kompression auf Mitteldruck strömt das erhitze Ammoniak zuerst in den Lösungswärmetauscher (SHX2). Die Wärmeabgabe des Kältemittels an die arme Lösung bewirkt eine Effizienzsteigerung der Anlage im Vergleich zur reinen externen Wärmeabfuhr bei der Zwischenkühlung im Gaskühler.

Wie vor dem Niederdruckkompressor ist auch vor dem Hochdruckkompressor ein Gaskühler (AUX2) geschaltet, gekühlt durch die kalte Wärmequelle nach dem Desorber. Vor dem Hochdruckkompressor ist ein Flüssigkeitsabscheider eingebaut. Dieser verhindert, dass Ammoniakdampf, das sich im Gaskühler bilden kann, in den Hochdruckkompressor gelangt. Vor allen beim Starten der Anlage, kann sich Kondensat an kalten Rohrwänden bilden.

Nach dem Hochdruckkompressor wird das Ammoniak, das durch die zweite Kompressionsstufe erhitzt wurde, im Desuperheater-Wärmetauscher (SUP) abgekühlt und die Wärmeenergie an die Wärmesenke nach dem Absorber abgegeben. Das beigemischte Öl, das zur Schmierung der Kompressoren dient, wird anschließend durch zwei nacheinander geschaltete Ölabscheider (Siebkörper und Filter) abgeschieden und zum Ölsammelbehälter zurückgeleitet. Das Ammoniak wird vor dem Absorber in einen Hochdruckpufferbehälter geleitet, um mögliche Rückflüsse flüssiger Lösung vom Absorber in die Leitungen und zum Ölsammler zu verhindern. Zusätzlich ist ein Rückschlagventil in der Gasleitung vor dem Absorber eingebaut, das ein Zurückströmen der armen Lösung in den Ammoniakkreislauf verhindern soll.

Im Prüfstand wurde eine Gasflasche als Ammoniakreservoir eingebunden. Durch die Zwischenspeicherung des Ammoniaks können die Betriebspunkte variiert werden. Dazu führt eine Leitungen von der Gasflasche in den Sammelbehälter auf Niederdruckniveau (PSAC) und eine zu dem Hochdruckpufferbehälter. Beide Verbindungen können durch ein Nadelventil geöffnet werden. Die Speicherung bzw. Abfuhr des Gases, aus dem System erfolgt über Entnahme des Ammoniaks aus dem Hochdruckbehälter. Bei Ammoniakzufuhr kann dieses wieder über den Sammelbehälter auf Niederdruckniveau zurückgeführt werden.

Zur Schmierung der Kompressoren ist, wie bereits erwähnt, ein Ölmanagement eingebaut worden. Das Ölmanagementsystem hat die Funktion das Öl aus dem Ammoniakmassenstrom

3 Versuchsaufbau

abzuscheiden, über einen Ölsammelbehälter in ausreichender Menge den Kompressoren zur Verfügung zu stellen und mit Hilfe eines Filters Schmutzpartikel zu entfernen. Das System regelt zusätzlich mit einem Ölspiegelregulator den Ölstand im Ölsumpf der Kompressoren. Vor dem Start der Anlage kann zusätzlich durch eine Ölsumpfheizung an den Kompressoren das Öl vorgewärmt werden. Die Vorerwärmung hat den Vorteil, dass die Viskosität des Schmieröls sinkt und das überschüssige, aufgenommene Ammoniak ausgetrieben wird. Dies garantiert einen sicheren Start der Kompressoren im kalten Zustand der Anlage.

Im Absorber werden die arme Lösung und das Ammoniak zusammengeführt. Die durch die Absorption entstehende Wärme wird an die Wärmesenke abgegeben. Hierfür ist der Absorber als Plattenwärmetauscher im Gegenstromprinzip ausgeführt. Der Sammelbehälter (RSAC) dient als Puffer zur Sicherstellung eines flüssigen Lösungszustandes nach dem Absorber und zum Durchmischen der reichen Lösung, damit sich eine gleichmäßige Lösungskonzentration nach dem Absorber im Behälter einstellen kann. Im Lösungswärmetauscher (SHX1) wird die Wärme von der reichen Lösung nach dem Absorber an die arme Lösung nach dem Desorber abgegeben. Dieser Wärmefluss bewirkt eine Vorwärmung der dem Absorber zugeführten armen Lösung und damit eine Leistungs- bzw. Effizienzsteigerung der hybriden Wärmepumpe.

Nach dem Wärmetauscher ist ein Lösungsfilter in der Leitung eingebaut, um mögliche Verunreinigungen oder Kristallbildungen zu filtern. Der Filter schützt die anschließende Drossel vor Verstopfung. Die reiche Lösung wird vom Hochdruckniveau durch ein pulsweiten-moduliertes Expansionsventil (STH) auf einen voreingestellten Niederdruck entspannt. Das nach der Drossel vorhandene Phasengemisch wird in den Sammelbehälter (MSAC) vor dem Desorber geleitet. Im Desorber wird durch Wärmezufuhr der Wärmequelle anschließend das Ammoniak aus der reichen Lösung wieder ausgetrieben. Dieser ist ebenfalls ein Plattenwärmetauscher, der im Gegenstromprinzip eingesetzt wird.

Die arme Lösung wird von der Lösungsmittelpumpe aus dem Sammelbehälter nach dem Desorber (PSAC) angesaugt und auf Hochdruck gebracht. Die Pumpendrehzahl bzw. die Fördermenge wird durch den fix vorgegebenen Füllstand im RSAC geregelt. Bevor die arme Lösung in den Absorber fließt, wird durch die Wärmetauscher SHX1 & SHX2 Wärme zugeführt und somit die Temperatur erhöht.

Zwischen MSAC und PSAC ist eine zusätzliche Leitung eingebaut. Dies bietet die Möglichkeit die Anlage mit einem Gas-Bypass zu betreiben, damit das gasförmige Ammoniak nicht durch den Desorber strömen muss. Dafür muss das Eckventil geöffnet werden. Vor dem Niederdruckkompressor ist eine weitere Leitung eingearbeitet, welche zu einem Anschluss nach dem 2. Gaskühler (AUX2) führt. Mit Hilfe des Kugelhahns in der Leitung kann die Anlage mit einstufiger Kompression betrieben werden, indem der Niederdruckkompressor, sowie SHX2 und AUX2 übergangen werden.

Nach den ersten Messungen wurde Mitte Juni eine zweite Lösungs-drossel (STH) eingebaut (siehe Kapitel 3.4). Die Leitung der parallel eingebauten Drossel beginnt an der Leitung der reichen Lösung nach dem Lösungswärmetauscher (SHX1) und mündet kurz vor dem Desorber wieder in den Kreislauf ein. Weitere Details hierzu sind im Kapitel 3.4 beschrieben.

3 Versuchsaufbau

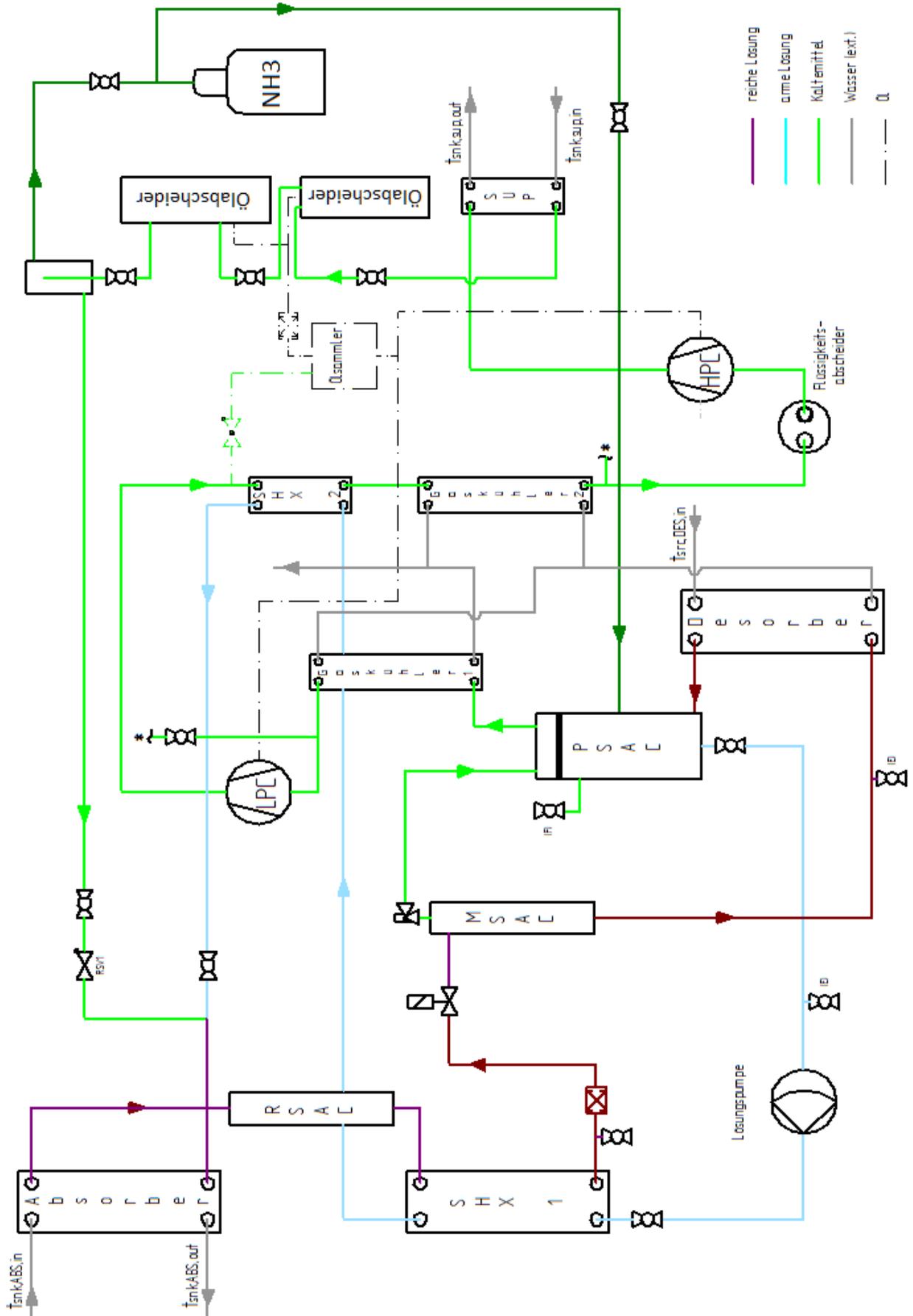


Abbildung 3.1 R&I der hybriden Wärmepumpe

3.1.1 Prüfstands Aufbau

Abbildung 3.2 gibt einen Überblick über den Versuchstand. Die Basis ist ein Aluminiumrahmen auf dem alle Komponenten befestigt sind. Auf allen Leitungen, Behältern und Wärmetauschern wurde eine Isolation angebracht, um Wärmeverluste zu verringern. Für die Sicherheit vor zu hohen Systemdrücken wurden Sicherheitsüberstromventile (siehe Kapitel 3.3) eingebaut. Diese lösen bei einem festgelegten Druck mechanisch aus und führen überschüssiges Ammoniak durch die gelben Schläuche und einer Absaugung ab. Im Bild links unten sind die Nieder- und Hochdruckkompressoren und in der Bildmitte die Lösungsmittelpumpe zu sehen.

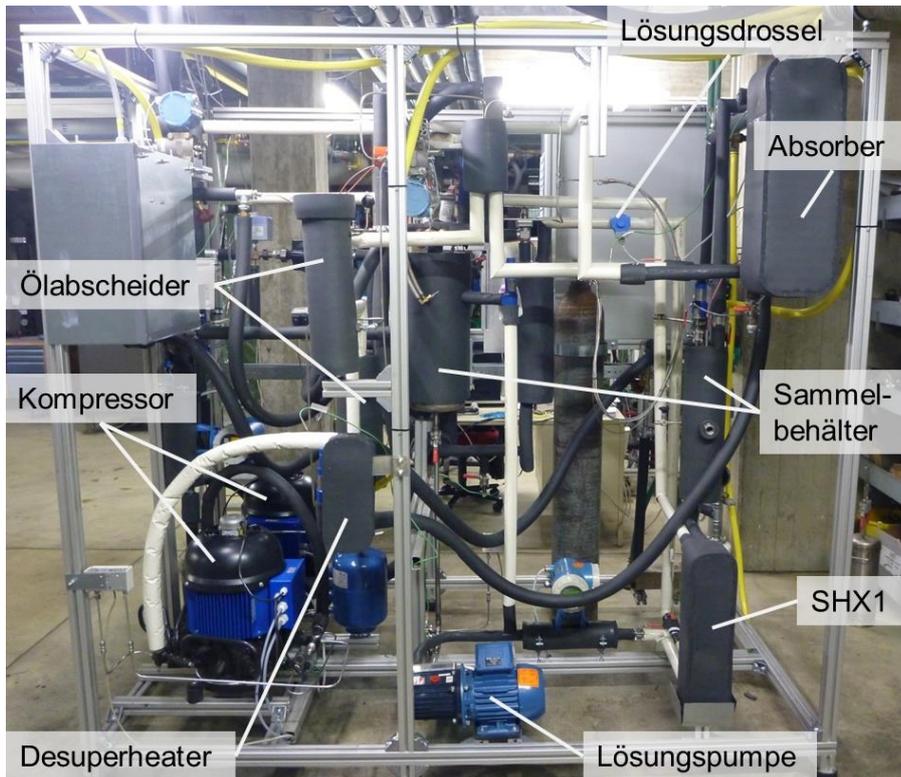


Abbildung 3.2 Bild des Prüfstands

In Tabelle 3-1 sind alle wesentlichen verbauten Komponenten, die im Prüfstand vorhanden sind, aufgelistet. Bauteile für die hydraulischen Kreisläufe werden im nächsten Kapitel 3.2 in einer Tabelle aufgelistet.

Tabelle 3-1 Auflistung der wesentlichen eingebauten Komponenten

Stk.	Beschreibung	Typ	Hersteller / Lieferant
1	Hochdruckkompressor	14PI-DLRD-5	Frigopol
1	Niederdruckkompressor	24-DLRD-5,4	Frigopol
1	Lösungsmittelpumpe	G13EKSJHFEA	Hydra-Cell
1	Expansionsventil	AKVA10-6	Danfoss
1	Expansionsventil (Nachrüstung)	AKVA10-7	Danfoss
2	Absorber/Desorber	AlfaNova 76-50H	AlfaLaval
1	SHX1	AlfaNova 52-30H	AlfaLaval
1	SHX2	AlfaNova 27-30H	AlfaLaval
1	AUX 1,2	AlfaNova 52-10H	AlfaLaval
1	SUP	AlfaNOva 27-30H	AlfaLaval
1	Flüssigkeitsabscheider	FA-16-FL1	ESK Schultze

1	Ölabscheider	OS-22F-FL1	ESK Schultze
1	Ölabscheider (Koaleszenz)	BOS2-22F-FL1	ESK Schultze
1	Ölsammler	OSA-7-5-FL1	ESK Schultze
1	Ölfiler	F-10L-FL1	ESK Schultze
1	Rückschlag-/Druckventil	RV-10B/1,5-FL1	ESK Schultze
2	Ölspiegelregulator	INT280	KRIWAN
1	Ammoniak-Reservoir	Gasflasche	

3.1.2 Absorber

Der Absorber soll hier als einziges Bauteil kurz mit seinen besonderen konstruktiven Merkmalen näher erklärt werden. Die Herausforderung für die Auslegung und für den Bau des Absorbers waren die geringen Erfahrungen mit Plattenwärmetauschern für die Absorption und die geringen Erfahrungen mit dem Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat.

Der Grundaufbau für den Absorber ist ein Plattenwärmetauscher der Firma „Alfa Laval“. Für die Auslegung als Absorber wurden das Volumen und die Oberfläche im Vergleich zur reinen Wärmeübertragung überdimensioniert, damit der Prozess der Stoffübertragung optimal stattfinden kann. Wie in Kapitel 2.6.1 schon beschrieben, sind die Verweildauer und der Stoffübergang eine wichtige Größe für die reiche Lösungskonzentration, die Unterkühlung der Lösung und somit für die erreichte „Güte“ der Absorption.

In der vorangegangenen Arbeit von Erking (2014) wurde das Einlassprinzip der beiden zugeführten Phasenströme und dessen konstruktive Umsetzung erarbeitet. Für die Zusammenführung von Ammoniak mit der armen Lösung wurde das Prinzip des „Blasen-Absorbers“ (siehe Abbildung 3.3) verwirklicht. Beide Reaktionspartner werden unten im Absorbereinlass zusammengeführt. Der Absorptionsprozess findet im Gleichstrom statt. Die Vorteile dieses Blasenabsorber-Prinzips sind die bessere Phasenverteilung und die Wärmeübertragung. Gleichzeitig wird im Gegenstromprinzip die Wärme von der absorbierenden reichen Lösung an die Wärmesenke abgegeben.

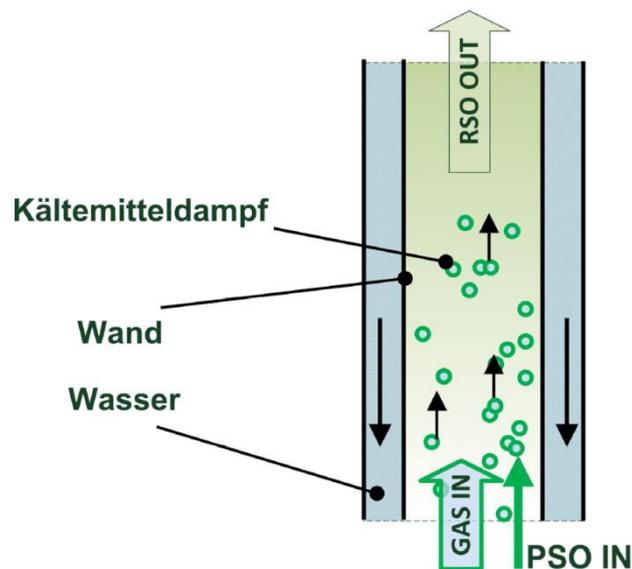


Abbildung 3.3 Blasenabsorption (in Anlehnung an Erking, 2014)

3 Versuchsaufbau

In Abbildung 3.4 sieht man ein Funktionsschaubild der konstruktiven Gestaltung des Absorbereinlasses. Das Ammoniak wird durch eine Lanze in den Wärmetauscher eingeblasen. Für eine gleichmäßige Ausströmung aus der Lanze wurden die ersten Bohrungen am Anfang kleiner ausgeführt als jene am Ende. Dies soll Verteilungsunterschiede vermeiden. Dadurch wird versucht einen einheitlichen Absorptionsprozess über den gesamten Wärmetauscher zu gewährleisten. Die arme Lösung umströmt außen gleichzeitig die Lanze und absorbiert schon am Eintritt einen Teil des Ammoniaks.

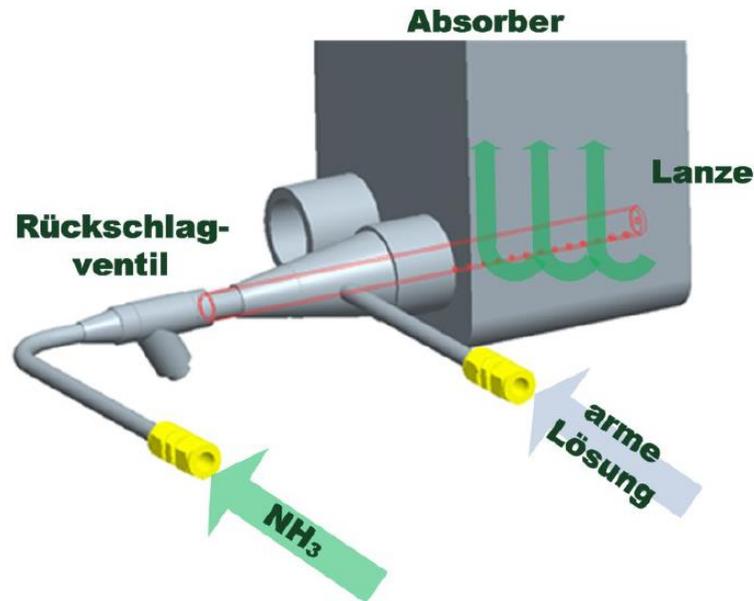


Abbildung 3.4 Zuströmung zum Absorber (Erkinger, 2014)

In Abbildung 3.5 ist die Ausrichtung der Bohrungen der Lanze zu sehen. Die Ausströmrichtung weist mit einem Neigungswinkel von ca. 10° schräg nach unten in die Mitte des Wärmetauschers. Dies hat den Vorteil, dass das Volumen unterhalb der Einbringung ausgenutzt wird und die beiden Reaktionspartner bestmöglich durchmischt werden. (Erkinger, 2014)

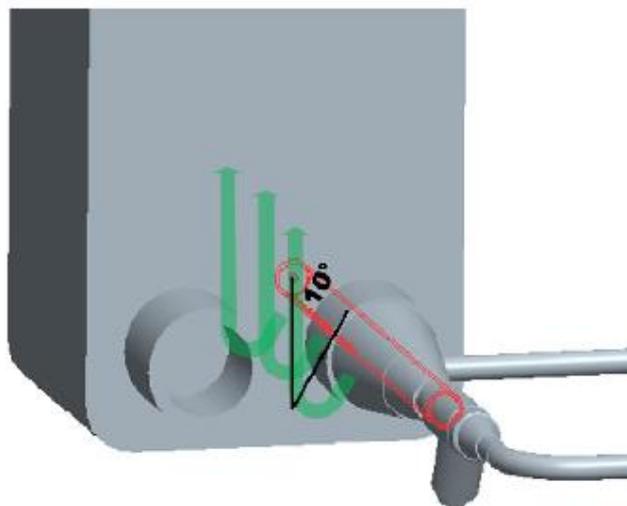


Abbildung 3.5 Ausrichtung der Ammoniak-Verteilerlanze (Erkinger, 2014)

3.1.3 Einstufiger Betrieb

Die hybride Wärmepumpe ist prinzipiell mit einer zweistufigen Kompression aufgebaut. Zusätzlich wurde die Möglichkeit des einstufigen Betriebs des Versuchstands vorgesehen. Für den Betrieb der hybriden Wärmepumpe mit nur einer Kompressorstufe sind zuvor einige Einstellungen vorzunehmen. Der Niederdruckkompressor muss durch das Öffnen eines Bypasses im Ammoniakkreislauf umgangen werden. Die Abzweigung liegt zwischen dem Gaskühler 1 und dem Niederdruckkompressor und mündet vor dem Flüssigkeitsabscheider zum Hochdruckkompressor ein. Der Bypass ist im Schema (siehe Abbildung 3.1) angedeutet. Zusätzlich wird bei geöffnetem Bypass der Lösungswärmetauscher 2 (SHX2) und der Gaskühler 2 (AUX2) nicht vom Ammoniak durchströmt.

3.2 Hydraulische Kreisläufe

Die hydraulischen Kreisläufe werden durch eine im Labor des IWT fix installierte Wärmesenken- und Wärmequelleninfrastruktur gespeist. Beide können über einen Infrastrukturechner gesteuert werden.

Sowohl die Wärmequelle als auch die Wärmesenke am Versuchstand sind eigenständige Kreisläufe, in denen Temperatur und Durchflussmenge frei einstellbar bzw. regelbar sind. Die Wärmequelleninfrastruktur wird von einem ca. 60 kW Elektroboiler versorgt. Durch den Pufferspeicher und den Regler kann das Temperaturniveau vorgeben werden. Die Wärmesenkeninfrastruktur besitzt ebenfalls einen Pufferspeicher und gibt die Wärme durch einen Trockenkühlturm an die Umgebung ab.

Abbildung 3.6 zeigt auf der linken Seite den direkten Anschluss der Wärmequellen-Infrastruktur an den Wärmequellenkreis des Prüfstands. Der Kreislauf versorgt den Desorber mit Wärme und kühlt anschließend das Ammoniak in den Gaskühlern (AUX1 und AUX2) ab. Die Temperatur wird zu Beginn des Kreislaufs über eine Beimischschaltung mit einem motorgesteuerten Dreiwegeventil geregelt. Vorteil ist, dass die Quelltemperatur des Prüfstands unabhängig von der Vorlauftemperatur der Infrastruktur eingestellt werden kann. Der Volumenstrom kann durch zwei Strangregulierventile nach den Gaskühlern oder über das Schieberventil nach dem Desorber variiert werden. Zusätzlich können entweder einzelne oder beide Gaskühler aus dem Kreislauf heraus genommen werden. Durch das Öffnen des Schiebers kann der Wärmequellenkreislauf mit abgeriegelten Gaskühlern betrieben werden. Für die Bestimmung des Volumenstroms wurde im Rückfluss eine magnetisch-induktive Durchflussmessung eingebaut. Die Temperaturen werden an allen relevanten Stellen im Kreislauf gemessen.

3 Versuchsaufbau

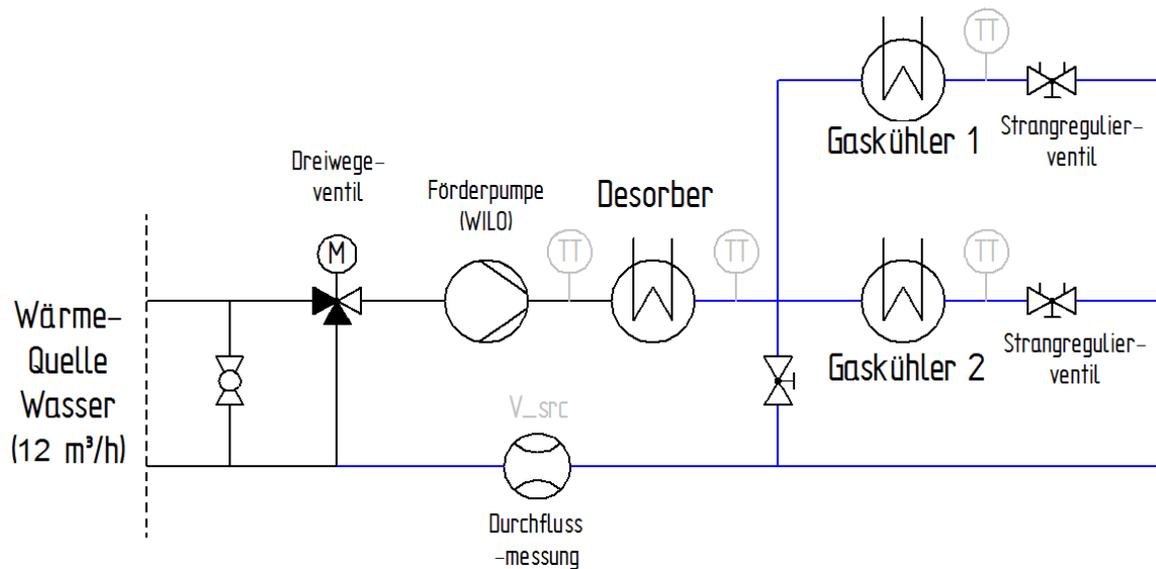


Abbildung 3.6 Wasserkreislauf der Wärmequelle

Die Verbindung zwischen der Wärmesenken-Infrastruktur (links in Abbildung 3.7 angedeutet) und dem Wärmesenkenkreis des Prüfstands ist durch einen Plattenwärmetauscher, siehe Abbildung 3.7, getrennt. Die hydraulische Trennung erfolgt wegen der sich potentiell anstellenden Temperaturen über 100°C am Wärmesenkenaustritt. Wie im Wärmequellenkreislauf wird die Temperatur im Wärmesenkenkreislauf durch eine Beimischschaltung und ein motorgesteuertes Dreiwegventil geregelt. Vor dem Ventil befinden sich noch ein Ausdehnungsgefäß zum Ausgleich von Volumsänderungen und eine Förderpumpe für den Durchfluss am Plattenwärmetauscher. Das Wasser wird nach dem Ventil durch die zweite Förderpumpe befördert und strömt noch vor der Wärmezufuhr im Absorber durch das Volumenstrommessgerät. Der Volumenstrom wird über das Strangreguliertventil eingestellt. Im Absorber wird die Absorptionswärme aufgenommen und anschließend die Wärme vom überhitzten Ammoniak nach dem Hochdruckkompressor im Desuperheater. Der Volumenstrom wird durch das Strangreguliertventil im Rücklauf eingestellt. Alle relevanten Temperaturen werden im Kreislauf gemessen.

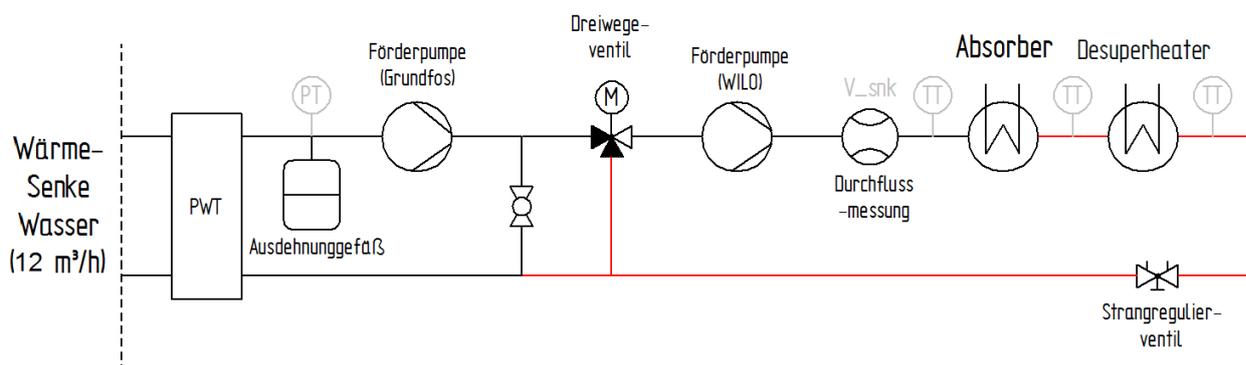


Abbildung 3.7 Wasserkreislauf der Wärmesenke

In Tabelle 3-2 sind die wesentlichen Bauteile, ausgenommen der bereits zuvor angeführten Wärmetauscher wie z.B. Absorber, für die hydraulischen Kreisläufe der Wärmesenke und Wärmequelle aufgelistet.

Tabelle 3-2 Komponenten der hydraulischen Kreisläufe

Stk.	Funktion	Typ	Hersteller / Lieferant
1	Förderpumpe	UPS 25-40	Grundfos
2	Förderpumpe	TOP-STG 25/13	Wilo
1	Ausdehnungsgefäß		
1	Plattenwärmetauscher	810*030	SWEP
2	Dreiwegeventil	VXG44.15-1,6	Siemens
3	Strangregulierventile	TA STAD DN10	TA Hydraulics

3.3 Sicherheitseinrichtungen

Für den sicheren Betrieb des Prüfstands wurden verschiedene Sicherheitseinrichtungen vorgesehen. Diese dienen zum Schutz des Betreibers und zum Schutz der Anlage vor Schäden.

NOT-AUS-Schalter

Für plötzliches Auftreten von kritischen Betriebszuständen wurden Not-Aus Schalter am Prüfstand angebracht. Diese sollen eine sichere und rasche Abschaltung der hybriden Wärmepumpe gewährleisten. Die drei Schalter sind neben der Bedienstelle, im Funktionsmuster über den Kompressoren und auf dem Schaltschrank angeordnet. Die Positionierung wurde so gewählt, dass diese gut zugänglich sind und die Schalter sichtbar sind.

Durch die Betätigung des Not-Aus-Schalters werden die beide Kompressoren, der Wärmequellenkreislauf und die Lösungsmittelpumpe vom Stromkreis getrennt. Bevor der Prüfstand wieder in Betrieb genommen werden kann, muss der Schalter durch Drehen entriegelt werden und ein Druckknopf am Schaltrank betätigt werden.

Überström-Eck-Sicherheitsventil

Sicherheitsventile sind federbelastete Ventile, die den Prüfstand vor zu hohe Systemdrücken schützen. Im Worst-Case Szenario ist diese Sicherheitseinrichtung die letzte Möglichkeit Anlage und Umwelt vor zu hohen Systemdrücken zu schützen. Insgesamt wurden fünf Ventile verbaut, die bei unterschiedlichen Drücken auslösen. Jedes Sicherheitsventil kann durch eine Einstellschraube auf den gewünschten Überlastdruck eingestellt werden. In Tabelle 3-3 sind die Anzahl, der Auslösedruck und die vor Überdruck geschützten Komponenten bzw. Teilkreisläufe aufgelistet.

Tabelle 3-3 Daten der Überdrucksicherheitsventile (Erkinger, 2014)

Stk.	Bezeichnung	Ansprechdruck [bar]	Einsatzgebiet / Anwendung
3	Leser Typ 437	24	nach HPC, LPC, im RSAC
1	Leser Typ 437	22	nach LMP
1	Leser Typ 437	9	am PSAC

Zum Abbau des Überdrucks öffnet die Feder das Ventil und Ammoniak (gasförmig) kann austreten. Das Ammoniak wird durch Schläuche zu einer Absaugung mit Ventilator geleitet, welche das Gas anschließend über einen Kamin ins Freie befördert. Das Ventil nach der Lösungsmittelpumpe öffnet bei Überdruck einen Bypass, der vom Pumpenausstritt bis zum Niederdruckbehälter führt.

Druckschalter

Zusätzlich zu den Überdruckeckventilen sind Druckschalter im Prüfstand verbaut worden. Die Schalter schützen den Hochdruckkompressor (HPC), den Niederdruckkompressor (LPC) und die Lösungsmittelpumpe (LMP) vor zu hohem Hochdruck (HD) in der Druckleitung bzw. vor zu geringem Niederdruck (ND) in der Ansaugung. Aus diesem Grund führen jeweils zwei Leitungen von der Nieder- und Hochdruckseite zu den Schaltern. Wird eine Druckgrenze erreicht, so wird die Stromzufuhr zu dem Bauteil unterbrochen. Gleichzeitig wird bei der Auslösung der Druckschalter durch das Steuerprogramm in LabView der Hoch- und Niederdruckkompressor, die Lösungsmittelpumpe sowie die Wärmequelle abgeschaltet und verriegelt. Die Einstellung der Druckgrenzen erfolgt wie zuvor durch ein Federsystem. In Tabelle 3-4 sind die Einstellwerte für die einzelnen Bauteile aufgelistet.

Tabelle 3-4 Daten der Druckschalter (Erking, 2014)

Typ	Installationsbereich	Einstellwert ND / HD	Einheit
Danfoss KP 15	LPC	1,2 / 18	[bar]
Danfoss KP 15	HPC	1,2 / 21	[bar]
Danfoss KP 15	LMP	1,2 / 23	[bar]

Weitere Sicherheitseinrichtungen für die beiden Kompressoren sind im Steuerungsprogramm in LabView programmiert worden. Dazu zählen Motorschutz und Ölstandssignale, die einerseits visuell angezeigt werden und andererseits den Prüfstand automatisch abschalten. Vor dem Start des Prüfstands werden beide Verdichter initialisiert, entriegelt und anschließend erst nach 120 Sekunden freigegeben. Dies soll einen sicheren Start gewährleisten. Die Ölstandssignale überwachen den Füllstand des Öls im Ölsumpf des jeweiligen Kompressors. Bei Unterschreitung einer Füllstandsgrenze wird der Prüfstand selbstständig abgeschaltet.

3.4 Umbauarbeiten Lösungsdrossel

Nach den ersten Messergebnissen wurde ersichtlich, dass die eingebaute Lösungsdrossel einen zu geringen Maximaldurchfluss hat. Der Lösungsmassenstrom war auf knapp über 200 kg/h begrenzt. Daher wurde entschieden, ein weiteres elektromagnetisches betriebenes Expansionsventil von der Firma Danfoss einzubauen, um den Prüfstand wie ursprünglich ausgelegt mit einem höheren Lösungsmassenstrom von ca. 400 kg/h bei einer Öffnung von 80% betreiben zu können. Die Leitung der neuen Drossel beginnt nach dem Austritt SHX1 und mündet vor dem Desorber in den Kreislauf ein. Die zweite Drossel besitzt zudem einen größeren Durchfluss, wodurch der Versuchsstand mit entsprechend höherem Massenstrom betrieben werden kann.

Durch den Einbau kann nun der Prüfstand mit einem oder beiden Expansionsventilen (im Parallelbetrieb) betrieben werden. Für den Betrieb mit einer Drossel muss zuvor die zweite Leitung vom Kreislauf durch das Schließen eines Kugelhahns abgesperrt werden. Beide Expansionsventile werden, sobald der Prüfstand läuft, durch das Programm in LabView im gleichen Takt periodisch pulsweitengesteuert geöffnet. Durch die Umbauarbeiten konnte die Messmatrix erweitert und Messreihen bei hohen Lösungsumläufen vervollständigt werden.

4 MESS- UND REGELTECHNIK

In diesem Kapitel wird auf die wesentlichen Mess- und Steuergeräte und deren Wirkungsprinzip eingegangen. Die Informationen dieses Kapitels basieren zum größten Teil auf der vorangegangenen Arbeit zu Aufbau und Inbetriebnahme der Absorptions/Kompressions-Wärmepumpe von Erkinger (2014).

4.1 Messgeräte

In diesem Abschnitt sollen die verwendeten Messgeräte erläutert werden. Es werden dabei die physikalischen Prinzipien und der Aufbau der Sensoren erklärt. Für die genauere Beschreibung der Messprinzipien soll hier auf weitergehende Fachliteratur verwiesen werden. In Tabelle 4-1 sind die Anzahl der einzelnen Messgeräte, die Funktion, sowie weitere Informationen zum Aufbau aufgelistet. Im Anhang ist die Messwertliste mit den Messbereichen aller Messgeräte zu finden.

Tabelle 4-1 Liste der verwendeten Messgeräte (Erkinger, 2014)

Stk.	Funktion / Beschreibung	Typ	Hersteller / Lieferant
7	Widerstandsthermometer	Pt100, Kl. A, Ø=3mm, L=150mm	PMR
20	Thermoelement	Typ K, Kl. 1, Ø=3mm, L=150mm	PMR
3	Drucktransmitter	Serie 3100, (2*3100B0025G01B000; 1*B0016G01B00)	GEMS
2	Volumenstrommessgerät	ABB-Miniflow FXL5000, DN10	ABB
2	Massenstrommessgerät	Coriolis Promass 63MP08 & 83F15	Endress & Hauser
3	Füllstandmessung	Schwimmer V52R & Reedkontaktkette K5-L500-1. 0 SiL	KSR Kübler / WIKA Messgerätevertrieb
2	Differenzdruckmessgerät		Rosemount
1	Differenzdruckmessgerät		HUBA
2	El. Energiezähler 3-phasig	DSZ12D-3X65A	Eltako
1	El. Energiezähler 1-phasig	AAD1DSF10KR3A00	Eltako
3	Manometer (analog)		WIKA Messgerätevertrieb

4.1.1 Druckmessung

Zur Überwachung der Systemdrücke in der Anlage wurden Drucktransmitter eingebaut. Während des Betriebs herrschen drei verschiedene Druckniveaus (Nieder-, Mittel- und Hochdruck) im System. Die Drucktransmitter geben den relativen Druck wieder. Mit Hilfe der Druckmessung kann auf das Betriebsverhalten und auf Kennzahlen des Hoch- und Niederdruckkompressors sowie der Lösungsmittelpumpe geschlossen bzw. rückgerechnet werden.

Das Messprinzip der Druckmessung basiert auf einem Dehnmessstreifen (DMS). Dieser wird als Dünnsfilmsensor auf eine Membran geklebt und wandelt die Verformungen in ein druckproportionales Messsignal um. (Hesse et al., 2011) Der Messbereich der einzelnen Druckaufnehmer, siehe Tabelle 4-2, liegt zwischen 0 und 10 bzw. 25 bar relativ und wird durch ein Messsignal von 4 bis 20 mA übertragen. Der Drucktransmitter kann durch einen Anschlussstutzen mit Kugelhahn, ohne dabei den Kreislauf zu öffnen, getauscht werden. Dies wird durch den Kugelhahn zwischen der Messstelle und der Rohrleitung am Prüfstand ermöglicht. Vor dem Einbau wurden die Sensoren durch einen Messwertvergleich kalibriert. Die

maximale Abweichung zur Referenz gemäß Kalibriermessungen und die an die Kalibrierung anschließenden Kontrollmessungen sind in Tabelle 4-2 angeführt.

Tabelle 4-2 Übersicht der Druckmessungen mit den Messbereichen (Erking, 2014)

	P_{low}	P_{mid}	P_{high}	Einheit
Messbereich	0 - 10	0 - 25	0 - 25	[bar]
Max. Messabweichung zur Referenz	0,026	0,031	0,016	[bar]

Zur Sicherheit und gemäß Gesetzesanforderung wurden in der Anlage auf den drei Druckniveaus analoge Druckanzeigen eingebaut. Diese basieren auf dem Prinzip eines mechanischen Manometers. Durch die Verwendung der analogen Druckanzeigen können während des Betriebs der Anlage jederzeit die digitalen Anzeigen der Drucktransmitter kontrolliert und auf Übereinstimmung überprüft werden.

Differenzdruckmessung

Im Prüfstand sind insgesamt drei Differenzdruckmessgeräte verbaut. Diese messen den Druckunterschied zwischen zwei Messpunkten in einer Rohrleitung. Das Messgerät misst die Auslenkung einer Membran, die auf beiden Seiten mit den zu messenden Drücken beaufschlagt ist. Im Prüfstand werden die Differenzdrücke an der zweistufigen Ölabscheidung und den Strangregulierventilen nach dem Gaskühlern im hydraulischen Kreislauf der Wärmequelle gemessen. Wegen unzureichender Qualität der Messung musste die nachträgliche Volumenstrombestimmung an den Gaskühlern (AUX1, AUX2) aus dem Differenzdruck verworfen werden. Die Differenzdruckmessungen an der Ölabscheidung stellen einen fehlerfreien Betrieb des Ölmanagements sicher. Durch das Ansteigen des Differenzdrucks über die beiden Ölabscheider wird eine mögliche Verstopfung oder Fehlfunktion der Abscheider angezeigt.

4.1.2 Temperaturmessung

Im Prüfstand wurden Temperatursensoren mit zwei verschiedenen Messmethoden eingebaut. Widerstandsthermometer, die mittig im Rohr eingebaut wurden, dienen zur Messung der Wassertemperatur von der Wärmequelle und –senke. Für die Temperaturmessung im Lösungs- und Kältemittelkreislauf wurden Thermoelemente verwendet, die außen an das Rohr angebracht wurden. Vorteilhaft ist die Wartung und Austauschmöglichkeit der Fühler, ohne den Ammoniak- bzw. Lösungskreislauf öffnen zu müssen. Der Nachteil ist hierbei die potentielle Ungenauigkeit der Messung, gegeben durch die Wärmeleitung am Rohr.

Thermoelement

Thermoelemente bestehen aus zwei verschiedenen Metallen, die miteinander verbunden sind. Durch die Verbindung der Enden entsteht eine Potentialspannung, die von der Temperatur abhängig ist. Der Einfluss der Temperatur auf die Spannung ist sehr gering ($3\mu\text{V/K}$). Dieser Effekt ist nach seinem Entdecker "Seebeck-Effekt" benannt.

In Abbildung 4.1 ist das Messprinzip grafisch dargestellt. Die Bezeichnungen A und B stehen für zwei unterschiedliche Metalle. Für die Temperaturmessung (T_2) benötigt ein Thermoelement eine Vergleichsmessstelle (T_1), bei der die Temperatur bekannt ist. Durch diesen zweiten Messpunkt und den Seebeck-Effekt wird nun eine elektrische Spannung erzeugt, die proportional zur gemessenen Temperatur ist. Früher wurde die Temperatur der Vergleichsstelle durch Eiswasser bestimmt. Seit einigen Jahren wird der Vergleichspunkt durch ein Modul direkt an der Datenerfassung realisiert.

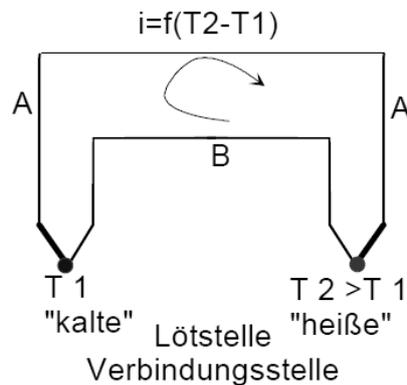


Abbildung 4.1 Messprinzip Thermoelement (Hesse et al., 2011)

Die Vorteile der Thermoelemente sind die Robustheit, die Langlebigkeit und die geringeren Kosten. Im Prüfeinsatz zeigen die Sensoren durch die geringe Eigenmasse ein schnelles Reaktionsverhalten auf eine Temperaturänderung und können durch die geringe Baugröße einfach eingebaut werden. (Bernstein, 2014)

Die Thermoelemente sind außen an den Rohren befestigt. Der Wärmeübergang zwischen Rohr und Temperaturfühler wurde zusätzlich durch eine Wärmeleitpaste verbessert. Die Fixierung ist durch die Verwendung eines geeigneten Befestigungsmaterials sichergestellt. Durch den Einsatz von Rohren mit kleinen Durchmessern und Wandstärken wird der Temperaturunterschied zwischen dem Medium (Kältemittel oder Lösung) und dem Thermoelement als gering angenommen. In einer Abschätzung im Messpunkt 7 (siehe Tabelle 5-1) wurde ein Temperaturunterschied zwischen Medium und Thermoelement von ca. 0,2 K berechnet.

Widerstandsthermometer

Die Wirkungsweise des Widerstandsthermometers beruht auf der Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstands in der Leitung. Am Prüfstand wurden Platin-Widerstandsthermometer, kurz Pt100, verbaut. Dabei steht die Zahl 100 für den Ohm'schen Widerstand bei einer Temperatur von 0°C .

In Abbildung 4.2 sind verschiedene Bauformen der Pt100-Temperaturfühler zu sehen. Man unterscheidet prinzipiell zwischen den Bauformen mit gewickelter Messwicklung (a, b) oder als Dünnschicht (c, d). Die Bauform „a“ wurde für den Prüfstand verwendet.

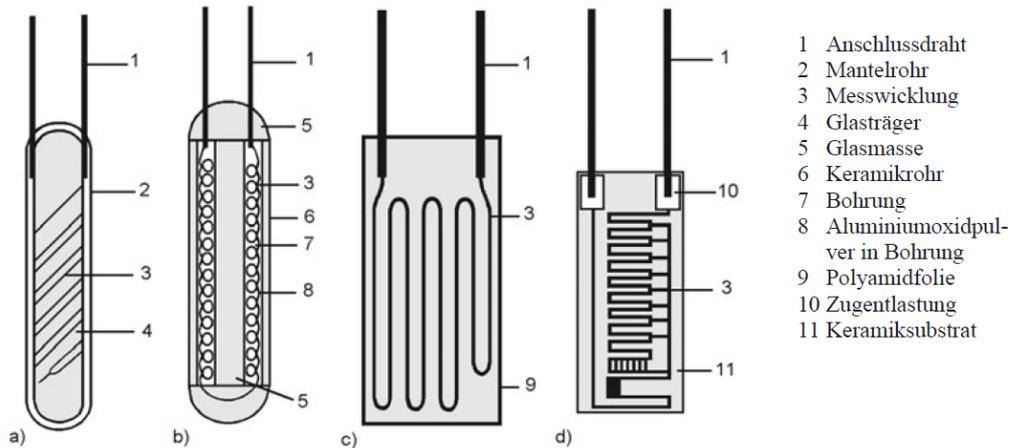


Abbildung 4.2 Bauformen eines Pt100 (Hesse et al., 2011)

Bei der Auswahl der Temperaturfühler sollten verschiedene Einflüsse beachtet werden. Die Bauform soll auf den Einbauort abgestimmt werden. Zum Beispiel ist es von Vorteil einen Dünnschichtsensor auf eine gebogene Fläche anzubringen. Ein weiterer wichtiger Faktor ist die aktive Messlänge, die vom Hersteller angegeben wird. Diese kann zwischen wenigen Millimetern bis zu Zentimetern variieren. Die Dünnschichtsensoren zeigen (wie die Thermoelemente) durch ihre geringe Eigenmasse eine gute Ansprechzeit bei Temperaturveränderungen. (Hesse et al., 2011).

In Abbildung 4.3 ist der Einbau des Pt100 im Wärmesenkenkreislauf nach dem Absorber zu sehen. Der Temperaturfühler wurde mittig im Rohr ausgerichtet. Vor der Messstelle wurde nach ersten Messungen eine Verengung eingebaut, um eine vermutete Temperaturschichtung des Wassers zu reduzieren und um genauere Messwerte zu erreichen.

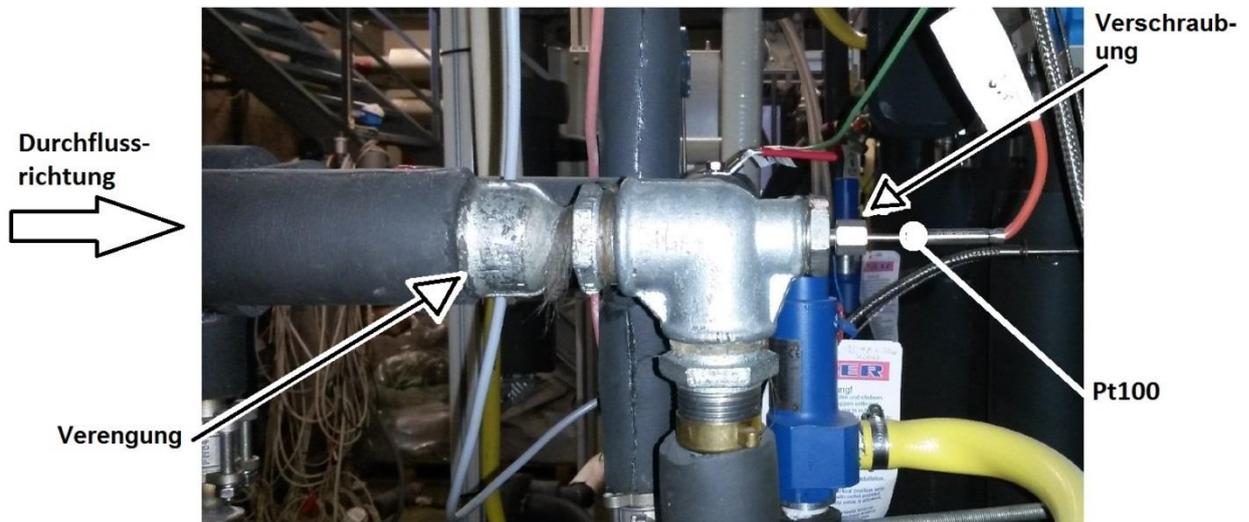


Abbildung 4.3 Messstelle mit eingebauten Pt100

Vor dem Einbau wurden die Pt100-Temperaturfühler und die Thermoelemente in einem Wärmebad kalibriert. Dazu wurde das Wasser im Wärmebad (Prozessthermostat) stufenweise aufgeheizt und mittels eines Referenzfühlers die Temperatur gemessen. Für die Kalibrierung wurden die Messwerte der Pt100 und des Referenzfühlers aufgezeichnet und eine Ausgleichsgerade für jeden einzelnen Fühler ermittelt. Für den Messbereich über 100°C wurde anstatt Wasser Thermoöl eingesetzt. Nach den ersten Versuchen wurden die Pt100-Fühler im Wärmesenkenkreislauf nachkalibriert. Dies war auf Grund von nicht erklärten Abweichungen

der Temperaturmesswerte während des Leerlaufbetriebs des Prüfstands notwendig. In Tabelle 4-3 sind die Messbereiche und die maximalen Standardabweichung je Sensortyp der kalibrierten Temperaturfühler (bezogen auf die Referenzmessstelle) aufgelistet.

Tabelle 4-3 Einsatzbereiche und Abweichung der verwendeten Temperatursensoren

	Pt100	TC Typ K	Einheit
Messbereich	0 - 120	0 - 180	[°C]
max. Standardabweichung	0,09	0,4	[K]

4.1.3 Massenstrommessung

Der Kältemittel- und der Lösungsmassenstrom wurden jeweils durch ein Coriolis-Massenstrommessgerät bestimmt. In der Abbildung 4.4 ist das Messprinzip grafisch dargestellt. Das Medium bzw. Kältemittel wird durch eine Rohrschleife im Messgerät geleitet. Die Messschleife, in welcher das Medium fließt, wird elektromagnetisch in Schwingung versetzt. An beiden Enden der Rohrschleife befinden sich Sensoren, die Frequenz und Phasenverschiebung messen. Die Änderungen werden durch die Corioliskraft, die proportional zum Massenstrom ist, verursacht. Mit der Frequenzänderung kann die Dichte des Mediums bestimmt und durch die Phasenverschiebung der Durchfluss gemessen werden. Vorteile des Systems sind die hohe Messgenauigkeit und die unabhängige Dichte- bzw. Durchflussmessung.

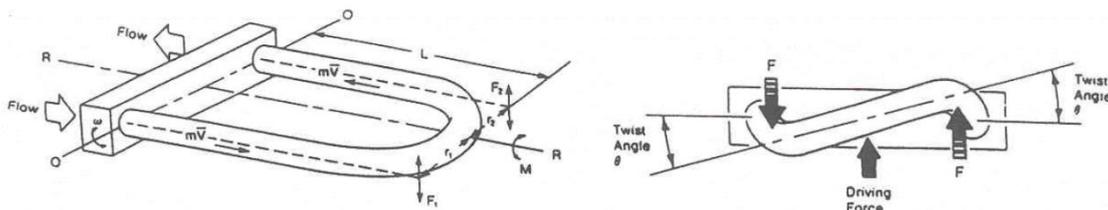


Abbildung 4.4 Coriolis Messprinzip (Management, 15.10.2014)

In Tabelle 4-4 sind die Messbereiche der eingebauten Massenstrommessgeräte aufgelistet. Verwendet wird das Messprinzip in vielen industriellen Bereichen, wie zum Beispiel in der Pharmazie, Lebensmittelproduktion bis hin zur Ölindustrie (Endress & Hauser, 2014)

Tabelle 4-4 Messbereich der Massenstrommessgeräte (Erking, 2014)

	Coriolis NH ₃	Coriolis Lösung	Einheit
Messbereich	0 - 100	0 - 600	[kg/h]
Dichte		800 - 1400	[kg/m ³]

Während den Messungen wurden unrealistische Werte der Ammoniak- und Lösungsdichte festgestellt. Dies ist zurückzuführen auf hohe Schwankungen bei der Messung der Gasdichte und auf eine interne Fehleinstellung am Messgerät für die arme Lösung. Aus diesem Grund wurden beide Dichtemessungen verworfen.

4.1.4 Volumenstrommessung

Zur Bestimmung des Volumenstroms der Wärmequelle und Wärmesenke wurden magnetisch induktive Durchflussmessgeräte (MID) eingesetzt. In Abbildung 4.5, auf der linken Bildseite, ist das Messprinzip dargestellt. Es beruht auf einem Magnetfeld, durch welche sein leitfähiges Medium fließt. Durch die senkrechte Anordnung des Magnetfelds zur Strömungsrichtung wird dem Wasser eine Spannung induziert. Die Spannung ist proportional zur Strömungsgeschwindigkeit, wodurch der Volumenstrom berechnet werden kann. Die Vorteile von MID sind die Unabhängigkeit der Messung von Dichte, Temperatur oder Druck des Mediums und die hohe Messgenauigkeit. Als Nachteil ist die benötigte Mindestleitfähigkeit des Mediums anzuführen. (Hesse et al., 2011)

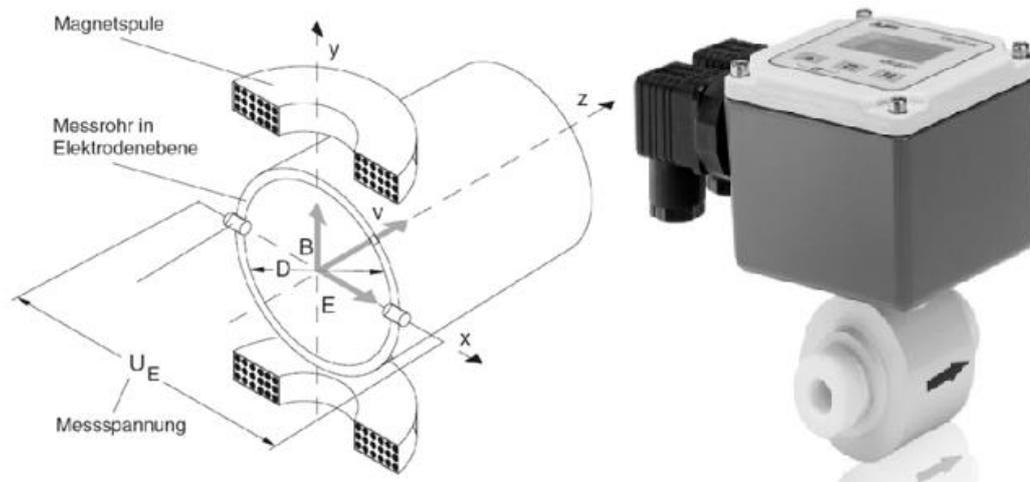


Abbildung 4.5 links: Messprinzip MID (ABB, 15.11.2014); rechts: ABB Miniflow (ABB, 15.11.2014)

Nach den ersten Versuchen wurden die MID nachträglich mittels Kontrollmessungen überprüft und kalibriert, um eine vermutete hohe Messgenauigkeit zu verringern. Der Messbereich der Volumenstrommessgeräte liegt von 0 bis 2000 l/h mit einer maximalen Messabweichung von $\pm 3\%$ vom Messwert (Herstellerangabe).

4.1.5 Energiemessung

Die Leistungsaufnahme der Kompressoren und der Lösungsmittelpumpe wird durch einen Drehstrom Energiemengenzähler mit Impulsgeber gemessen. Die aufgenommene Energiemenge wird durch Spannung und Strom bestimmt und als Signal mit 1000 Impulsen pro kWh an die Messdatenerfassung weitergeleitet. Die Leistungsmessung in Watt erfolgt durch Umrechnung der Impulse je Zeiteinheit bzw. stationärer Messperiode.

4.1.6 Füllstandmessung

Zur Überwachung und Regelung der Anlage wurde in den Sammelbehältern eine Füllstandsmessung eingebaut. Dabei wird die Füllstandshöhe der flüssigen Lösungsmenge, die sich im Behälter befindet, gemessen.

Das Messprinzip beruht auf einem Magnetsystem mit einem Schwimmer, der sich mit dem Füllstand mitbewegt, und Reedschaltern, die in einer Reihe an einer Kette angeordnet sind. Der Reedschalter ist ein Relais, das in einem Glaskörper eingebaut ist und in dem zwei Leiter in einer Schutzatmosphäre auf beiden Enden eingearbeitet sind. Die Schaltung des elektrischen Kreises erfolgt durch das Magnetfeld des Schwimmers. Die Reedkette wird dazu in ein Rohr eingeführt, das gleichzeitig als vertikale Führung für den Schwimmer, in dem ein Magnet eingebaut ist, dient. Durch das Schalten der Relais wird ein Spannungssignal erzeugt, das

Rückschlüsse auf den Füllstand gibt. Die elektrische Schaltung arbeitet dabei nach dem Prinzip der 3-Leiter-Potentiometerschaltung. Das Messsignal entspricht dem Widerstand der Messkette bis zum geschalteten Relais. (siehe Abbildung 4.6)

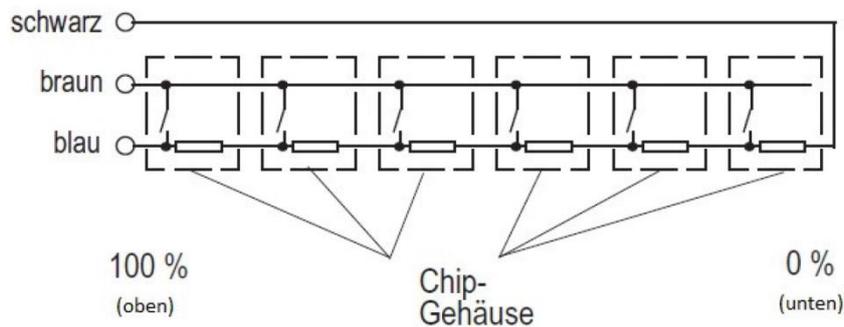


Abbildung 4.6 Wirkprinzip der Reedkontaktkette (Hannl, 2011)

Wichtig für den sicheren Betrieb der Füllstandmessung ist, dass die Dichte des Mediums nicht zu hoch oder zu gering für den verwendeten Schwimmer ist und das Medium nicht auskristallisiert oder klebrig ist. (Kuebler, 25.9.2014)

4.2 Steuerungseinrichtungen

Zur Bedienung der hybriden Wärmepumpe sind Steuerungseinrichtungen eingebaut worden. Diese ermöglichen es, die Messpunkte und deren Parameter einzustellen und während des Betriebs zu ändern. In Tabelle 4-5 sind alle Steuergeräte aufgelistet und deren Wirkprinzip und Steuergröße angeführt.

Tabelle 4-5 Übersicht der verwendeten Steuergeräte (Erkinger, 2014)

Stk.	Beschreibung	Wirkprinzip	Steuergröße
2	Dreiwegeventil mit Stellmotor	Beimischung	T_{SNK} , T_{SRC}
3	Strangreguliertventil	Durchflussregulieren	V_{SRC} , V_{SNK}
2	Expansionsventil	Lösung entspannen	p_{low}
2	Frequenzumrichter Verdichter	Frequenz variieren	f_{LPC} , f_{HPC}
1	Frequenzumrichter Lösungsmittelpumpe	Frequenz variieren	f_{LSP}
1	Kältemittelreservoir	Zu & Abfuhr von Kältemittel	p_{high} (über Füllmenge)

4.2.1 Dreiwegeventil

Motorgesteuerte Dreiwegeventile wurden in jeden Wasserkreislauf eingebaut (siehe Kapitel 3.2). Sie haben die Aufgabe die Wassertemperatur am Eingang der Wärmesenke und –quelle zu regeln. Dies wird durch eine hydraulische Beimischschaltung mit einem Dreiwegeventil in beiden Wasserkreisläufen realisiert.

In Abbildung 4.7 ist der schematische Aufbau einer Beimischschaltung dargestellt. Das Dreiwegeventil besitzt zwei Eingänge (A und B) und einen Ausgang (AB). Durch das Verändern der Zuflussmenge je Eingang kann die Temperatur geregelt werden. Dabei bleibt der Massenstrom am Ausgang konstant. Die Temperatur kann durch das Mischen der beiden Strömungen (A und B) eingestellt werden. Diese hydraulische Schaltung kommt sehr häufig in Heizungssystemen vor, da diese sehr günstig und einfach in der Realisierung ist. (Rietschel, 2005)

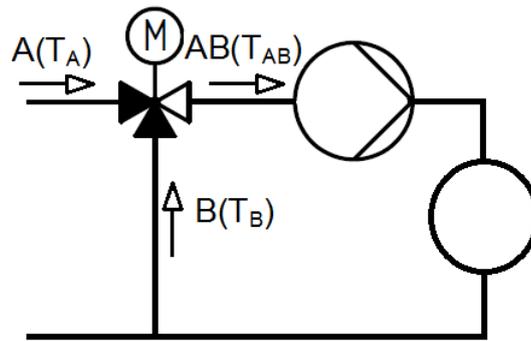


Abbildung 4.7 Prinzip einer Beimischschaltung

Im Wärmequellenkreislauf beispielsweise wird die Solltemperatur im Ausgang (AB) durch das Mischen der Massenströme vom „kalten“ Rückfluss (B) und vom „warmen“ Vorlauf (A), kommend von der Infrastruktur, erreicht. Die maximale einstellbare Temperatur entspricht der Vorlauftemperatur der Infrastruktur. Bei der Wärmesenke ist der Eingang (A) die „kalte“ und der Rückfluss (B) die „warme“ Seite.

4.2.2 Expansionsventil

Das Expansionsventil der Firma Danfoss drosselt die reiche Lösung von Hochdruckniveau auf Niederdruck. Die Drossel kann durch Änderung der Zeiten des periodischen Öffnens und Schließens des Ventils den eingestellten Niederdruck regulieren. Im Inneren des Expansionsventils wird durch eine Verengung des Nenndurchmessers der Durchfluss gedrosselt. Das Steuerungsprogramm regelt die Öffnungszeiten. Durch das Anlegen einer Spannung an die Magnetspule wird das Ventil periodisch geöffnet. Ist der tatsächliche Druck nach der Drossel niedriger als der Sollwert, so werden die Öffnungszeiten kontinuierlich erweitert, bis im Maximalwert das Ventil die ganze Periode offen ist. Im ausgeschalteten Zustand ist die Drossel geschlossen.

Zu Beginn wurde eine Drossel ausgelegt und im Prüfstand eingebaut. Nach den ersten Versuchen wurde festgestellt, dass diese einen zu geringen maximalen Durchfluss aufweist und somit einige Messpunkte nicht durchführbar waren. Aus diesem Grund wurde parallel eine zweite Drossel mit größerem Durchfluss eingebaut. Im Betrieb können beide Drosseln durch den parallelen Einbau eingesetzt werden und der Durchfluss kann somit erhöht werden. In Tabelle 4-6 sind alle wesentlichen Informationen der beiden eingebauten Expansionsventile aufgelistet.

Tabelle 4-6 Übersicht der Eigenschaften der eingebauten Expansionsventile (Danfoss, 27.9.2014)

	AKVA 10-6	AKVA 10-7	Einheit
Kv-Werte	0,103	0,162	[-]
Empfohlene Periodendauer	6	6	[sec]
Regelbereich	10-100	10-100	[%]
Max. Betriebsdruck	42	42	[bar]

4.2.3 Frequenzumrichter

Die stufenlose Regelung der Drehzahlen der beiden Kompressoren und der Lösungsmittelpumpe wird durch den Einsatz von Frequenzumrichtern erreicht. Durch das Variieren der Drehzahl können die Verdichter den Kältemittelmassenstrom und somit die Leistung verändern. Die Frequenzumrichter wurden vom Kompressor-Hersteller mitgeliefert.

Die vorgegebene Netzfrequenz und –spannung (50Hz / 400V) kann durch den Umrichter variiert werden. Dies wird nicht durch ein mechanisches Bauteil, sondern durch einen magnetischen Fluss erreicht. Zu Beginn wird die Wechselfrequenz durch einem Zwischenkreis mit einem Gleichrichter auf Gleichstrom umgewandelt. Durch den direkten Zusammenhang zwischen Strom und Spannung kann nun die Drehzahl und Leistung der Kompressoren und der Pumpe bei der Rückwandlung in ein Drehstromsignal geregelt werden. (Cube et al., 1997)

4.2.4 Strangreguliertventil

Am Prüfstand wurden drei Strangreguliertventile verbaut, um einzelne Kreisläufe der Wärmequelle abzusperren (AUX 1, 2) oder die Durchflussmenge im Wärmesenken- und Wärmequellekreislauf durch teilweises Schließen anzupassen. Die beiden Gaskühler können auch einzeln geregelt bzw. abgesperrt werden. Die Regelung erfolgt per Hand durch ein Drehrad mit integrierter Stellungsanzeige, wodurch die Ventilöffnung eingestellt werden kann. (siehe Abbildung 3.6 und Abbildung 3.7)

4.3 Regelung

Die Regelung der hybriden Wärmepumpe erfolgt über ein Programm in LabView, beispielsweise durch Steuern der Motordrehzahl der Elektromotoren oder Variieren der Ventilstellungen. Die Hauptaufgabe dabei ist den Prüfstand stabil zu betreiben und Störeinflüsse auszuregulieren. Die Regelparameter sind Niederdruck, Temperatur und Durchfluss (manuell) des Wassers der Wärmesenke und -quelle, Frequenz bzw. Drehzahl von Nieder- und Hochdruckkompressor und Füllstand des Sammelbehälters RSAC.

In Abbildung 4.8 ist eine einfache Regelstrecke dargestellt. Der Regelkreis hat die Aufgabe den Sollwert (w) einzuhalten, in dem er diesen mit dem Istwert (x) vergleicht. Die Differenz (e) der zwei Werte wird in der Regeleinrichtung verarbeitet und als Stellgröße (y_R) weitergeleitet. Die Regelstrecke bekommt die Stellgröße, ggf. erweitert um den Einfluss einer Störgröße (z), und stellt z.B. ein Ventil nach.

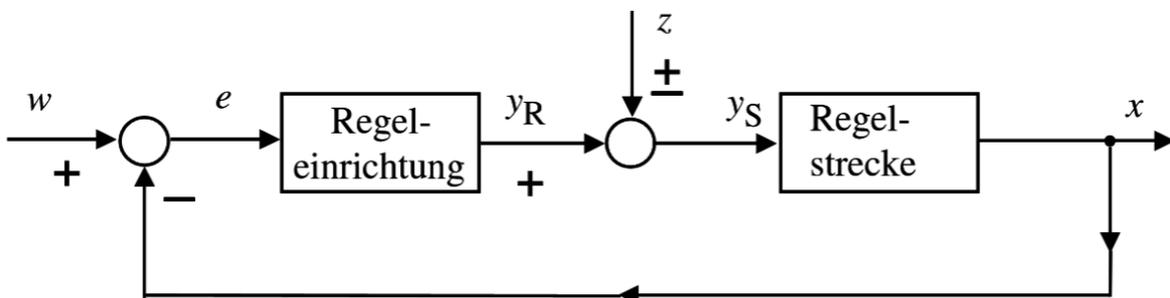


Abbildung 4.8 einfacher Regelkreis (Serge Zacher, 2014)

4 Mess- und Regeltechnik

Das Niederdruckniveau wird durch eine automatische Regelung des Expansionsventils eingestellt. Dabei wird der Durchfluss der reichen Lösung in den Desorber und nachfolgend in den Sammelbehälter PSAC durch Variieren der Öffnungszeit des Ventils geregelt. Der Volumenstrom des gasförmigen Ammoniaks aus dem Sammelbehälter wird durch die Drehzahl des Niederdruckkompressors festgelegt. Die Regelung des Expansionsventils steuert den Zufluss um den Druck bei fixer Kompressordrehzahl konstant zu halten. Dies wird durch Variieren der Öffnungszeiten des Expansionsventils erreicht. Die Öffnungszeit wird in der Pulsweitenregelung festgelegt. Durch Steigern der Pulsweite bleibt die Drossel länger geöffnet. Dadurch erhöht sich der Durchfluss und damit auch der Niederdruck.

Die Eintrittstemperaturen der Wärmesenke in den Absorber und der Wärmequelle in den Desorber werden durch das Dreiwegeventil in der Beimischung geregelt. Durch teilweises Öffnen des Ventils wird das abgekühlte bzw. erhitze Wasser aus dem hydraulischen Kreislauf (siehe Kapitel 3.2) mit dem Vorlauf der Infrastruktur vermischt, um die gewünschte Temperatur zu erreichen. Die Regelung des Ventils kann manuell oder automatisch über das Programm in LabView erfolgen. Für die automatische Regelung wird die Solltemperatur vorgegeben. Der Durchfluss des Wassers in beiden Kreisläufen kann mit einem Strangreguliertventil per Hand variiert werden.

Im zweistufigen Betrieb wird die Frequenz des Niederdruckkompressors vorgegeben. Der Frequenzbereich erstreckt sich dabei von 35 - 75 Hz. Die Drehzahl des Hochdruckkompressors wird durch das Programm in LabView automatisch über einen Zusammenhang von Hubvolumen, gemessenem Gesamtdruckverhältnis und der Frequenz des Niederdruckkompressors berechnet und hat als Zielgröße das Druckverhältnis je Stufe, welches an beiden Kompressoren gleich sein soll. Mit Hilfe einer Feinsteuerung kann die Drehzahl des Hochdruckkompressors manuell nachjustiert werden. Im einstufigen Betrieb wird der Niederdruckkompressor abgeschaltet und der Hochdruckkompressor auf eine Sollfrequenz fix eingestellt.

Eine weitere Regelgröße ist die Drehzahl der Lösungsmittelpumpe, die prozentual verändert werden kann. Der Massenstrom kann von ca. 60 bis 600 kg/h in einem Frequenzbereich von 10 bis 87,5 Hz variiert werden. Die Regelung kann zwischen manuellem und automatischem Betrieb umgeschaltet werden. Im Automatikbetrieb wird als Sollwert der Füllstand des Sammelbehälter RSAC vorgegeben, der durch das Anpassen des Massenstroms der Lösung möglichst konstant gehalten wird.

Alle Regelparameter sind Vorgaben der Messreihen für die Versuchsdurchführungen, die in Kapitel 5.1 noch genauer erläutert werden.

4.4 Bedien- und Messebene

Für die Messdatenerfassung, Steuerungs- und Regelungstechnik sowie Datenaufzeichnung wurde die Software LabView verwendet. Die einfache Handhabung und Bedienung sind die wesentlichen Vorteile des Programms. Der Hauptbaum bzw. Pfad des Projekts gliedert sich in verschiedene Unterprogramme. In den einzelnen Unterprogrammen werden zum Beispiel die Wärmeleistungen berechnet, Regelungsverschaltungen verwirklicht oder Messwerte in einem Ausgabefenster visualisiert.

Die Visualisierung der Mess- und Bedieneinrichtung ist auf drei Ein- und Ausgabefenster am PC aufgeteilt. In Abbildung 4.9 ist das erste Ausgabefenster dargestellt, welches vier Diagramme beinhaltet (zwei gezeigt), in denen der zeitliche Verlauf von ausgewählten Messwerten (Temperatur, Druck, Massenstrom, Füllstände) gezeigt wird. Die Werte werden im linken Diagramm im Sekundentakt und im rechten Diagramm im Minutentakt aktualisiert. Der zeitliche Verlauf der Messwerte kann daraus sehr gut abgelesen werden. Zusätzlich kann ein aktuelles Abbild der Verläufe in ein separates Diagramm kopiert werden.

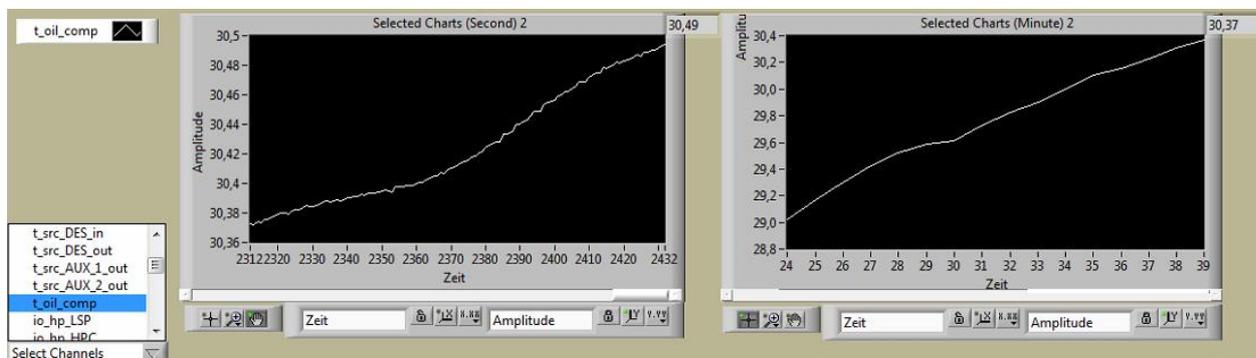


Abbildung 4.9 Temperaturverlauf im Diagramm in LabView

Das zweite Ausgabefenster (siehe Abbildung 4.10) zeigt alle aktuellen Messwerte und Signale der einzelnen Sensoren, Alarmgeber, Leistungszähler sowie berechnete (abgeleitete) Messgrößen, welche in Echtzeit ermittelt werden. Im Hintergrund des Unterprogramms werden alle Werte sekundlich in eine Excel-Datei gespeichert.

Die in Abbildung 4.10 markierten und beschrifteten Gruppen bzw. Unterprogramme sind im Hauptpfad des Projekts enthalten. In den einzelnen Blöcken des Ausgabefensters sind die Werte nach Signalart zusammengefasst. Im Analog-Input-Block sind zum Beispiel die angeschlossenen Messfühler der Drucksensoren ersichtlich. Auf der linken oberen Seite der Bedienoberfläche wird das Programm gestartet. Das Programmende erfolgt über den Button „Stop“ (Schalter) rechts unten. Die Messwerte der Messperiode werden anschließend gespeichert und dokumentiert.

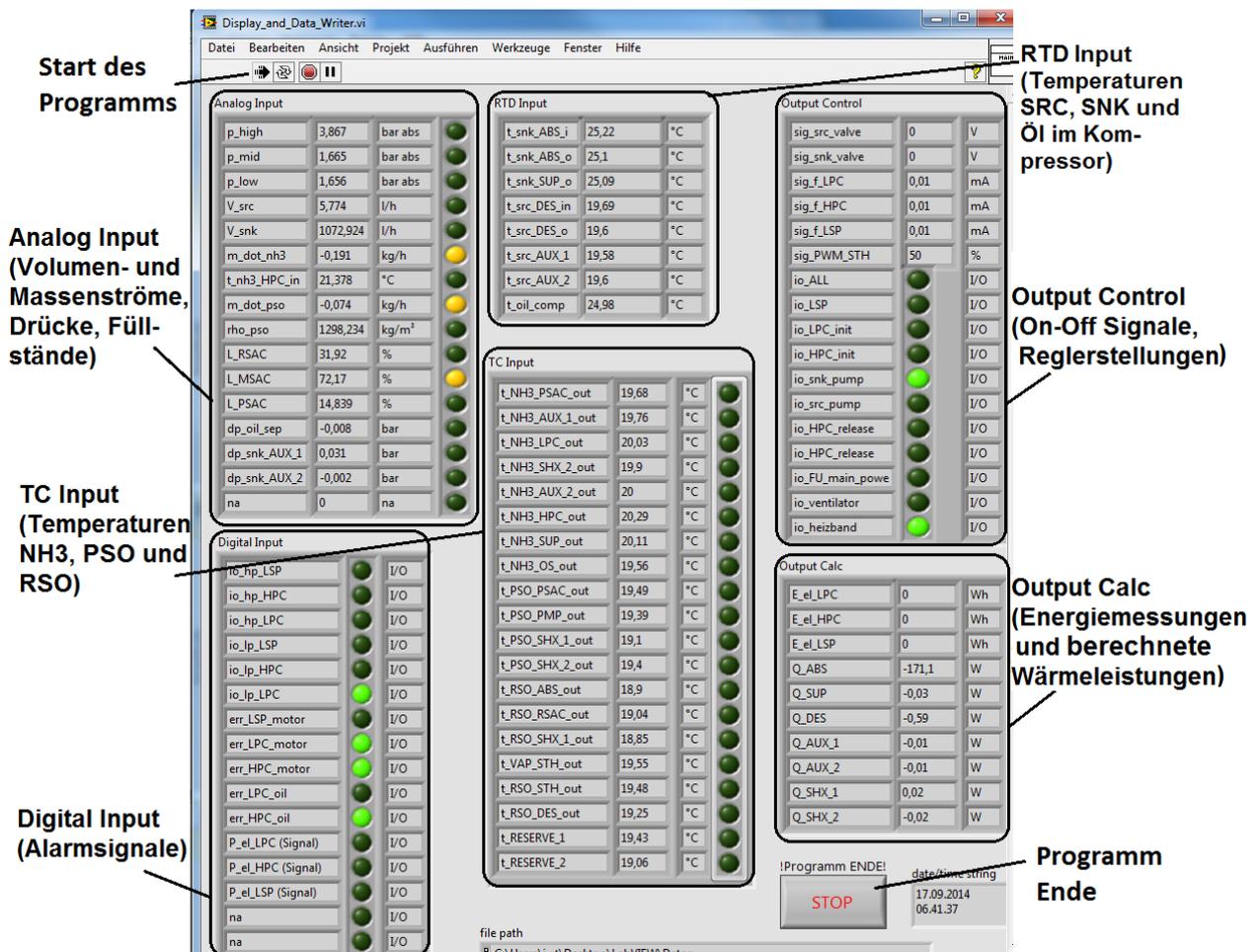


Abbildung 4.10 Anzeige der Messwerte im LabView

Die Steuerungs- und Regelungsebene ist im dritten Fenster hinterlegt. In Abbildung 4.11 ist der obere Bereich des Bedienfensters dargestellt. Auf der linken Seite sind virtuelle Schalter eingebettet, mit denen die einzelnen Komponenten, wie z.B. die Lösungsmittelpumpe (LMP) oder die gesamte Anlage (Hauptschalter), in Betrieb genommen werden. Auf der rechten Seite können die Temperaturen der Wärmesenke und -quelle eingestellt werden. Der zeitliche Verlauf der prozentualen Öffnung des Ventils der Beimischschaltung wird im Diagramm zwischen dem Sollwert der Temperatur und den Parametern für den PI-Regler dargestellt. Die Feinabstimmung der Regler kann je nach Schalterstellung auf der rechten Seite des Diagramms manuell nachjustiert werden. Die Temperaturregelung erfolgt manuell oder automatisch. Im manuellen Betrieb wird die Ventilstellung vorgegeben und die aktuelle Temperatur neben dem Schalter angezeigt, im Regelbetrieb wiederum wird hier der Sollwert eingestellt.

Die eingestellten Parameter von allen Reglern zeigen während des Betriebs eine gute Regelcharakteristik. Bei Betriebsbeginn, nachdem der Prüfstand gestartet wurde, sollte die Regelung teilweise manuell erfolgen, damit ein stabiler Betrieb bspw. der Lösungsmittelpumpe (Überschwingen) früher erreicht wird. Ein weiterer Vorteil der manuellen Regelung zu Beginn ist das schnellere Erreichen eines stationären Betriebspunkts.

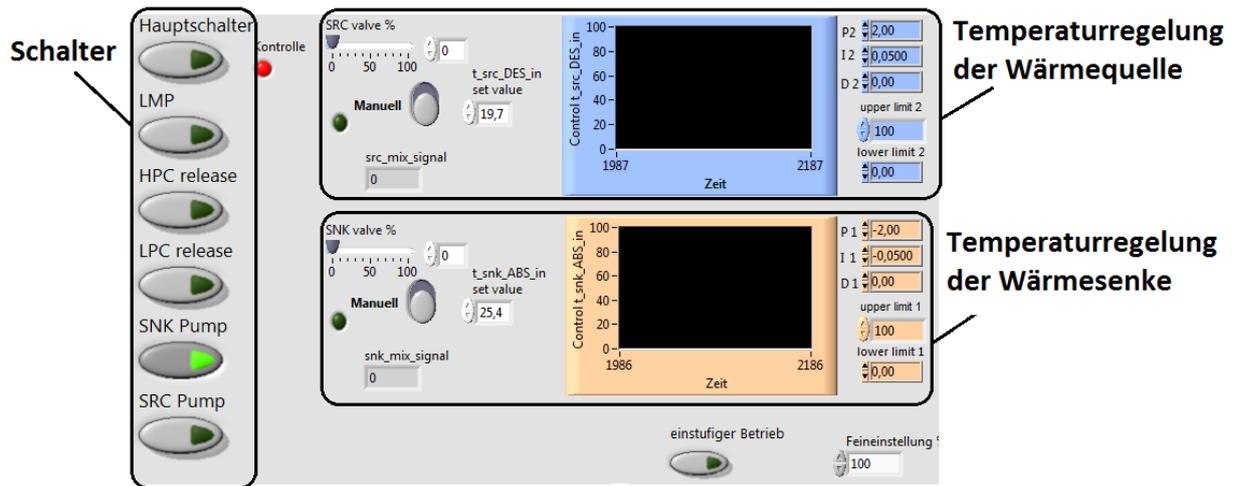


Abbildung 4.11 Bedienfenster mit Steuerung und Regelung der Temperaturen im LabView

In Abbildung 4.12 ist im unteren Bereich des bereits oben angeführten Bedienfensters die Regelung der Drehzahl des Niederdruckkompressors im zweistufigen Betrieb und der Lösungsmittelpumpe zu sehen. Im oberen Bereich ist ein „virtueller“ Schalter eingebaut, mit dem die Wärmepumpe zwischen ein- und zweistufigen Betrieb umgeschaltet werden kann. Auf der linken Seite in Abbildung 4.12 wird im zweistufigen Betrieb die Frequenz des Niederdruckkompressors manuell eingestellt. Die Berechnung der Drehzahl des Hochdruckkompressors erfolgt im zweistufigen Betrieb automatisch und hat die Aufgabe, gleiche Druckverhältnisse an beiden Kompressoren einzustellen. Eine Feineinstellung der Drehzahl am Hochdruckkompressor erfolgt über die Vorgabe rechts oben. Die Lösungsmittelpumpe fördert die arme Lösung des Sammelbehälters PSAC in den Absorber. Die Drehzahl wird über den Füllstand des Hochdruckbehälters geregelt und kann prozentual von 10 – 87,5 Hz geändert werden. Der Massenstrom variiert dabei zwischen 60-600 kg/h.

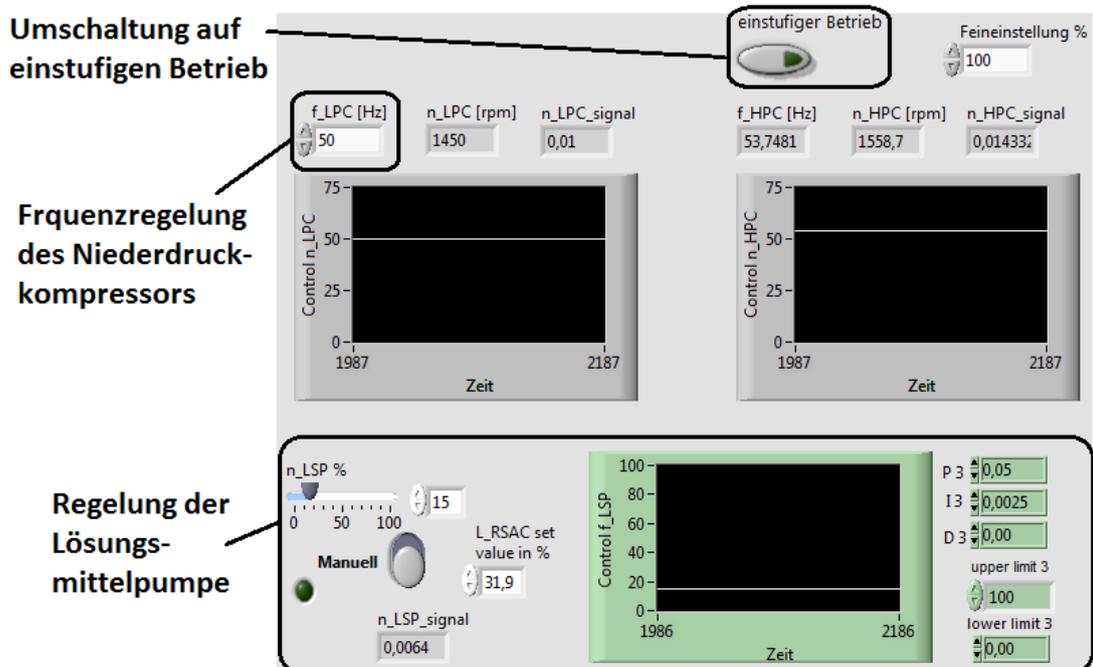


Abbildung 4.12 Bedienfenster mit Steuerung und Regelung der Kompressoren und der Lösungsmittelpumpe im LabView

Weiters sind im Bedienfenster zusätzliche Schalter (Heizband, Ventilator, etc.) und die Pulsweitenregelung der Lösungsdrössel vorgesehen. Der Niederdruck wird bei letzterer mit einem Sollwert vorgegeben und durch die Regelung der Öffnungszeiten der Drössel eingestellt. Die Bedienung ist analog zu den vorher gezeigten Reglern implementiert.

4.4.1 Abgeleitete Messgrößen

Im Hintergrund des zweiten Bedienfensters in LabView werden mittels der Messwerte Leistungsberechnungen an den Wärmeüberträgern durchgeführt. Dies hat den Vorteil, dass während des Betriebs die Leistungsdaten der einzelnen Komponenten visualisiert und aufgezeichnet werden können. Dadurch können schon während des Betriebs mögliche Fehler oder Probleme der Anlage erkannt werden.

Mit den Gleichungen 4-1 und 4-2 können die Wärmeleistungen der Wärmesenke und des Desorbers bezogen auf die Messwerte in den hydraulischen Kreisläufen berechnet werden. Die Dichte (ρ_w) des Wassers wird jeweils in Abhängigkeit zur Temperatur an der Stelle der Volumenstrommessung bestimmt. Der Druck kann dabei, wegen des geringen Einflusses auf die Flüssigkeitsdichte vernachlässigt werden. Die Enthalpien an den Zustandspunkten werden ebenfalls in Abhängigkeit der Temperatur berechnet. Die Wärmeleistung des Absorbers wurde indirekt über die gesamte übertragene Wärmeleistung von Absorbereintritt bis Desuperheateraustritt weniger der Desuperheaterleistung gemäß der Gleichungen 4-3 und 4-4 berechnet. Dies war auf Grund von nicht nachvollziehbaren Messwerten der Absorberaustrittstemperatur notwendig (siehe 5.4).

$$\dot{Q}_{SNK} = \dot{V}_{SNK} * \rho_w * (h_{t_{SNK,ABS,in}} - h_{t_{SNK,SUP,out}}) \quad \text{Gl. 4-1}$$

$$\dot{Q}_{DES} = \dot{V}_{SRC} * \rho_w * (h_{t_{SRC,DES,in}} - h_{t_{SRC,DES,out}}) \quad \text{Gl. 4-2}$$

$$\dot{Q}_{ABS} = \dot{Q}_{SNK} - \dot{Q}_{SUP} \quad \text{Gl. 4-3}$$

Die Wärmeleistungen der Gaskühler und des Desuperheaters wurden durch die Messwerte im Ammoniakkreislauf berechnet. Für die Enthalpiewerte wurde dabei eine Korrelation in Abhängigkeit von Druck und Temperatur aus den Stoffdaten aus EES (2014) abgeleitet und angewandt.

$$\dot{Q}_{SUP} = \dot{m}_{NH3} * (h_{t_{NH3,SUP,in},P_{high}} - h_{t_{NH3,SUP,out},P_{high}}) \quad \text{Gl. 4-4}$$

$$\dot{Q}_{AUX1} = \dot{m}_{NH3} * (h_{t_{NH3,AUX1,in},P_{low}} - h_{t_{NH3,AUX1,out},P_{low}}) \quad \text{Gl. 4-5}$$

$$\dot{Q}_{AUX2} = \dot{m}_{NH3} * (h_{t_{NH3,AUX2,in},P_{mid}} - h_{t_{NH3,AUX2,out},P_{mid}}) \quad \text{Gl. 4-6}$$

Beide Lösungswärmetauscher wurden in LabView durch die Zustandsänderung der armen Lösung berechnet. Dabei wird durch Druck und Temperatur im Sammelbehälter nach dem Desorber die Lösungskonzentration bestimmt und in weiter Folge mit den Stoffdaten die benötigten Enthalpien für die Temperaturen berechnet.

$$\dot{Q}_{SHX1} = \dot{m}_{pso} * (h_{t_{pso,SHX1,in},x_{pso}} - h_{t_{pso,SHX1,out},x_{pso}}) \quad \text{Gl. 4-7}$$

$$\dot{Q}_{SHX2} = \dot{m}_{pso} * (h_{t_{pso,SHX2,in},x_{pso}} - h_{t_{pso,SHX2,out},x_{pso}}) \quad \text{Gl. 4-8}$$

Im Rahmen der Auswertung wurde festgestellt, dass die gemessenen Massenströme des Ammoniaks nicht mit den berechneten Werten gemäß Energiebilanz und Kompressordrehzahl übereinstimmen. Durch eine Berechnung in EES (2014) konnten die Werte nachträglich gemäß Energiebilanz richtiggestellt werden, wodurch sich die gasseitig berechneten Wärmeleistungen im Rahmen der Auswertung änderten. Die Nachrechnung erfolgte über die Energiebilanz am Desorber gemäß der Gleichung 4-9.

$$\dot{Q}_{DES} = \dot{m}_{rso} * h_{RSO,DES,in} - \dot{m}_{pso} * h_{PSO,DES,out} + \dot{m}_{NH_3,VAP} * h_{VAP,DES,out} \quad \text{Gl. 4-9}$$

Für die Berechnung des Ammoniakmassenstroms wurden der gemessene Ein- und Austrittszustand der Lösung und die Desorberleistung auf der Wasserseite herangezogen. Der Index VAP des Ammoniakmassenstrom ($\dot{m}_{NH_3,VAP}$) bezieht sich auf das reine gasförmige Ammoniak, das im Desorber ausgetrieben und erwärmt wird. Mit Hilfe weitere Massenstrombilanzen (Gl. 4-10 bis Gl. 4-11) konnte der Massenstrom des Ammoniaks am Austritt bestimmt werden.

$$\dot{m}_{RSO} = \dot{m}_{NH_3} + \dot{m}_{LiNO_3} \quad \text{Gl. 4-10}$$

$$\dot{m}_{LiNO_3} = (1 - x_{pso}) * \dot{m}_{pso} \quad \text{Gl. 4-11}$$

$$\dot{m}_{RSO} = \dot{m}_{pso} + \dot{m}_{NH_3,VAP} \quad \text{Gl. 4-12}$$

Mit Gleichung 4-10 wurde der reiche Lösungsmassenstrom als Summe aus Ammoniak und reinem Lithiumnitrat berechnet. Gleichung 4-11 bestimmt den Lithiumnitratmassenstrom mit Hilfe des gemessenen Massenstroms der armen Lösung und der gemäß Sättigung berechneten Lösungskonzentration.

4.5 Messunsicherheit

In vielen technischen Anwendungen werden Messergebnisse aus mehreren Messgrößen berechnet. Das Messergebnis setzt sich aus einem Messwert und einer Messunsicherheit zusammen. Die Messunsicherheit (u) ist ein Toleranzwert, in dem mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit die tatsächliche Messgröße liegt. Der Ansatz für die Berechnung der Messunsicherheit abgeleiteter (berechneter) Messgrößen ist die Gauß'sche Fehlerfortpflanzung (siehe Gleichung 4-13).

$$u = \sqrt{\left(\frac{\delta f}{\delta x}\right)^2 * u_x^2 + \left(\frac{\delta f}{\delta y}\right)^2 * u_y^2 + \dots} \quad \text{Gl. 4-13}$$

Für die Berechnung der Messunsicherheit werden die Abweichungen der Messwerte als zufällige und unbekannt systematische Messabweichungen, die nicht reproduzierbar sind, bewertet. Für die Bestimmung der einzelnen zufälligen Messunsicherheiten werden die ermittelten Standardabweichungen der Kalibrierung verwendet oder Standardabweichungen aus Toleranzangaben der Hersteller berechnet. Die Berechnung für die Messunsicherheit ergibt

4 Mess- und Regeltechnik

ein Intervall für jeden einzelnen Sensor, in welchem der Messwert mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit liegt.

Die maximalen Messabweichungen gemäß Herstellerangaben der einzelnen Temperaturfühler, Drucksensoren, Energiemengenzähler oder Durchflussmessgeräte wurden bei der Installation am Prüfstand dokumentiert und sind in Tabelle 4-7 aufgelistet. Zusätzlich wird bei der Messunsicherheitsrechnung eine Unsicherheit der Gleichungen bei berechneten Stoffwerten (Dichte, spezifische Wärmekapazität) berücksichtigt.

Tabelle 4-7 Auflistung der Messunsicherheit (in Anlehnung an Erking, 2014)

Messgerät	Messwert	Max. Messabweichung	Offset
Pt100-Fühler	Wassertemperaturen	$\pm 0,2$ % v.M [°C]	$\pm 0,15$ [K]
Thermocouple	Temp.: Lösung & NH ₃		$\pm 1,5$ [K]
ABB Miniflow	Volumenstrom: Wasser	± 3 % v.M.	
Coriolis E&H	Massenstrom: NH ₃	$\pm 0,35$ % v.M.	
	Massenstrom: Lösung	$\pm 0,1$ % v.M.	$\pm 0,1$ [kg/h] *
	Dichte		± 20 [kg/m ³]
	Temperatur	$\pm 0,5$ % v.M. [°C]	$\pm 0,5$ [K]
Drucktransmitter	Druck	± 1 % v.E.	
Energiemengenzähler	Strom	± 1 % v.M.	

* Druck-, Temperatur-, Stromausgang haben einen Einfluss

Die Gleichung 4-14 beschreibt die Umrechnung der maximalen Messabweichung in eine einfache Standardabweichung. Durch die Division von $\sqrt{3}$ wird auf eine Normalverteilung der Messabweichungen aus den Herstellertoleranzen übergeleitet.

$$u(x) = \frac{\text{max. Messabweichung}}{\sqrt{3}} \quad \text{Gl. 4-14}$$

Es soll nun beispielhaft für den Desorber die Messunsicherheit der berechneten Wärmeleistung ermittelt werden. Die Desorberleistung (Gleichung 4-15) berechnet sich aus der Enthalpiedifferenz von ein- und austretendem Wasser und dem Massenstrom. Die Enthalpie und die Dichte sind temperatur- und geringfügig druckabhängig. Die Dichte hat einen Einfluss auf den Massenstrom des Wassers, da dieser aus dem Volumenstrom rückgerechnet wird.

$$Q_{DES} = \dot{m} * (h_{out} - h_{in}) = \dot{V} * \rho * (h_{out} - h_{in}) \quad \text{Gl. 4-15}$$

Mit Gleichung 4-16 wird die Messunsicherheit für die Desorberleistung, die sich aus mehreren Einzelunsicherheiten zusammensetzt, ermittelt. Dazu werden die partiellen Ableitungen von Gleichung 4-15 aller verwendeter Messwerte berechnet. Die Fehlerfortpflanzung lässt sich mit der statistischen Gleichverteilungsfunktion bei zufälligen Abweichungen der einzelnen Messwerte beschreiben.

Die Standardabweichung der Temperaturfühler ist in der Messunsicherheit der Enthalpie enthalten. Des Weiteren werden Unsicherheiten bei der Berechnung der Stoffeigenschaften des Wassers (z.B. Enthalpie Korrelation) miteingerechnet. Das vollständige Messergebnis der Desorberleistung setzt sich aus dem Messwert und der Messunsicherheit aus unbekanntem systematischen und den zufälligen Abweichungen gemäß Gleichung 4-16 zusammen. (Mühl, 2012)

$$u_{Q_{DES}} = \sqrt{\left(\frac{\delta\dot{Q}_{DES}}{\delta t_{in}}\right)^2 * u_{t_{in}}^2 + \left(\frac{\delta\dot{Q}_{DES}}{\delta t_{out}}\right)^2 * u_{t_{out}}^2 + \left(\frac{\delta\dot{Q}_{DES}}{\delta\Delta h_{Wasser}}\right)^2 * u_{h_{Wasser}}^2} \quad \text{Gl. 4-16}$$

$$+ \sqrt{\left(\frac{\delta\dot{Q}_{DES}}{\delta\rho_{Wasser}}\right)^2 * u_{\rho_{Wasser}}^2 + \left(\frac{\delta\dot{Q}_{DES}}{\delta\dot{V}}\right)^2 * u_{\dot{V}}^2}$$

In Tabelle 4-8 sind die Maximalwerte und die durchschnittlichen prozentualen Messunsicherheiten aller Messpunkte für die berechneten Messwerte, die für die Bewertung der hybriden Wärmepumpe benötigt werden, aufgelistet. Die durchschnittliche Abweichung z.B. bei COP, ABS oder DES liegen unter 3%. Dies lässt sich durch eine große gemessene Leistung bzw. Temperaturdifferenz am Wärmetauscher erklären, wodurch die Messunsicherheit in Folge der Temperaturmessung mit Widerstandsthermometern relativ gering ist. Anders sieht dies z.B. bei der Messunsicherheit des Lösungswärmetauschers 2 aus. Die höhere Standardabweichung der Thermoelement-Temperaturfühler und die geringe Temperaturdifferenz der Lösung zwischen Ein- und Austritt haben einen großen Einfluss auf die Messunsicherheit, wodurch sich hohe prozentuale Messunsicherheiten ergeben

Tabelle 4-8 Auflistung der Messunsicherheiten

Rechenwert	u_{\emptyset}	$\%_{\emptyset}$
COP	$\pm 0,06$ [kW]	$\pm 2,04$
Q_{ABS}	$\pm 0,24$ [kW]	$\pm 2,12$
Q_{SNK}	$\pm 0,24$ [kW]	$\pm 2,02$
Q_{DES}	$\pm 0,23$ [kW]	$\pm 1,98$
Q_{AUX1}	$\pm 0,02$ [kW]	$\pm 9,67$
Q_{AUX2}	$\pm 0,02$ [kW]	$\pm 3,56$
Q_{SUP}	$\pm 0,02$ [kW]	$\pm 4,97$
Q_{SHX1}	$\pm 0,15$ [kW]	$\pm 7,18$
Q_{SHX2}	$\pm 0,13$ [kW]	$\pm 15,44$
P_{el}	$\pm 0,01$ [kW]	$\pm 0,30$

5 MESSERGEBNISSE

In diesem Kapitel wird auf die Auswertung der Messpunkte bzw. Messreihen und auf die Komponenten wie Kompressoren, Absorber, Desorber und sonstige Wärmetauscher näher eingegangen. Dabei werden die Funktionen der Bauteile zum Teil erst theoretisch beschrieben und anschließend die Messergebnisse analysiert und Kennzahlen erläutert. Am Ende des Kapitels wird das Konzept der hybriden Wärmepumpe bewertet.

5.1 Messmatrix

Im Vorfeld wurden mögliche Messpunkte (MP) bzw. Messreihen in einer Messmatrix (siehe Tabelle 5-2) zusammengefasst. Mit Hilfe des Simulationsprogramms in EES (*Engineering Equation Solver*, 2014) konnten wichtige Informationen, wie zum Beispiel der zu erwartende Lösungsmassenstrom, gewonnen und auf die Durchführbarkeit am bestehenden Versuchstand überprüft werden. Aufbauend auf den Simulationswerten wurde die Messmatrix erstellt. In der Matrix sind die Einstellparameter, die sich aus den Volumenströmen und den Temperaturen am Eintritt der Wärmequelle und -senke, Hoch- und Niederdruckniveau, Stufenanzahl der Kompressoren, Frequenz des Niederdruckkompressors sowie den Betrieb mit bzw. ohne den Gas-Bypass am Desorber (siehe Abbildung 3.1) zusammensetzen. In Tabelle 5-1 sind exemplarisch die Messpunkte (MP) 1 bis 7 im Detail angegeben.

Tabelle 5-1 Messreihe 1 mit den Messpunkten 1 bis 7

MP	V_{snk}	V_{src}	$t_{\text{snk,in}}$	$t_{\text{src,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	n_{LPC}	Bypass
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar	#	HZ	DES I/O
1	1000	1000	45	45	18	3	2	50	OFF
2	1000	1000	50	50	18	3	2	50	OFF
3	1000	1000	55	55	18	3	2	50	OFF
4	1000	1000	60	60	18	3	2	50	OFF
5	1000	1000	65	65	18	3	2	50	OFF
6	1000	1000	70	70	18	3	2	50	OFF
7	1000	1000	75	75	18	3	2	50	OFF

Bei jeden Messpunkt wurden alle Messwerte mindestens 10 Minuten bei konstantem stationärem Betrieb aufgezeichnet. Die Messwerte der einzelnen Temperaturfühler, Manometer und Massenstrommessgeräte wurden sekundlich automatisch aufgenommen und anschließend über den Messzeitraum gemittelt. Zusätzlich wurden die berechneten elektrischen und thermischen Leistungen aufgezeichnet. Schwankungen wurden in einem geringen Bereich von bspw. $\pm 0,25$ bar beim Hochdruck toleriert.

In Tabelle 5-2 sind die wesentlichen aufgezeichneten Messreihen geordnet aufgelistet. Es sind alle Regelparameter und Bereiche der variierten Parameter wie zum Beispiel bei Reihe 1 die Temperaturen der Wärmesenke und -quelle angegeben. Des Weiteren sind die Betriebsarten mit ein- oder zweistufiger Kompression oder mit offenem oder geschlossenem Bypass ersichtlich. In weiterer Folge werden Messreihen wie z.B. Messreihe 1 mit „18-3 50Hz“ bezeichnet. Die ersten beiden Zahlen zeigen das Hoch- und Niederdruckniveau in der Einheit bar und der letzte Wert die Frequenz des Niederdruckkompressors in Hz an. Des Weiteren werden die Eintrittstemperatur der Wärmesenke und Wärmequelle variiert. Die Gaskühler 1 und 2 (siehe Abbildung 3.6) wurden durchgehend in den Wärmequellenkreislauf eingebunden. Des

5 Messergebnisse

Weiteren wurde, wie ersichtlich, der Großteil der Messungen mit einem Durchfluss der Wärmesenke und -quelle von ungefähr 1000 l/h durchgeführt. Die Messergebnisse der Messreihen sind im Anhang enthalten.

Tabelle 5-2 Übersicht der Messreihen

Messreihe	V_{snk}	V_{src}	$t_{\text{snk,in}}$	$t_{\text{src,in}}$	p_{high}	p_{low}	Stufen	n_{LPC}	Bypass _{DES}	Kurztext
	l/h	l/h	°C	°C	bar	bar	#	HZ	I/O	
1	1000	1000	45-75	$t_{\text{snk,in}}$	18	3	2	50	OFF	18-3 50Hz
2	1000	1000	45-75	$t_{\text{snk,in}}$	18	3	2	40	OFF	18-3 40Hz
3	1000	1000	45-65	$t_{\text{snk,in}}$	18	3	2	40	ON	18-3 40Hz mit Bypass
4	1000	1000	45-75	$t_{\text{snk,in}}$	15	3	2	40	OFF	15-3 40Hz
5	1000	1000	45-55	$t_{\text{snk,in}}$	15	3	2	40	ON	15-3 40Hz mit Bypass
6	1000-600	1000	60	60	18	3	2	40	OFF	
7	1000	1000-500	60	60	18	3	2	40	OFF	
8	1000	1000	45-75	$t_{\text{snk,in}}$	15	2,5	2	50	OFF	15-2,5 50Hz
9	1000	1000	50-75	$t_{\text{snk,in}}$	12	2	2	50	OFF	12-2 50Hz
10	variabel	variabel	45-75	$t_{\text{snk,in}}$	18	3	2	40	OFF	
11	1100	1100	45-55	$t_{\text{snk,in}}$	12	4	1	40	OFF	
12	1100	1100	45-80	$t_{\text{snk,in}}$	12	4	1	30	OFF	

5.2 Kompressoren

Beide Kompressoren sind 3-Zylinder Hubkolbenverdichter der Fa. Frigopol (Abbildung 5.1), die speziell für den Einsatz mit Ammoniak als Kältemittel entwickelt wurden. Die Kolben sind sternförmig horizontal angeordnet und außen am Gehäuse mit Kühlrippen versehen. Die spezielle, halboffene Bauweise erlaubt die Trennung der Motorwicklung vom Kältekreislauf. Dies wird durch ein Gehäuse mit Trennhaube ermöglicht, innerhalb derer alle bewegten Bauteile untergebracht sind. Durch die Trennung von Stator und Rotor kann das Kältemittel nicht mit der Kupferwicklung der Spulen reagieren und der Stator ohne Kältemittelentleerung getauscht werden. Durch ein komplett geschlossenes Gehäuse ohne Kabeldurchführung und Wellendichtung wird die Dichtheit garantiert und eine Verschmutzung des Ammoniaks verhindert.



Abbildung 5.1 Innenansicht eines Kompressor ((Frigopol, 2014))

In Tabelle 5-3 sind wichtige Leistungsdaten der verbauten Kompressoren aufgelistet. Die Bezeichnung HPC steht dabei für den Hochdruckkompressor (High Pressure Compressor) und LPC für den Niederdruckkompressor (Low Pressure Compressor).

Tabelle 5-3 Leistungsdaten der Kompressoren (Frigopol, 2014)

	HPC	LPC	Einheit
Hubvolumen bei 1450 U/min	14,35	23,57	[m³/h]
Nennleistung	3,7	4	[kW]
Max. zul. Saugdruck /Betriebsdruck	18/27	18/27	[bar]
Frequenzbereich	15 ÷ 75	35 ÷ 75	[Hz]

Für die Auswertung der beiden Kompressoren werden hier nochmals die wichtigsten thermodynamischen Gleichungen (siehe Kapitel 2.9) kurz erläutert. Die Formeln gelten für beide Verdichter und sind im Simulationsprogramm in EES berechnet worden.

Die Leistungen der Kompressoren, die auf das Kältemittel übertragen wurden, wurden mit Gleichung 5-1 für den Niederdruckkompressor berechnet. Diese setzt sich aus dem Massenstrom des Kältemittels und der Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt aus den Kompressor zusammen. Die Enthalpie des Ammoniaks wurde aus gemessenem Druck und gemessener Temperatur mit Hilfe der Datenbank des Simulationprogramms (EES) ermittelt.

Aufgrund der nicht verwendbaren Messwerte des NH₃-Massenstrommessgeräts wurden alle Messpunkte nach den Messungen nachgerechnet und der gemäß Energiebilanz am Desorber berechnete Kältemittelmassenstrom für die Auswertung verwendet. (siehe Kapitel 4.4.1)

$$P_{LPC} = \dot{m}_{NH_3} * (h_{LPC,in} - h_{LPC,out}) \quad \text{Gl. 5-1}$$

Die Beurteilung der Effizienz der Kompressoren erfolgt mit den Gleichungen 5-2 und 5-3. Die erste Gleichung zeigt das Verhältnis zwischen Nutzen und Aufwand mittels Gesamtisentrope-Wirkungsgrad. Der Nutzen errechnet sich aus der Enthalpiedifferenz, die sich aus der Temperatur- und Druckerhöhung ergibt, mal den Kältemittelmassenstrom. Der Aufwand ist der elektrische Energieverbrauch des jeweiligen Kompressors.

$$\eta_{ges,is,LPC} = \frac{\dot{m}_{NH_3} * (h_{LPC,out,is} - h_{LPC,in})}{P_{el,LPC}} = \frac{P_{LPC,is}}{P_{el,LPC}} \quad \text{Gl. 5-2}$$

Der innere isentrope Wirkungsgrad beschreibt das Verhältnis zwischen realer und reversibler Kompression. Im Nenner wird die real gemessene und im Zähler die reversible Enthalpiedifferenz bei isentroper Kompression und dem gegebenen Eintrittszustand und Druckverhältnis verwendet. Der innere isentrope Wirkungsgrad zeigt somit die Güte einer adiabaten Verdichtung. (Baehr et al., 2012)

$$\eta_{i,is,LPC} = \frac{h_{LPC,out,is} - h_{LPC,in}}{h_{LPC,out} - h_{LPC,in}} \quad \text{Gl. 5-3}$$

5.2.1 Niederdruck-Kompressor

Der Niederdruck-Kompressor wird durch einen Frequenzumrichter geregelt. Die Nenndrehzahl von 1450 U/min wird bei einer Frequenzvorgabe von 50 Hz erreicht. Wie in Tabelle 5-3 angeführt, kann die Frequenz des Kompressors zwischen 35 bis 75 Hz mittels dem Frequenzumrichter eingestellt werden. Die Drehzahl hat einen direkten Einfluss auf den Volumen- bzw. Massenstrom des Kältemittels. Die Frequenz für den Niederdruck-Kompressor wird für jeden Messpunkt bzw. jede Messreihe vorgegeben und ist in der Messmatrix (siehe Tabelle 5-2) angeführt.

In Abbildung 5.2 sind die Ein- und Austrittstemperaturen für die Messpunkte 1 bis 7 der Messreihe 1 (siehe Tabelle 5-1) dargestellt. Auf der Ordinate sind die Temperaturen des Ammoniaks und auf der Abszisse die variierte Eintrittstemperatur der Wärmequelle und Wärmesenke wasserseitig ($t_{SRC,in}$, $t_{SNK,in}$) aufgetragen. Der Eintrittszustand des Kältemittels wird durch den Niederdruck und den vorgeschalteten Gaskühler (siehe Kapitel 5.5.1) bestimmt.

Das Diagramm zeigt einen annähernd linearen Anstieg der Eintrittstemperatur des Ammoniaks bei steigender Wärmequellen- und Wärmesenkentemperatur. Die Gerade ergibt sich durch die Desorberaustrittstemperatur des Wassers der Wärmequelle, die den Gaskühler vor dem Kompressor durchfließt.

Die Austrittstemperatur des Kompressors zeigt zu Beginn einen annähernd horizontalen Verlauf und steigt ab der Mitte des Diagramms. Das Druckverhältnis beträgt 2,3 am Niederdruckkompressor. Wird der Kompressor thermodynamisch betrachtet, so sollte die Austrittstemperatur bei gleichbleibendem Druckverhältnis mit der Eintrittstemperatur stetig ansteigen. Eine mögliche Ursache für den Knick kann die Aufzeichnung der Messreihe an unterschiedlichen Tagen sein. Dabei können Umgebungstemperatur oder die Stillstandszeit des Prüfstands auf die Messwerte Einfluss haben.

5 Messergebnisse

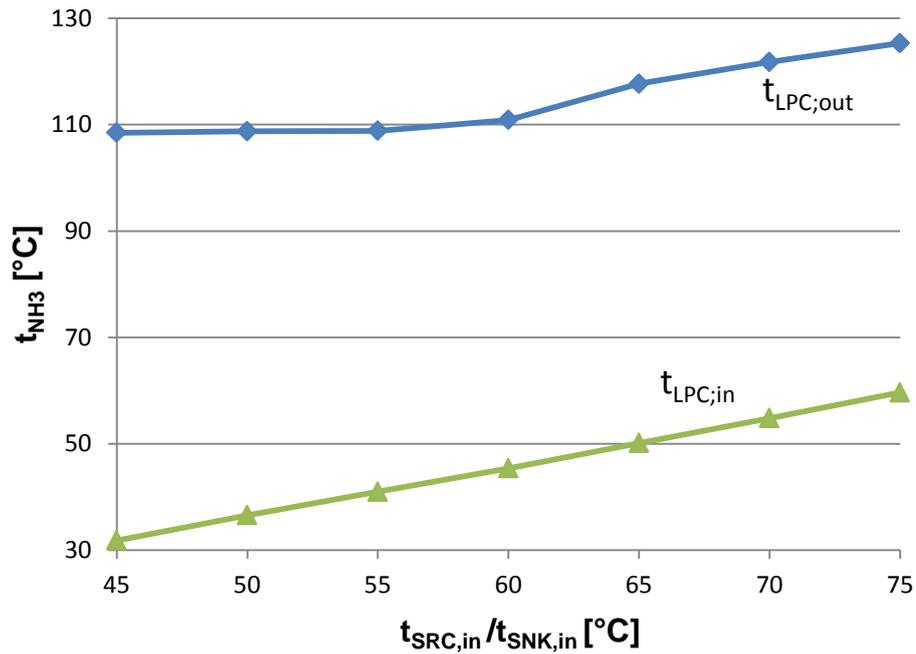


Abbildung 5.2 Ein- und Austrittstemperaturen des LPC für die Messreihe 1

In Abbildung 5.3 sind die elektrische Leistung des Niederdruckkompressors der Messpunkte 1 bis 7 und die Wirkungsgrade grafisch dargestellt. Während der Messungen wird der Verbrauch an elektrischer Energie der Kompressoren mit einem Energiemengenzähler gemessen. Bei der Auswertung wird über den Messzeitraum eine mittlere elektrische Leistung berechnet. Die Berechnung der Wirkungsgrade wurde mit dem Simulationsprogramm in EES und gemäß der Gleichungen 5-2 und 5-3 ermittelt.

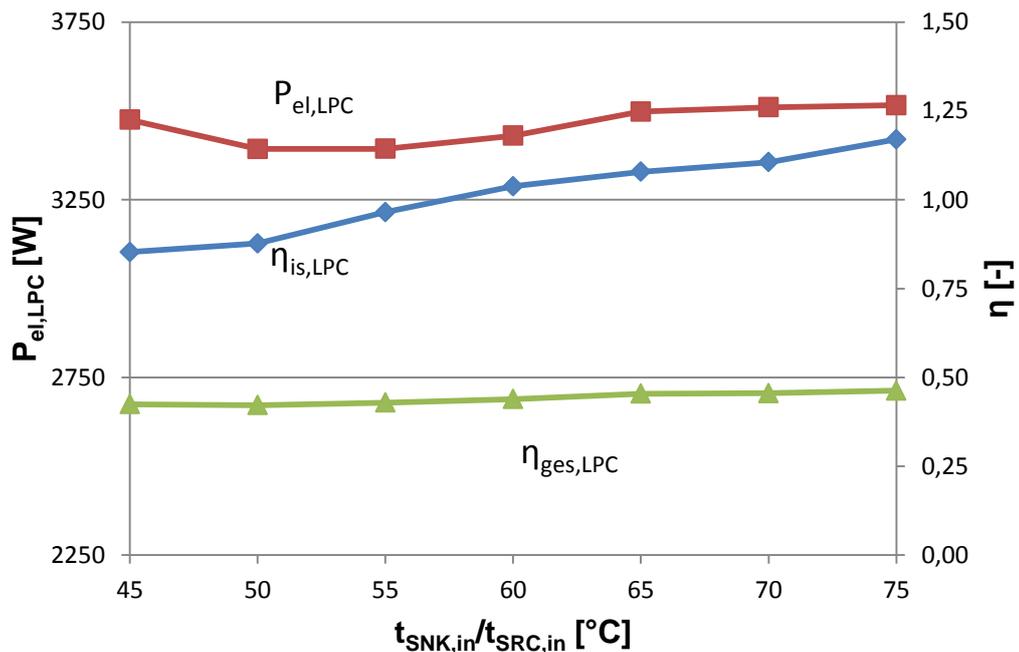


Abbildung 5.3 Leistungsverlauf und Wirkungsgrade des Niederdruckkompressors der MP 1-7

5 Messergebnisse

Die Leistung des Niederdruckkompressors war über den Messbereich annähernd konstant und der gesamtisentrope Wirkungsgrad sank leicht. Bemerkenswert jedoch ist der innere isentrope Wirkungsgrad, der in der Theorie bei adiabater Verdichtung (ohne Berücksichtigung von Wärmeverlusten) den Wert 1 nicht überschreiten kann.

Im Datenblatt der Verdichter wird ein gesamtisentroper Wirkungsgrad von circa 0,5 angegeben. Schon zu Beginn der Messreihe 1 mit 45 °C Eintrittstemperatur der Wärmesenke wird aber der Wert des Herstellers überschritten. Gleichzeitig wurde ein innerer isentroper Wirkungsgrad von 0,85 berechnet. Der weitere Verlauf der Messpunkte zeigte eine steigende Entwicklung des inneren isentropen Wirkungsgrads bei hoher Wärmequellen- und Wärmesenkentemperatur, der am Ende den Wert 1 überschritt.

Für die Erklärung der unerwarteten Ergebnisse wird zunächst die Gleichung 5-3 genauer analysiert. Im Zähler wird die Enthalpiedifferenz zwischen dem isentropen Austrittszustand und dem gemessenen Eintrittszustand berechnet. Die Ermittlung des reversiblen Enthalpiezustands nach der Verdichtung wird im Simulationsprogramm in EES durch die Parameter der Eintrittsentropie und dem Mitteldruckniveau des Ammoniaks bestimmt. Daraus ist ersichtlich, dass der Nenner vom Eintrittszustand abhängig ist. Im Nenner wird die Enthalpiedifferenz aus gemessenen Austritts- und Eintrittszustand berechnet. Wie im Zähler werden die Enthalpiewerte bei den gemessenen Temperaturen und Drücken bestimmt. Es ist dabei ersichtlich, dass der innere isentrope Wirkungsgrad maßgeblich von der Genauigkeit der Messungen bestimmt wird.

Als größte Messunsicherheit in diesem Zusammenhang gilt die Austrittstemperaturmessung des Kompressors. Eine mögliche Ursache kann sein, dass der Messfühler zu geringe Werte anzeigt oder zu weit entfernt vom Austritt des Verdichters platziert ist. Die Untersuchung mit einem zusätzlichen Messfühler (Anlegefühler mit Anzeige) während einer Messung zeigte annähernd übereinstimmende Werte mit denen des angebrachten Messfühlers. Daher liegt die Vermutung nahe, dass die niedrigen Temperaturen durch Wärmeverluste am Kompressor bei der Kompression und zwischen dem Zylinderaustritt und dem Temperaturfühler verursacht wurde. Mögliche Ursachen für die Verluste können die halboffene Bauweise des Verdichters und die anschließende externe Druckgasleitung sein. Vor allem im Betrieb als Hochtemperaturwärmepumpe mit hohen Sauggastemperaturen (vgl. Abbildung 5.2) treten am gesamten Kompressor Wärmeverlust an die Umgebung (ca. 20 °C) auf. Das Gehäuse, in denen die Hubkolben laufen, liegt nach Außen (siehe Abbildung 5.1) und ist mit Kühlrippen versehen. Zusätzlich werden diese durch die Lüftung der Stator Kühlung umströmt. Der Ventilator des Elektromotors führt zuerst die Wärme von den Wicklungen ab und anschließend strömt die erwärmte Luft weiter zu den Zylindern, die unterhalb des Lüfters liegen. Diese beiden Faktoren unterstützen den Temperatur- bzw. Wärmeverlust. Eine vereinfachte Nachrechnung mit EES (2014) zeigte, dass mindestens 30% der gemessenen Verluste zwischen theoretischer und gemessener Austrittstemperatur durch diesen Wärmestrom verursacht wurden.

Ein weiterer Grund, jedoch mit geringen Auswirkungen, ist die gehäuseexterne Druckgasleitungsführung zwischen den Zylinderköpfen und der Sammelleitung für die Weiterleitung des komprimierten Kältemittels. Die Gesamtlänge der Rohre liegt bei 1,5 m und ist nicht isoliert. Die Entfernung vom Gehäuse beträgt nur wenige Zentimeter, wodurch der Luftstrom des Lüfters an der Stator Kühlung vorbeifließt.

5 Messergebnisse

Die Wärmeverluste durch die Kühlung des Gehäuses der Zylinder und die nicht isolierten Druckgasleitungen werden für den erhöhten isentropen Wirkungsgrad als Hauptursache angeführt.

Die Kompressoren sind unter anderem für den Einsatz in Kälteanlagen ausgelegt. Dies könnte ein möglicher Einsatz für die Kühlrippen am Zylinderkopf sein. Im Kühlprozess wird das Ammoniak auf höheren Druck verdichtet und anschließend durch die Wärmeabfuhr an die Umgebung wieder verflüssigt. Aus diesem Grund sind die Kühlrippen am Verdichter vorgesehen. Diese sollen das Kältemittel bereits während der Verdichtung abkühlen und so die Kompressorausstrittstemperatur niedrig halten.

5.2.2 Hochdruckkompressor

Der Hochdruck- und der Niederdruckkompressor unterscheiden sich kaum. Der Hersteller, die Frequenzregelung und die halboffene Bauform sind gleich. Die Hauptunterschiede zum Niederdruckkompressor sind ein geringeres Hubvolumen und ein größerer Frequenzregelbereich (siehe Tabelle 5-1).

Der Hochdruckkompressor zeigt ein ähnliches Verhalten wie der Niederdruckkompressor. In Abbildung 5.4 sind die Leistung des Hochdruckkompressors, sein innerer isentroper Wirkungsgrad und sein Gesamtwirkungsgrad abgebildet. Bei allen Messreihen mit zweistufiger Verdichtung haben sowohl der Nieder- als auch der Hochdruckkompressor das gleiche Druckverhältnis. Auffällig ist, dass der Hochdruckkompressor bei gleichem Druckverhältnis und gleichem Ammoniakmassenstrom um bis zu 50% weniger elektrische Leistung benötigt. Ein möglicher Grund dafür ist die Verwendung von Frequenzumrichter zweier unterschiedlicher Hersteller. Es liegt die Vermutung nahe, dass der Frequenzumrichter des Niederdruckkompressors hohe elektrische Verluste besitzt.

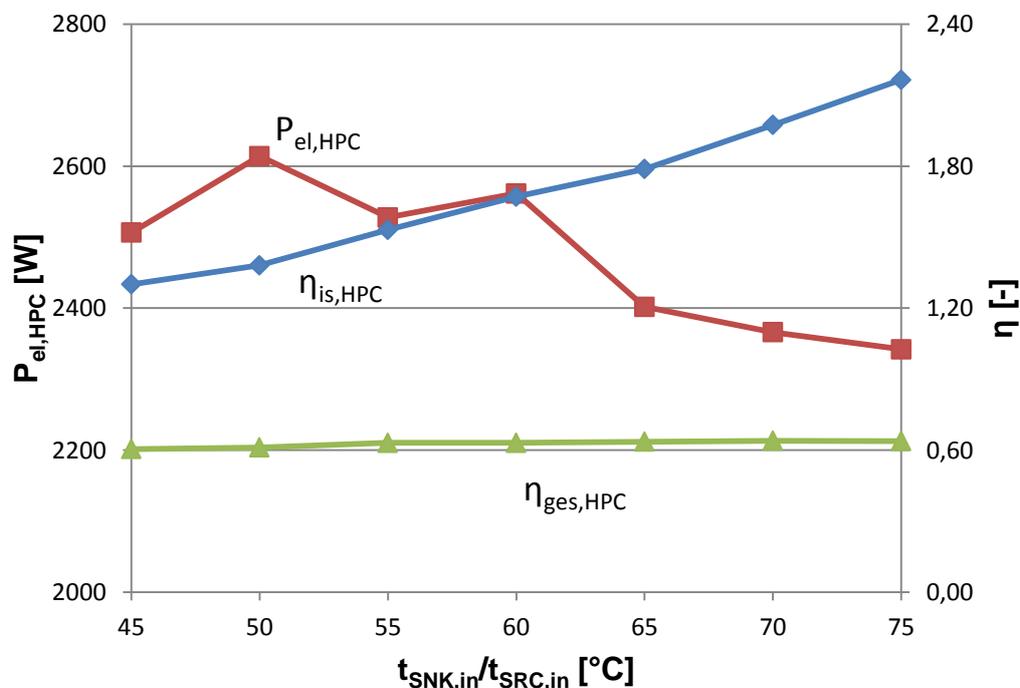


Abbildung 5.4 Leistungsverlauf und Wirkungsgrade des Hochdruckkompressors der MP 1-7

In Abbildung 5.5 sind die Ein- und Austrittstemperaturen und der isentrope Wirkungsgrad des Hochdruckkompressors für die Messpunkte 1 bis 7 dargestellt.

5 Messergebnisse

Die Messwerte zeigen für die Eintrittstemperatur wieder eine Gerade. Wie beim Niederdruckkompressor, ist auch vor dem Hochdruckkompressor ein Gaskühler vorgeschaltet, der mit dem gleichen Kühlmedium (Wärmequelle nach dem Desorber) versorgt wird. Die Austrittstemperatur aus dem Kompressor steigt stetig, jedoch mit einer geringeren Steigung als die Eintrittstemperatur.

Wie in der Abbildung 5.5 zu sehen, ist der innere isentrope Wirkungsgrad immer über 1 und im Schnitt um ca. 50 Prozent höher als der des Niederdruckkompressors. Ein innerer isentroper Wirkungsgrad über eins zeigt eine gekühlte Kompression. Das bedeutet, dass die auftretende Reibungswärme und Verdichtungswärme während der Verdichtung abgeführt wird.

Prinzipiell gilt die gleiche Überlegung wie beim Niederdruckkompressor. Auch der Hochdruckkompressor besitzt Kühlrippen außen auf dem Gehäuse und die Leitungen der externen Druckgasführung sind nicht isoliert. Verwendet man die gleiche Überlegung wie beim Niederdruckkompressor, so fällt auf, dass die Austrittstemperaturen des Hochdruckkompressors im Vergleich zum Niederdruckkompressor bei gleichem Druckverhältnis im Schnitt um 10 Kelvin niedriger sind. Gemäß Nachrechnung weist der Hochdruckkompressor einen höheren Wärmeverlust auf. Ein möglicher Grund für die höheren Wärmeverluste liegt in der niedrigeren Drehzahl des Hochdruckkompressors und der gleichen Bauform (Oberfläche) trotz geringerem Hubvolumen.

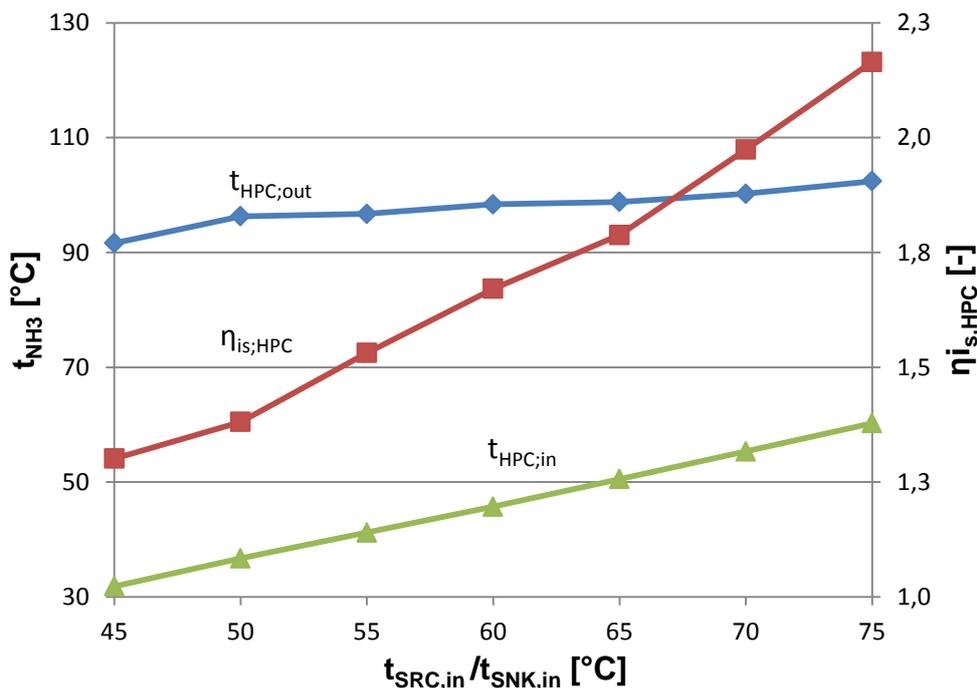


Abbildung 5.5 Messwerte des HPC der Messreihe 1 mit den Messpunkten 1-7

In Tabelle 5-4 sind in der oberen Zeile die gemessenen Ein- und Austrittstemperaturen des Hochdruck-Kompressors, in der Mitte die theoretischen Verdichtungstemperaturen bei einem angenommenen inneren isentropen Wirkungsgrad von 0,7 und in der letzten Zeile die Differenzen der Temperaturen aufgelistet. Die Reihenfolge der Werte entspricht der Darstellung in Abbildung 5.5 mit steigender Wärmesenken- und Wärmequellentemperatur. Es ist zu erkennen, dass mit höherer Eintrittstemperatur des Ammoniaks in den Verdichter die Differenz ansteigt.

5 Messergebnisse

Tabelle 5-4 Vergleich der Austrittstemperaturen des HPC

Messpunkt	1	2	3	4	5	6	7
$t_{\text{HPC,in}} [^{\circ}\text{C}]$	31,8	36,7	41,2	45,7	50,5	55,3	60,2
$t_{\text{HPC,out}} [^{\circ}\text{C}]$	91,6	96,3	96,7	98,4	98,8	100,2	102,4
$t_{\text{HPC,out,theo}} [^{\circ}\text{C}]$	126,7	136,3	141,2	146,7	147,5	152,3	157,5
$\Delta T_{\text{HPC,out}} [\text{K}]$	-35,1	-40	-44,5	-48,3	-48,7	-52,1	-55,1

Mit Hilfe des Simulationsprogramms konnten zwischen der theoretischen und der gemessenen Temperatur die Verlustleistung berechnet werden. Für den Hochdruck-Kompressor ist bis zu 80% Leistungsverlust in Bezug zur zugeführten elektrischen Leistung berechnet worden. Der für die Berechnung in Tabelle 5-4 angenommene innere isentrope Wirkungsgrad von 0,7 ist ein Richtwert für den Vergleich.

Abbildung 5.6 zeigt den Messpunkt 7 im t-s-Diagramm des Ammoniaks. Die Messwerte zeigen in der Reihenfolge 1 bis 7 die Ein- und Austrittswerte des Gaskühlers 1 (1-2), des Niederdruckkompressors (2-3), des Wärmetauschers SHX2 (3-4), des Gaskühlers 2 (4-5), des Hochdruckkompressors (5-6) und des Enthitzerwärmetauschers SUP (6-7). Eine adiabate reversible Verdichtung (isentrop) wird im t-s-Diagramm als vertikale Linie dargestellt. Eine reale Kompression ist reibungsbehaftet und hat einen isentropen Wirkungsgrad kleiner als 1. Dies wird im T-s-Diagramm bei adiabter reibungsbehafteter Verdichtung als eine schräge Linie die nach rechts tendiert dargestellt. Beide Kompressionsstufen des Messpunkts 7 zeigen nach links, was einen isentropen Wirkungsgrad größer 1 widerspiegelt und auf Kühlung während des Kompressoinsvorgangs hindeutet.

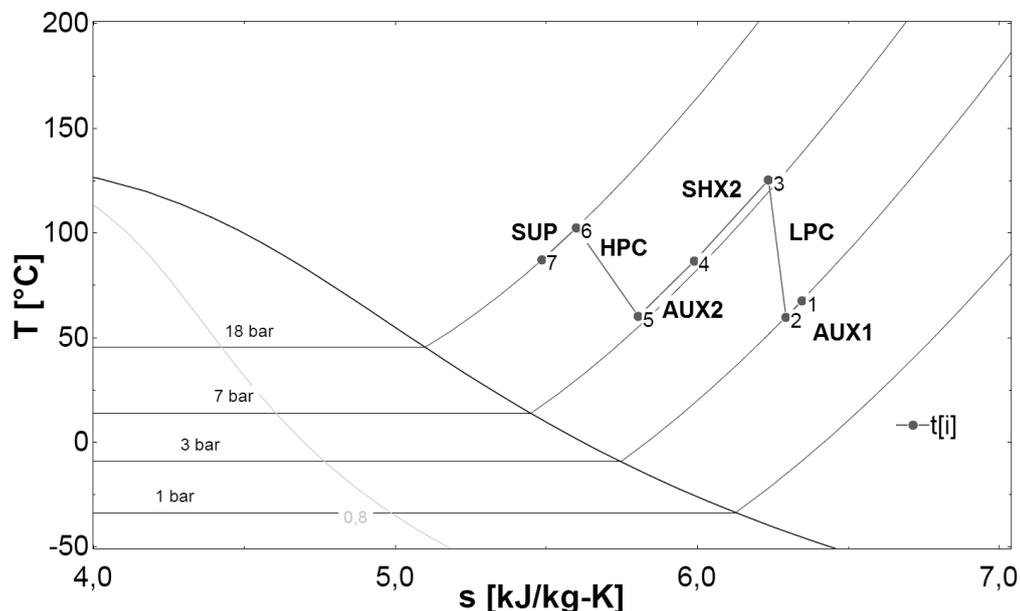


Abbildung 5.6 T-s Diagramm für MP 7

Eine weitere Kenngröße von Kolbenverdichtern ist der Liefergrad (siehe Gleichung 5-4). Dieser ist ein Maß für alle „volumetrischen“ Verluste während der Kompression.

$$\lambda = \frac{\dot{V}_s}{\dot{V}_{theo}} \quad \text{Gl. 5-4}$$

5 Messergebnisse

Die Auswertung des Liefergrades für den Hoch- und Niederdruckkompressor zeigten wie erwartet, dass mit niedrigerem Druckverhältnis der Liefergrad sich verbessert. Des Weiteren wurde ein höherer Liefergrad des Hochdruckkompressors festgestellt. Der Grund dafür liegt unter Umständen in der höheren Sauggasdichte des Ammoniaks durch die Verdichtung ausgehend von einem mittleren Druckniveau nach dem Niederdruckkompressor. Die durchschnittlichen Werte des Liefergrads für den Niederdruckkompressor betragen ca. 0,8 und für den Hochdruckkompressor ca. 0,9.

5.2.3 Kompressoren-Wirkungsgrade

Wie bereits zuvor erwähnt, sind die inneren isentropen Wirkungsgrade der beiden Kompressoren teilweise größer 1. Für die Beschreibung der Kompressoren ist die Messreihe mit 18 bar Hoch- und 3 bar Niederdruck mit einer Frequenz von 50Hz des Niederdruckkompressors verwendet worden.

Die weiteren Messreihen mit dem zugehörigen inneren isentropen Wirkungsgrad für den Hochdruckkompressor sind in Abbildung 5.7 dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass alle Berechnungswerte über 1 liegen. Die niedrigsten Messergebnisse zeigte die Messreihe 18-3 50Hz. Aus dem Diagramm sind drei Trends erkennbar. Mit sinkender Frequenz, niedrigerem Druckniveau (bei gleichen Druckverhältnis entspricht dies einem niedrigeren Kältemittelmassenstrom) und steigender Eintrittstemperatur der Wärmequelle und Wärmesenke erhöht sich der innere isentrope Wirkungsgrad durch die steigenden Wärmeverluste.

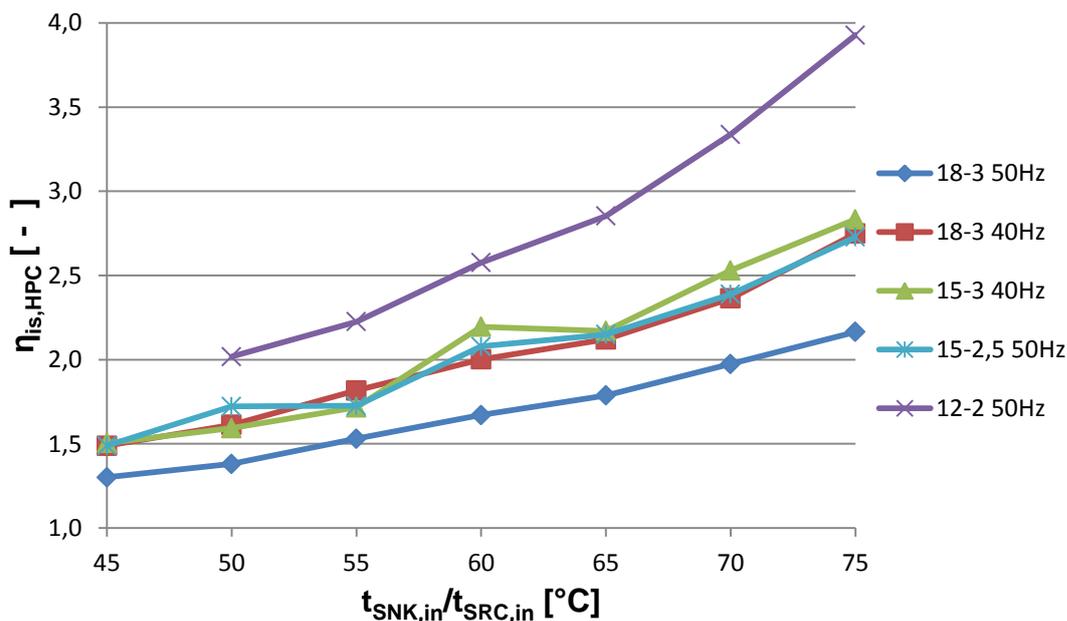


Abbildung 5.7 Innerer isentropen Wirkungsgrad des HPC weiterer Messreihen

Auffällig ist die Messreihe mit 12 bar Hochdruck und 2 bar Niederdruck, die sich deutlich von den anderen abhebt ($f_{LPC}=50$ Hz). Der Messpunkt mit der Temperatur der Wärmequelle und Wärmesenke von 75 °C hat einen inneren isentropen Wirkungsgrad von knapp unter 400 %. Die gemessene Austrittstemperatur ist 91,2 °C und die berechnete theoretische Austrittstemperatur mit einem inneren isentropen Wirkungsgrad von 0,7 beträgt 166,4 °C. Dies bedeutet eine Temperaturdifferenz von 75,2 K. Der gleiche Messpunkt ist in Abbildung 5.8 in einem t-s-Diagramm schematisch dargestellt.

5 Messergebnisse

Der gesamtisentrope Wirkungsgrad (Gleichung 5-2), bezogen auf die dem Kältemittel zugeführte Leistung im Verhältnis zur elektrisch zugeführten Leistung des Niederdruckkompressors liegt in einem Bereich von 25 % bis 50 % und die des Hochdruckkompressors bei 16 % bis 48 %. Die Auswertung der Messwerte zeigte, dass mit steigendem inneren isentropen Wirkungsgrad der Gesamtwirkungsgrad sinkt. Der Grund für den niedrigen Wirkungsgrad liegt in den hohen Wärmeverlusten der beiden Verdichter.

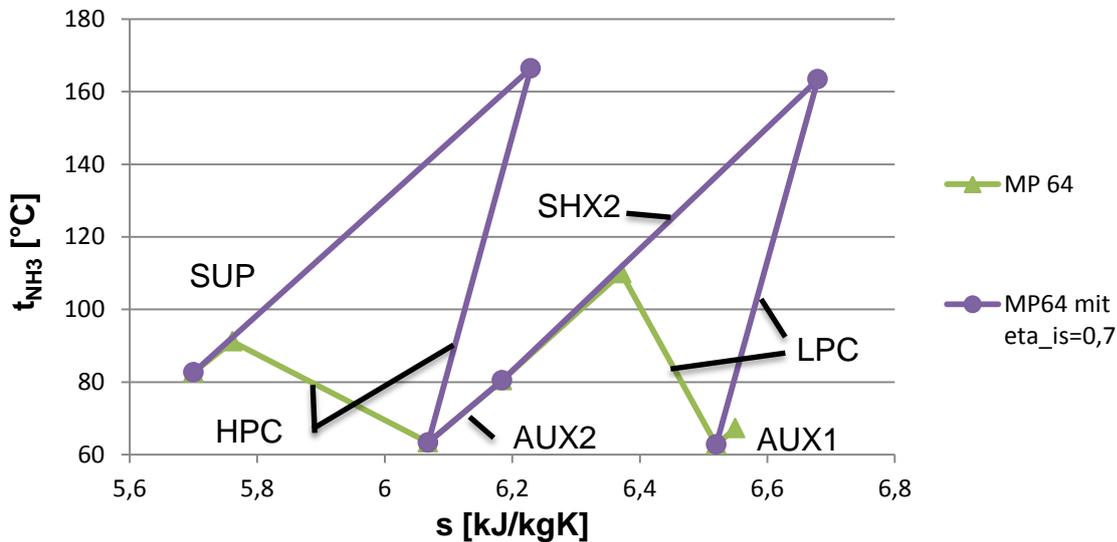


Abbildung 5.8 t-s-Verlauf des Messpunkts 64

Die erste Stufe der Verdichtung ist in Abbildung 5.8 rechts dargestellt und die zweite Stufe auf der linken Seite. Die vorhin beschriebene Temperaturdifferenz von 75 K ist hier anhand der Spitzen der Kompressoraustrittstemperatur deutlich sichtbar.

5.3 Desorber

Im Desorber (DES) wird Ammoniak durch Zuführen von Wärme aus der reichen Lösung ausgetrieben bzw. desorbiert. Die Wärmeleistung wird vom Wärmequellenkreislauf im Desorber zur Verfügung gestellt.

Die eingebrachte Leistung berechnet sich aus der Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt der Wärmequelle (Wasser) und dem Massenstrom berechnet (siehe Gleichung 4-2).

In Abbildung 5.9 sind die Messwerte der übertragenen Wärmeleistung im Desorber dargestellt. Die unterschiedlichen Leistungen lassen sich auf ein bestimmtes Druckverhältnis, die Frequenz des Niederdruckkompressors und den Niederdruck zurückführen. Es ist jedoch erkennbar, dass bei einer Wärmequellentemperatur von 45 °C die Wärmeleistung geringer ist als bei höheren Wärmequellen-Eintrittstemperaturen.

5 Messergebnisse

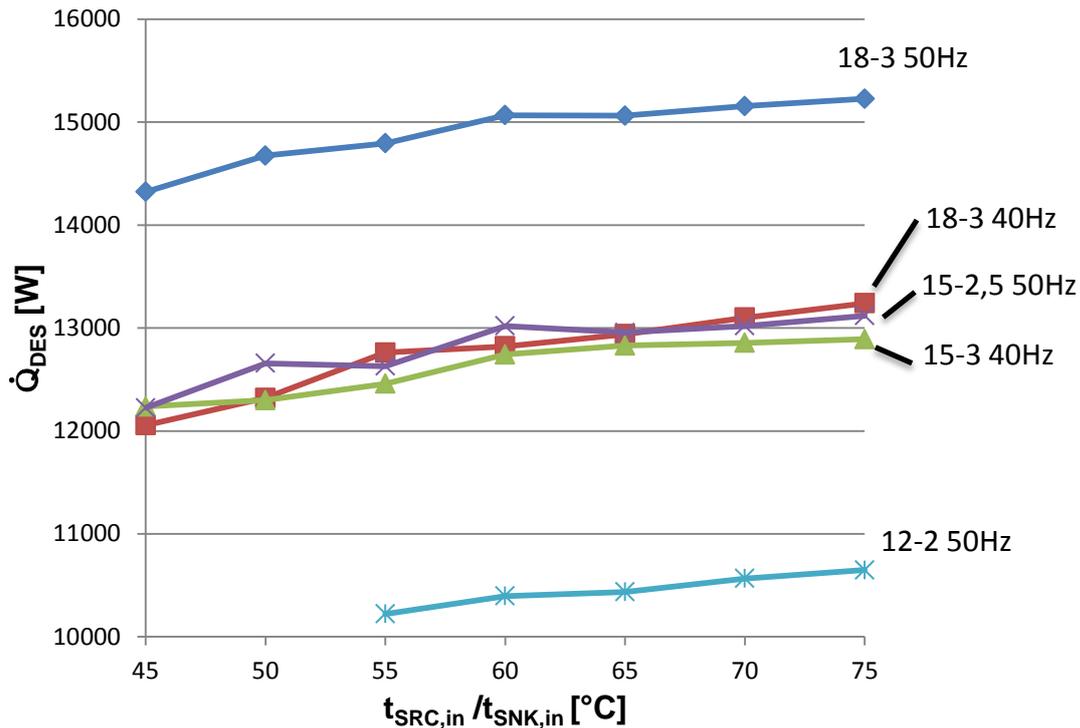


Abbildung 5.9 Wärmeleistung des Desorbers

Wie in Gleichung 4-2 gezeigt, ist die Leistung des Volumenstroms und der Enthalpie bzw. Temperaturdifferenz des Wassers abhängig. Die in Abbildung 5.9 dargestellten Kurven wurden alle bei annähernd konstantem Volumenstrom von 1000 l/h gemessen. Die Eintrittstemperatur für die Messwerte wurde durch die Regelkreise konstant auf die vordefinierten Werte eingestellt. Dadurch bleibt nur noch die Austrittstemperatur für die Leistungsunterschiede als Ursache übrig. Die Temperaturdifferenz zwischen Wärmesenkeneintritt und -austritt nimmt mit steigender Temperatur zu. Durch den größeren Unterschied steigt die abgegebene Wärmeleistung des Wassers mit. Ein Grund dafür sind der steigende Massenstrom der reichen Lösung mit höheren Temperaturen der Wärmequelle und -senke und die steigende Lösungswärme. Durch den steigenden Lösungsmassenstrom wird der Wärmequelle eine höhere Wärmeleistung für die Erwärmung entzogen. Zusätzlich steigt die Lösungswärme mit sinkender Konzentration des Ammoniaks in der Lösung (siehe Abbildung 2.10).

In Abbildung 5.10 ist der Massenstrom der armen Lösung mehrerer Messreihen dargestellt. Es ist gut erkennbar, dass mit steigender Wärmesenken- und Wärmequellentemperatur der Massenstrom steigt. Dies liegt an der sinkenden Konzentrationsdifferenz des Ammoniaks zwischen der armen und reichen Lösung (Entgasungsbreite). Der Massenstrom des ausgetriebenen Ammoniaks bleibt durch die konstante Drehzahl des Kompressors annähernd gleich bzw. sinkt nur leicht (vgl. Abbildung 5.1), dadurch muss der Lösungsmassenstrom steigen.

5 Messergebnisse

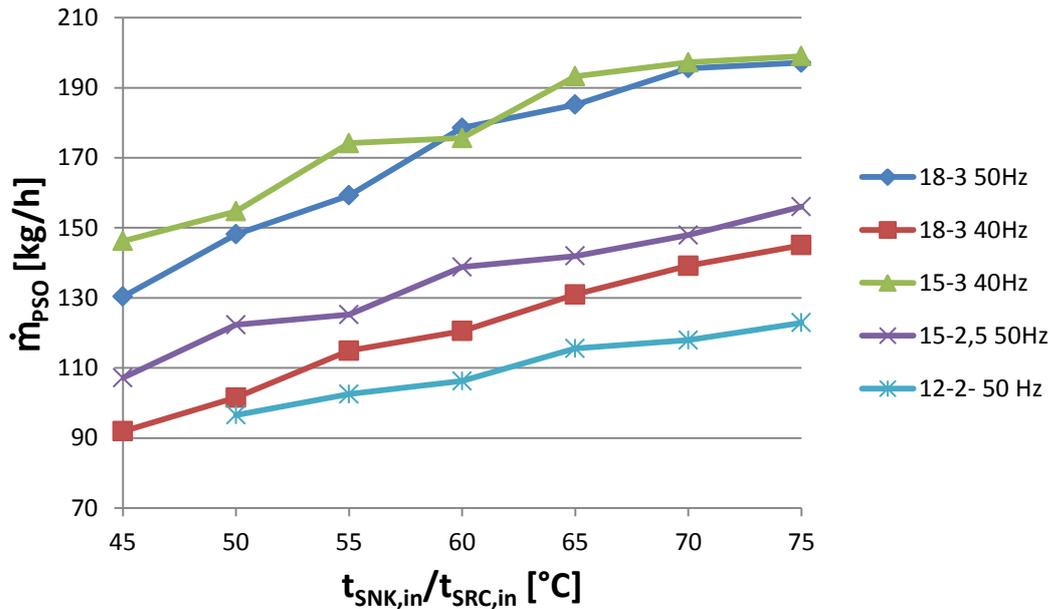


Abbildung 5.10 Massenstrom der armen Lösung

Prinzipiell ist der Vorgang im Desorber von der Temperatur, dem Druck der Lösung und der Lösungskonzentration abhängig. (Niebergall, 1981)

5.4 Absorber

Im Absorber wird der Prozess des Desorbers umgekehrt. Dabei wird das reine Ammoniak mit der armen Lösung vermischt und das Ammoniak bei gleichzeitiger Wärmeabfuhr absorbiert. Dieser Prozess findet in einem Plattenwärmetauscher statt, in dem das Kältemittel durch eine Lanze in den Eintrittskanal eingeblasen wird.

Die Wärmeleistung wird analog zum Desorber mit der Gleichung 5-5 berechnet. Für die Berechnung werden die Temperaturen der Wärmesenke (Wasser) vor und nach dem Absorber gemessen und der Volumenstrom des Wassers herangezogen. Die Enthalpie und die Dichte des Wassers wird, wie im vorherigen Kapitel, durch ein Polynom 3. Grades in Abhängigkeit der Temperatur bestimmt.

$$Q_{ABS} = \dot{V}_{SNK} * \rho * (h_{SNK,in} - h_{SNK,out}) \quad \text{Gl. 5-5}$$

Im Kapitel 3.3 sind die Wasserkreisläufe mit den Temperaturmessungen dargestellt. Die Wärmesenke, die den Absorber durchfließt, wird mit drei Temperaturmessfühlern überwacht. Die Temperaturmessungen in Durchflussrichtung sind vor und nach dem Absorber sowie nach dem Desuperheater platziert. Dabei ist im Rahmen der Messungen aufgefallen, dass nicht am Ende der Messstrecke die höchste Temperatur gemessen wurde, sondern schon vor dem Desuperheater, d.h. am Absorberaustritt, tritt die höchste Temperatur auf.

In der vorangegangenen Diplomarbeit von Erking (2014) wurde als Begründung eine Temperaturschichtung im Rohr vermutet. Die Erwartungswerte gemäß der Simulation waren deutlich niedriger als in den ersten Versuchen gemessen wurden. Aus diesem Grund wurde die Berechnung der Wärmeleistung des Absorbers indirekt über die gesamte Temperaturdifferenz der Wärmesenke durchgeführt, um aussagekräftigere Ergebnisse zu erzielen. Dabei wurde die gesamte Heizleistung der Wärmesenke ermittelt. Anschließend wurde die Wärmeleistung des Desuperheaters abgezogen, die durch die Enthalpiedifferenz und den Massenstrom des

5 Messergebnisse

Ammoniaks bestimmt wird. Die neue Berechnung der Absorberleistung (siehe Gleichung 5-6) wurde im Programm in LabView vor den Versuchen implementiert.

$$\dot{Q}_{ABS} = \dot{V}_{SNK} * \rho * (h_{SNK,SUP,out} - h_{SNK,in}) - \dot{m}_{ref} * (h_{SUP,in} - h_{SUP,out}) \quad \text{Gl. 5-6}$$

Die Temperaturmessung nach dem Absorber konnte durch eine Verengung vor der Messstelle verbessert werden wodurch die Temperaturschichtung deutlich verringert wurde. Die Messstelle ist in Abbildung 4.2 zu sehen. Die Änderungen der gemessenen Temperatur vor und nach dem Umbau unterstützt die Annahme von Schichtungen im Rohr.

Mit den Messwerten und dem Simulationsprogramm in EES konnte der Absorptionsprozess bewertet werden. Durch die Berechnung der Energiebilanzen und Bestimmung der Lösungskonzentrationen konnte die Unterkühlung des Lösungsmittels am Absorberaustritt (vgl. Kapitel 2.6) ermittelt werden. Im Vorfeld wurde die Unterkühlung in Simulationsrechnungen auf 3 K geschätzt. Die Auswertung ergab jedoch Werte zwischen 7 und 10 Kelvin. Umso geringer die Unterkühlung ist, desto „besser“ läuft der Absorptionsprozess ab.

In Abbildung 5.11 sind die Unterkühlungen von fünf Messreihen abgebildet. Die Daten zeigen, dass mit höherer Senkentemperatur der Absorptionsprozess tendenziell besser abläuft. Die Unterkühlung sinkt kontinuierlich mit steigenden Temperaturen. In der Theorie beeinflusst der Druck das Gleichgewicht des Absorptionsprozesses. Ein Einfluss auf die Unterkühlung wurde allerdings nicht festgestellt.

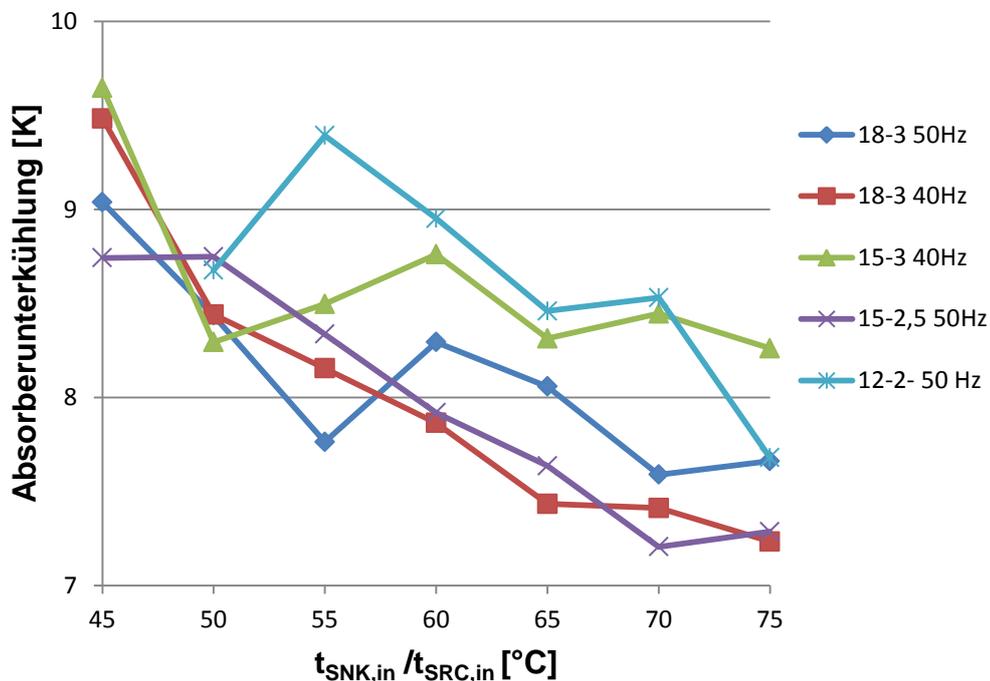


Abbildung 5.11 Unterkühlung der reichen Lösung am Absorberaustritt

5 Messergebnisse

Die hohe Unterkühlung deutet auf einen schlechteren Ablauf der Absorption als angenommen hin. Mögliche Ursachen können eine ungenügende Wärmeübertragung des Wärmetauschers oder eine zu geringe Durchmischung und Stoffübertragung zwischen Ammoniak und armer Lösung sein.

Ein Indiz für die zu geringe Dimensionierung des Absorbers ist der Temperaturanstieg der reichen Lösung nach dem Absorber. Nach dem Absorber befindet sich der Sammelbehälter (RSAC), der als Puffer auf Hochdruckniveau im Kreislauf nach dem Absorber eingebaut ist. Die Austrittstemperatur des Absorbers ist jedoch geringer als die aus dem Behälter. Durch die Unterkühlung ergibt sich, dass der Absorptionsprozess nicht komplett abgeschlossen ist und durch die Vermischung und Absorption der reichen Lösung im Behälter noch weitere Absorptionswärme frei wird.

Die Wärmeleistung des Absorbers wird mit der Gleichung 5-6 berechnet und ist in Abbildung 5.12 dargestellt. Die fünf Messreihen zeigen eindeutig, dass primär die Frequenz des Niederdruckkompressors und das Niederdruckniveau einen großen Einfluss auf den Kältemittelmassenstrom und die Leistung haben. Die Verläufe ergeben sich analog zum Desorber.

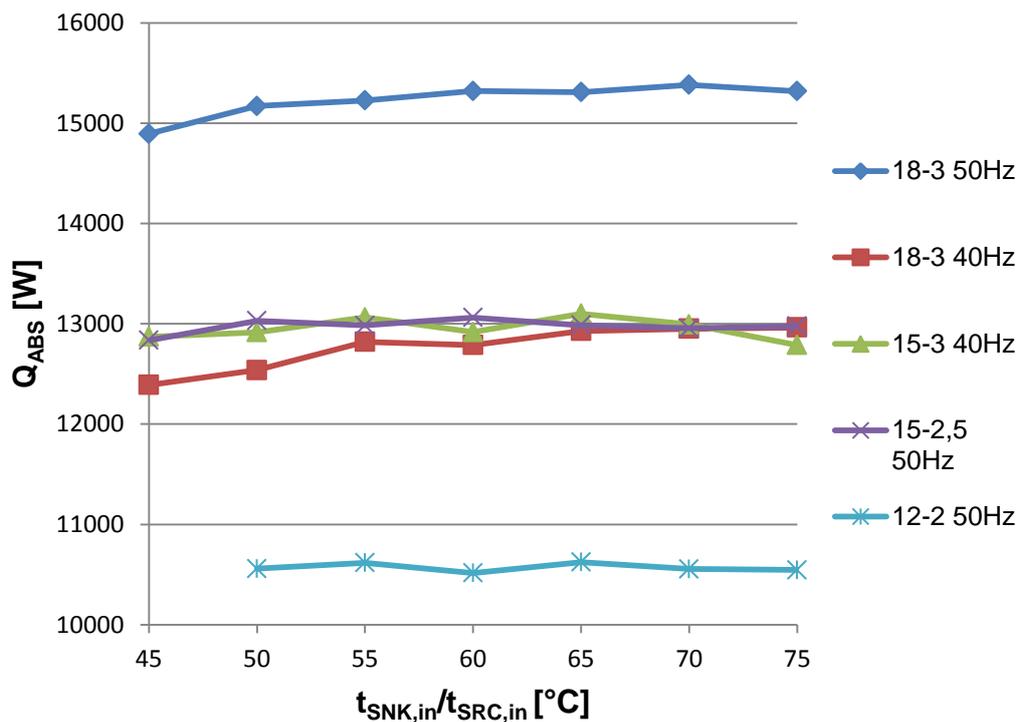


Abbildung 5.12 Wärmeleistung im Absorber

Die Drehzahl des Niederdruckkompressors wirkt sich direkt auf den Massenstrom des Ammoniaks und die Leistungen im System aus. In Abbildung 5.13 ist der nachgerechnete und nicht gemessene Massenstrom der fünf Messreihen aufgetragen. Ein Vergleich der Abbildung 5.12 mit Abbildung 5.13 zeigt den Zusammenhang zwischen der Absorberleistung und dem Massenstrom des Kältemittels. Die Wärmeleistung ist lösungsseitig direkt mit dem absorbierten und desorbierten Ammoniakmassenstrom gekoppelt.

5 Messergebnisse

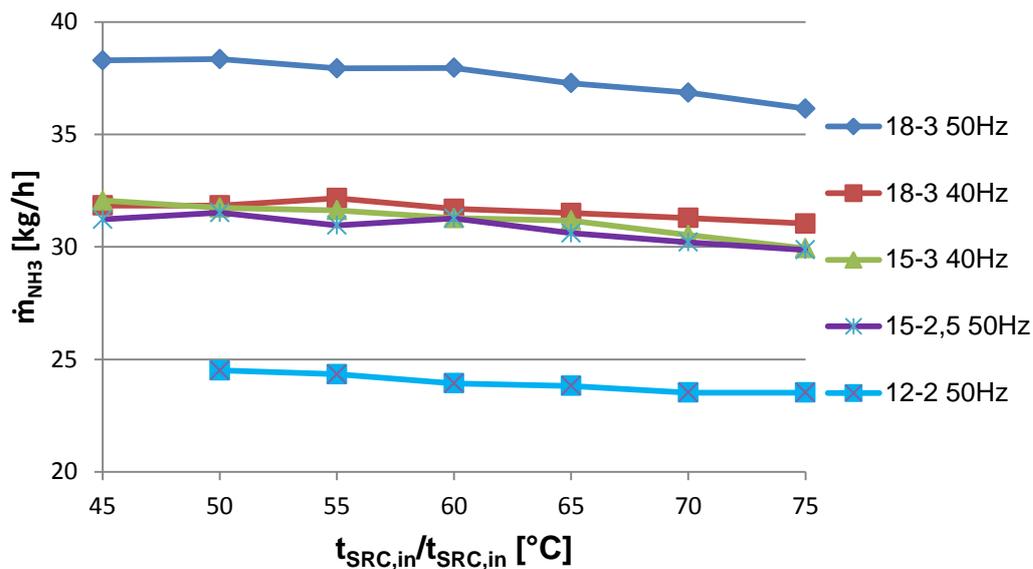


Abbildung 5.13 Massenstrom des Ammoniaks

5.4.1 Temperaturspreizung der Wärmesenke

In Abbildung 5.14 ist die Temperaturspreizung der Wärmesenke für unterschiedliche Messreihen mit gleichen Volumenströmen dargestellt. Der Temperaturhub ist die Differenz zwischen Austrittstemperatur des Wassers aus dem Desuperheater und der Eintrittstemperatur in den Absorber. Die Unterschiede der Temperaturspreizungen zwischen den Messreihen sind vom Niederdruckniveau und der Betriebsart (ein- oder zweistufige Kompression) abhängig. Mit niedrigerem Niederdruck sinken der Massenstrom und die Absorberleistung, daraus folgend sinkt die Temperaturspreizung der Wärmesenke.

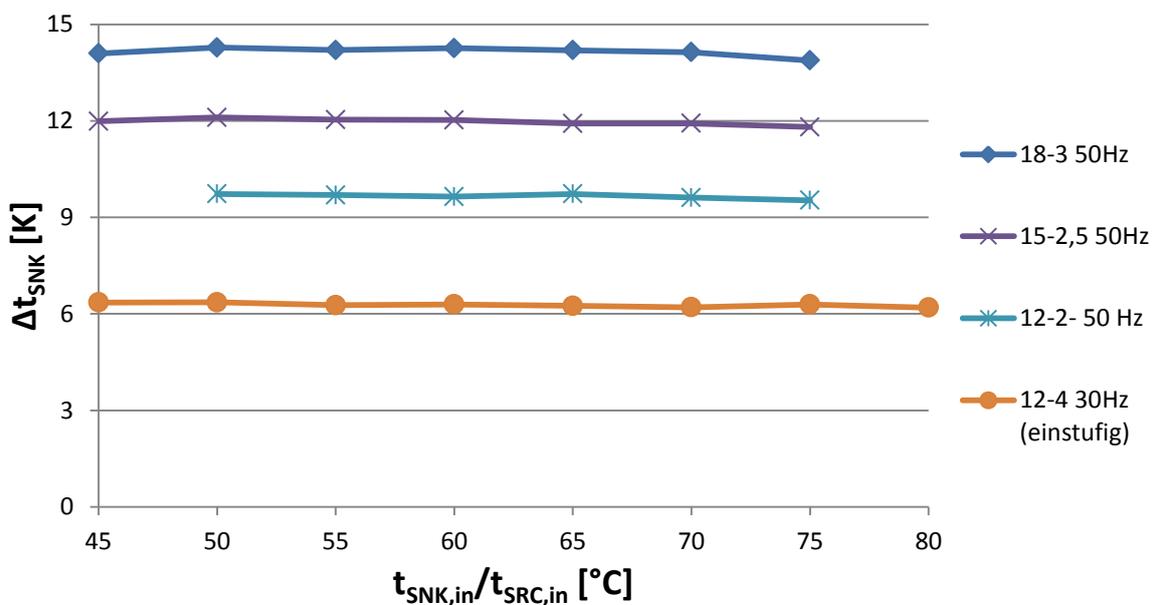


Abbildung 5.14 Temperaturspreizung der Wärmesenke von verschiedenen Messreihen

5.5 Variation des Volumenstroms der Wärmequelle und -senke

Im Zuge der ausführlichen Untersuchung des Wärmeübergangs im Absorber und Desorber der hybriden Wärmepumpe wurden zwei Messreihen 6 und 7 (siehe Tabelle 5-2) bei konstanter Eintrittstemperatur (60 °C) der Wärmesenke und -quelle und veränderlichem Durchfluss aufgezeichnet. Dabei wurde jeweils zu Beginn der Durchfluss der beiden Wasserkreisläufe auf 1000 l/h eingestellt. Anschließend wurde der von Durchfluss konstant gehalten und der zweite jeweils in 100 l/h Schritten gesenkt.

In Abbildung 5.15 ist die Absorberleistung über dem veränderten Volumenstrom dargestellt. Der obere Verlauf wurde mit einem konstanten Durchfluss der Wärmesenke ($\dot{V}_{\text{SNK}} = \text{konstant}$) aufgezeichnet. Die Änderungen bewegten sich in einem kleinen Bereich von wenigen 100 Watt. Anders sieht dies bei variiertem Durchfluss der Wärmesenke ($\dot{V}_{\text{SRC}} = \text{konstant}$) aus. Hier erkennt man einen starken Abfall der Wärmleistung im Absorber. Der sinkende Durchfluss der Wärmesenke beeinflusst die Leistung zu Beginn der Messreihe nur gering. In weiterer Folge wurde der Einfluss jedoch stärker, bis die Messreihe bei 600 l/h auf Grund drastisch steigender Lösungsmassenströme beendet werden musste.

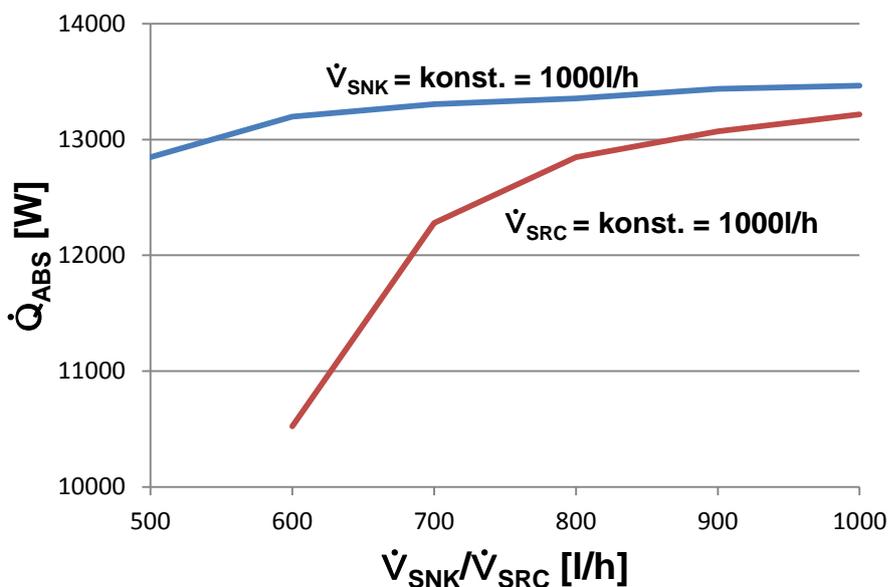


Abbildung 5.15 Wärmeleistung des Absorbers mit unterschiedlichen Durchflussmengen

Die Wärmeleistung im Desorber (nicht abgebildet) hat einen sehr ähnlichen Verlauf wie der des Absorbers. Der größte Einfluss auf die Leistung kommt wie zuvor erwähnt durch die Variation des Durchfluss der Wärmesenke. Die Leistungen von Absorber und Desorber wirken sich direkt auch auf die Leistungszahlen aus, die in Abbildung 5.16 dargestellt sind. Aufgrund gleichbleibender Druckverhältnisse und Kältemittelmassenströme änderten sich die Leistungen der Kompressoren nur geringfügig, weshalb die Leistungszahl analog zur Wärmesenkenleistung sinkt.

5 Messergebnisse

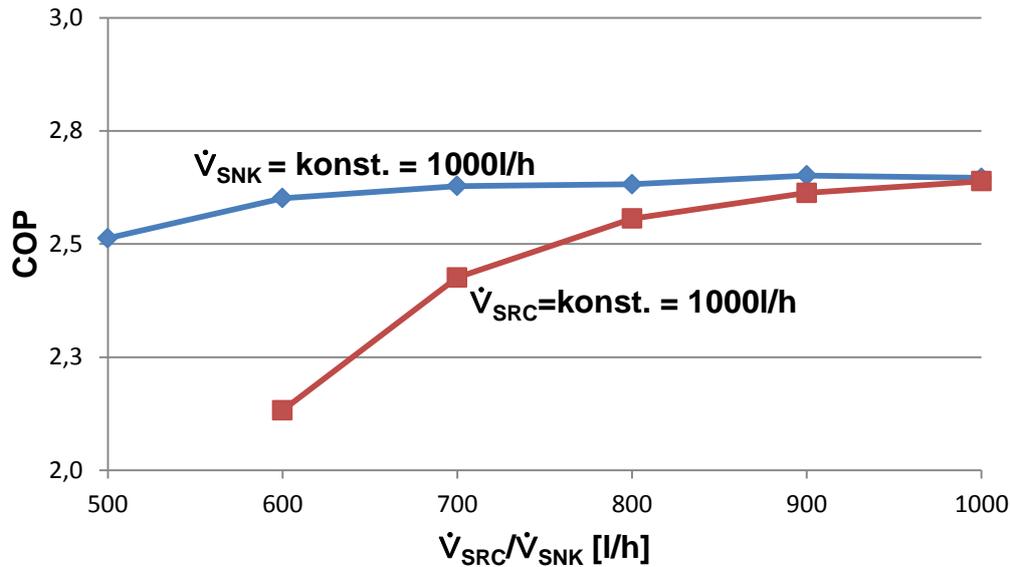


Abbildung 5.16 COP-Werte bei unterschiedlichen Durchflussmengen

Abbildung 5.17 zeigt die Verläufe der Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Austritt der reichen Lösung (RSO) und von der Wärmequelle, bei unterschiedlichen Volumenströmen der Wärmequelle. Wie zuvor beschrieben, bleibt die aufgenommene Wärmeleistung im Desorber annähernd gleich. Daraus ergibt sich, dass mit höherem Volumenstrom der Wärmequelle die Temperaturdifferenz des Wassers abnimmt.

Der Massenstrom von Ammoniak bleibt über die Messreihe wegen gleichbleibendem, Niederdruck und gleichbleibender Kompressordrehzahl annähernd konstant. Daraus kann eine in etwa konstante Desorptionsleistung abgeleitet werden. Dies bedeutet, dass bei sinkendem Volumenstrom und sinkender Temperaturdifferenz der reichen Lösung im Desorber der Massenstrom der reichen Lösung ansteigen muss. Die Messwerte des Lösungsmassenstroms bestätigen diese Überlegungen. Die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelleneintrittstemperatur und Austrittstemperatur der reichen Lösung wird als $\Delta T_{DES,IN}$ bezeichnet und sinkt mit steigendem Volumenstrom. Die Temperaturdifferenz ($\Delta T_{DES,OUT}$) zwischen der reichen Lösung am Eintritt und Wärmequellenaustritt steigt mit höherem Volumenstrom.

5 Messergebnisse

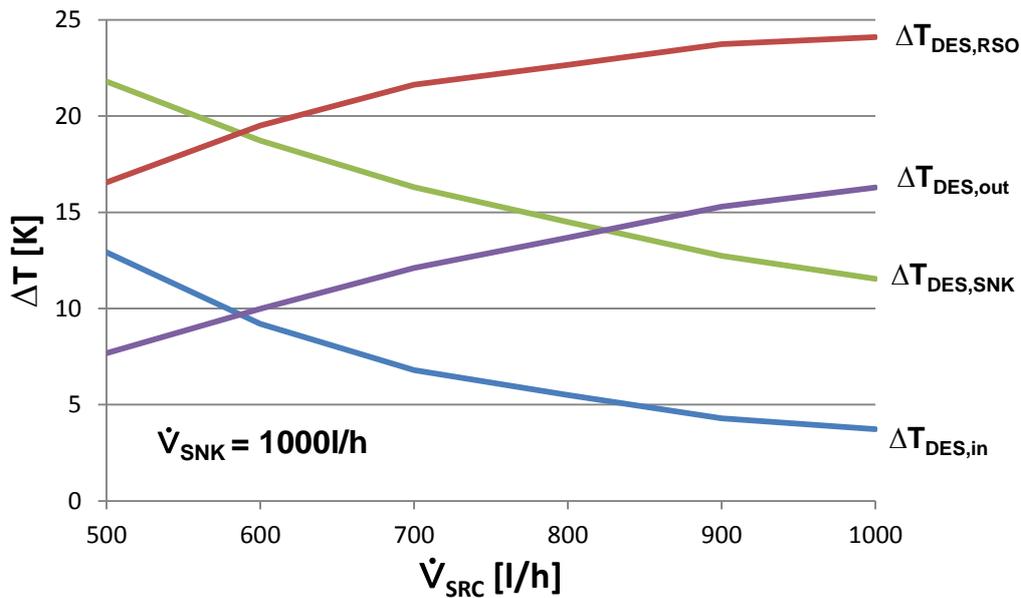


Abbildung 5.17 Temperaturdifferenzen am Desorber

In Abbildung 5.18 sind die Temperaturdifferenzen am Absorber dargestellt. Aufgrund der nicht vorhandenen Messstelle für die Temperatur der gemischten Lösung am Absorbereintritt können nicht wie in Abbildung 5.17 vier Verläufe, sondern nur zwei dargestellt werden. Die Temperaturdifferenz $\Delta T_{ABS,in}$ wird aus der Temperatur der reichen Lösung nach dem Absorber und der Temperatur der Wärmesenke in den Absorber ermittelt. Die zweite Temperaturdifferenz im Diagramm (ΔT_{SNK}) zeigt die Temperaturspreizung der Wärmesenke. Mit sinkendem Volumenstrom der Wärmesenke steigen beide Temperaturdifferenzen an. Wie in Abbildung 5.15 zu sehen ist, sinkt die Absorberleistung bei 600 l/h am stärksten. Diese rasche Leistungsänderung spiegelt sich auch im Verlauf der Temperaturspreizung der Wärmesenke in Abbildung 5.18 wieder.

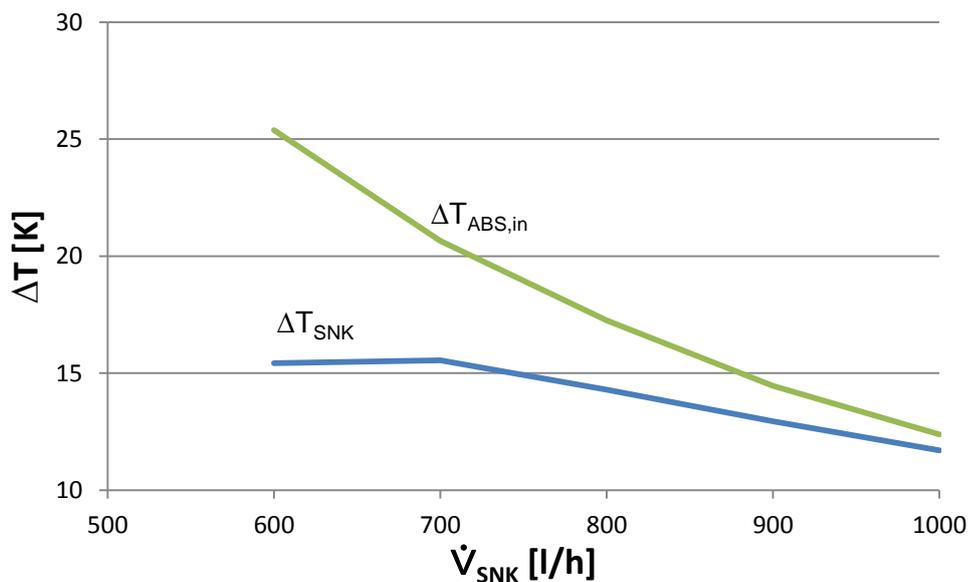


Abbildung 5.18 Verlauf der Temperaturdifferenzen am Absorber

5 Messergebnisse

Wie bereits in Kapitel 5.3 erwähnt, steigt der Lösungsmassenstrom mit sinkendem Volumenstrom der Wärmesenke und Wärmequelle (siehe Abbildung 5.19) durch die fallende Entgasungsbreite zwischen der reichen und armen Lösung.

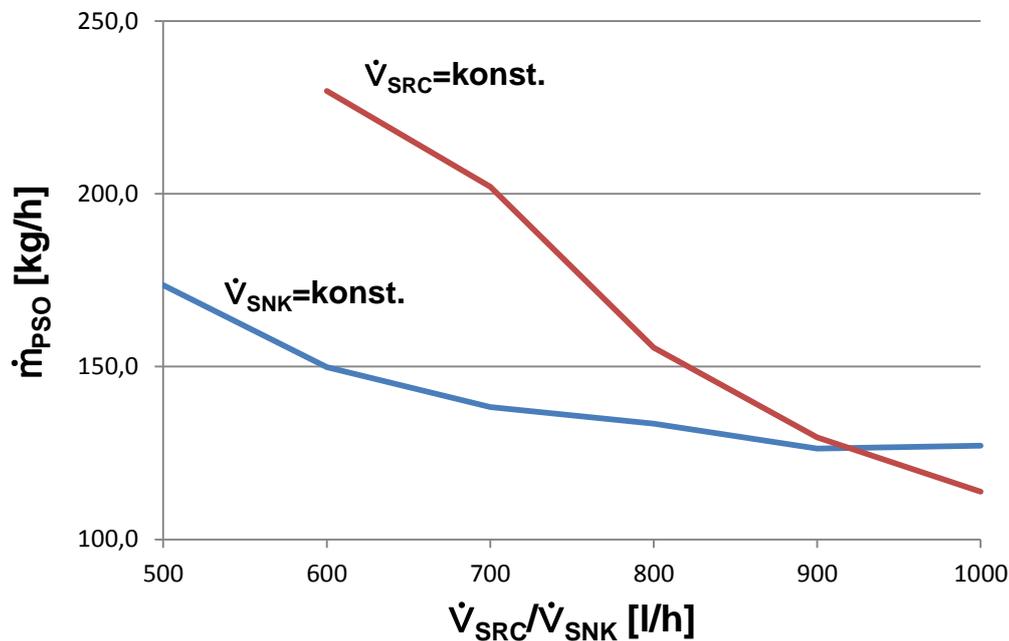


Abbildung 5.19 Massenstrom der armen Lösung mit variierendem Volumenstrom der Wärmesenke und -quelle

5.6 Sonstige Wärmetauscher

Alle im Prüfstand verbauten Wärmetauscher sind vom Typ „Alfa Nova“ der Firma Laval. Es handelt sich dabei um Plattenwärmetauscher, die aus dünnen profilierten Metallplatten aufgebaut sind. Diese Profilierung dient der Optimierung des Wärmeübergangs für die Verwendung als Gegenstromwärmetauscher. Die Wärmetauscher unterscheiden sich in der Anzahl und Größe der Platten (siehe Tabelle 3-1).

5.6.1 Gaskühler

Die beiden Gaskühler sind jeweils vor den Verdichtern eingebaut und haben die Aufgabe das Kältemittel im Sauggasstrang vor der Kompression zu kühlen. Die Kühlung mindert die Austritts temperatur des Kompressors. Der Gaskühler vor dem Niederdruckkompressor ist im Schema (siehe Abbildung 3.1) mit AUX1 und jener vor dem Hochdruck-Kompressor als AUX2 bezeichnet.

Die erhitzte reiche Lösung strömt nach dem Desorber zweiphasig in den Sammelbehälter (PSAC), wo sie in flüssige arme Lösung und das gasförmige Kältemittel getrennt wird. Anschließend wird das Ammoniak im ersten Gaskühler (AUX1) abgekühlt. Im Wärmetauscher wird die Wärme des Kältemittels im Gegenstromprinzip an den Wärmequellenkreislauf abgegeben. Dazu wird das abgekühlte Wasser aus dem Desorberausgang für die Wärmeabfuhr in beiden Gaskühlern (AUX1 und AUX2) verwendet.

5 Messergebnisse

Mit der Gleichung 5-7 werden die Leistungen der Gaskühler aus der Energiebilanz auf der Ammoniakseite berechnet.

$$Q_{AUX1,2} = \dot{m}_{NH_3} * (h_{AUX1,2,out} - h_{AUX1,2,in}) \quad \text{Gl. 5-7}$$

Prinzipiell kann die Leistung auch auf der Wasserseite des Wärmetauschers berechnet werden. Der größere Temperaturunterschied vom Ammoniak ergibt jedoch genauere Berechnungsergebnisse. Der Volumenstrom von Wasser wurde nicht separat gemessen und ergibt sich aus dem parallelen Durchfluss beider Wärmetauscher nach dem Desorberaustritt mit jeweils ca. dem halben Volumenstrom der Wärmequelle. Auf der Wasserseite des ersten Gaskühlers wird eine Differenz zwischen Ein- und Austrittstemperatur von max. 0,2 Kelvin erreicht. Die maximale Messabweichung der Pt100-Temporaufnehmer gemäß Herstellerangaben beträgt $\pm 0,15$ K, $\pm 0,2\%$ v.M. und ist somit fast so groß bzw. bei ungünstiger Verteilung beider Messabweichungen größer als die Temperaturdifferenz des Wassers.

In Abbildung 5.20 sind für die Messpunkte 1 bis 7 der Messreihe 1 abgebildet. Es wird die abgeführte Wärmeleistung (negatives Vorzeichen) auf der Ammoniakseite gezeigt. Es ist ersichtlich, dass der Gaskühler 2 (AUX2) eine höhere Leistung aufweist. Der Grund für die höhere Leistung sind die höheren Eintrittstemperaturen des Ammoniaks im AUX2, bedingt durch die Druckerhöhung auf Mitteldruck und Abkühlung im Lösungswärmetauscher SHX2, im Vergleich zur Austrittstemperatur aus dem Sammelbehälter (PSAC) im AUX1.

Bei beiden Gaskühlern sinkt die Wärmeleistung mit steigender Eintrittstemperatur der Wärmequellen. Ursache für den Rückgang im zweiten Gaskühler ist der tendenziell sinkende Kältemittelmassenstrom aufgrund der mit steigender Temperatur sinkenden Sauggasdichte.

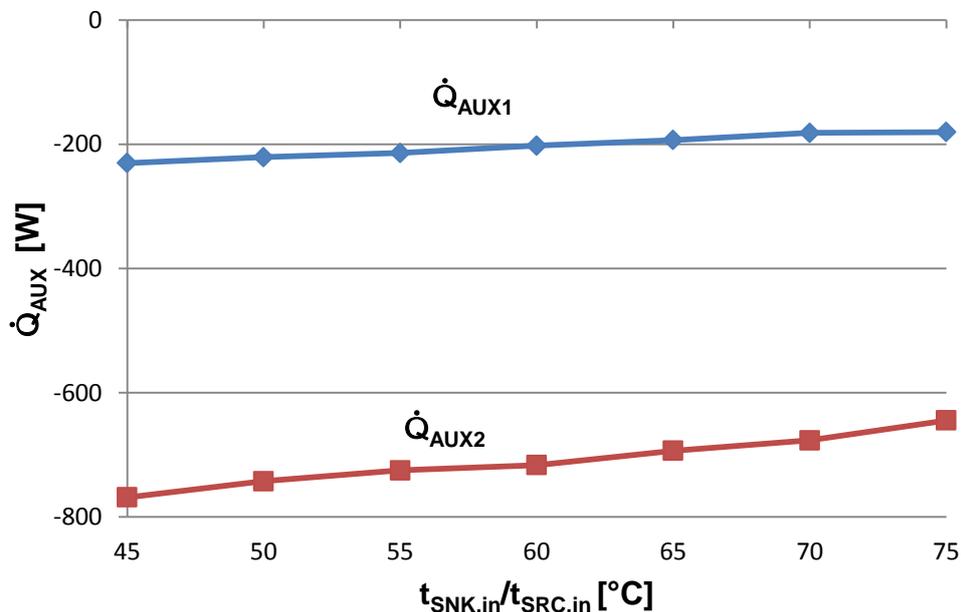


Abbildung 5.20 Wärmeleistungen der Gaskühler AUX1 und AUX2 der Messreihe 1

Nach den ersten Messungen wurde im Rahmen der Auswertung festgestellt, dass sich die Temperaturverläufe vom Wasser und Ammoniak „kreuzen“. Theoretisch kann dies weder im Gleichstrom- noch im Gegenstromprinzip auftreten können.

In Abbildung 5.21 sind die Temperaturverläufe gemäß der Messungen am Gaskühler 2 für den Messpunkt 7 der Messreihe 1 aufgetragen. Auf der linken Seite ist die Eintrittstemperatur des

5 Messergebnisse

Ammoniaks und die Austrittstemperatur des Wassers dargestellt. Kurz vor Austritt des Ammoniaks kreuzen sich Temperaturverläufe. Ab dieser Position wäre das Ammoniak theoretisch kühler als das Kühlmedium Wasser. Praktisch wird allerdings nur bei positiven Temperaturdifferenzen Wärme von Ammoniak auf das Wasser übertragen.

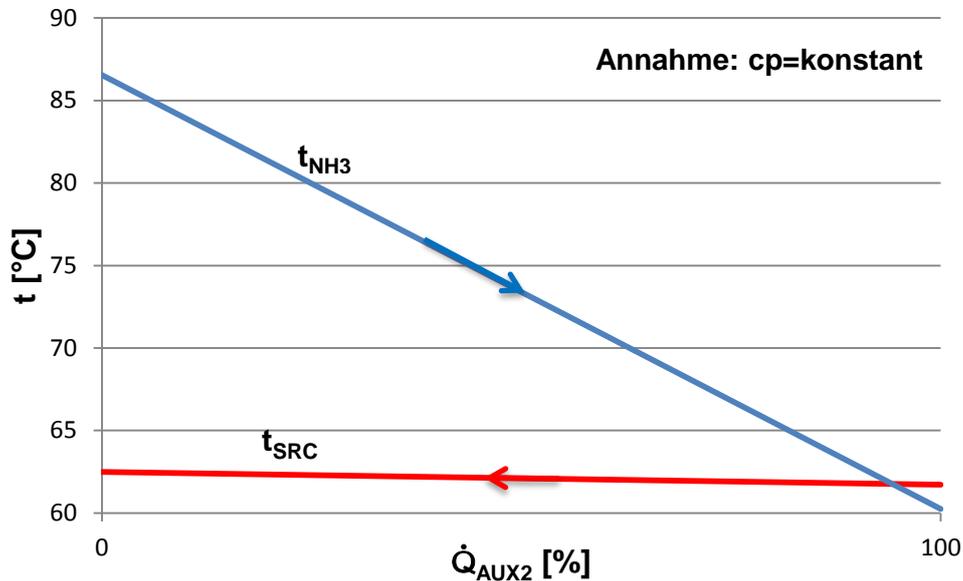


Abbildung 5.21 Temperaturverlauf im Gaskühler 2 für Messpunkt 7

Eine mögliche Erklärung dafür sind Messfehler bei der Wassereintrittstemperatur oder der Austrittstemperatur des Ammoniaks. Der Temperaturfühler der Wärmequelle ist mittig in der Strömung im Rohr platziert. Dazu wurde ein T-Stück in die Leitung nach dem Desorber eingebaut, in dem der Messfühler eingeschraubt ist. Dies ist nach Stand der Technik ein günstiger Standort für die Temperaturmessung des Mediums. Aufgrund des Rohrdurchmessers ist eine Temperaturschichtung am Desorberaustritt eine mögliche Ursache für die Messunsicherheit. Diese konnte aber nicht in einem relevanten Ausmaß im Rahmen der Auswertung festgestellt werden. Auf der Ammoniakseite sind die Messfühler außen am Rohr (inklusive Wärmepaste) angebracht, um mögliche undichte Stellen durch einen direkten Einbau im Kreislauf vorzubeugen. Der Nachteil dabei ist die ungünstige Temperaturmessmethode. Der Temperaturverlauf von Rohrmitte bis zum Messfühler sinkt durch die begrenzte Wärmeübertragung und die Wärmeleitung in den Bauteilen. Daher wird vermutet, dass die Austrittstemperatur des Ammoniaks zu niedrig gemessen wird, einerseits aufgrund der Messmethode und andererseits aufgrund von Wärmeverlusten an die Umgebung.

Hilfreich für einen hohen Wärmedurchgangskoeffizienten sind die hohen Geschwindigkeiten des Kältemittels im Rohr und die geringe Wandstärke. Die hohe Strömungsgeschwindigkeit kommt durch die Dimensionierung von kleinen Rohrdurchmessern und den hohen Massenstrom zustande. Durch die hohe Geschwindigkeit im Rohr (größer 10 m/s) ist ein hoher Wärmeübergangskoeffizient an der Rohrwand gegeben. Die geringe Wandstärke des Rohrs stellt einen relativ kleinen thermischen Widerstand dar. Beide Faktoren senken den Temperaturunterschied von Rohrmitte bis Rohrwand außen. In einer einfachen Abschätzung wurde ein Unterschied von bis zu 0,3 Kelvin berechnet. Als Wärmeverlust wurde das Rohr zwischen den Desuperheater und Absorber ausgewählt. Zwischen den Temperaturmessungen nach dem Desuperheater und vor dem Absorbereinlass sind keine weiteren Komponenten verbaut um eine Abschätzung vorzunehmen.

5 Messergebnisse

Beide Wärmetauscher besitzen eine hohe Betriebscharakteristik berechnet gemäß Gleichung 5-8. Aufgrund der Temperaturüberschneidung ergeben sich Werte über eins, welche jedoch physikalisch nicht möglich sind.

$$\varphi_{AUX1/2} = \frac{(t_{NH_3;AUX1/2;in} - t_{NH_3;AUX1/2;out})}{(t_{NH_3;AUX1/2;in} - t_{SRC;DES,out})} \quad \text{Gl. 5-8}$$

In Tabelle 5-5 sind die Messwerte der Messreihe 1 mit den Ein- und Austrittstemperaturen des Ammoniaks und des Wassers aufgelistet.

Tabelle 5-5 Temperaturen vor und nach dem Gaskühler der Messreihe 1

Messpunkt	1	2	3	4	5	6	7	Einheit
$t_{SRC,AUX,in}$	32,4	37,4	42,0	46,7	51,7	56,7	61,7	[°C]
$t_{SRC,AUX,out}$	33,5	38,4	43,0	47,7	52,6	57,5	62,5	[°C]
$t_{NH_3,AUX2,in}$	60,2	64,6	68,9	73,2	77,7	82,3	86,6	[°C]
$t_{NH_3,AUX2,out}$	31,8	36,7	41,2	45,7	50,5	55,3	60,2	[°C]
φ_{AUX1}	1,06	1,10	1,13	1,18	1,24	1,30	1,35	[-]
φ_{AUX2}	1,02	1,03	1,03	1,04	1,05	1,05	1,06	[-]

Die Kreuzung der Temperaturverläufe wurde auch im Gaskühler 1 vor dem Niederdruckkompressor festgestellt. Die Unterschreitung der Eintrittstemperatur des Wassers ist sogar um circa 0,5 Kelvin höher als im Gaskühler 2.

5.6.2 Lösungswärmetauscher

Die beiden Lösungswärmetauscher SHX1 und SHX2 dienen zur Effizienzsteigerung der Wärmepumpe. Dies wird durch interne Wärmeübertragung erzielt. Dabei wird die arme Lösung, die dem Absorber zufließt, im Lösungswärmetauscher 1 von der reichen Lösung nach dem Absorber und anschließend im Lösungswärmetauscher 2 vom Ammoniak nach dem Niederdruckkompressor erwärmt. In den nachfolgenden Abbildung 5.22 und Abbildung 5.23 werden die Ergebnisse anhand der Messwerte des Messpunkts 7 ausgewertet.

In Abbildung 5.22 sind die Temperaturverläufe im Lösungswärmetauscher 1 (SHX1) dargestellt. In diesem Diagramm ist das vorteilhafte Prinzip der Gegenstromführung gut erkennbar. Beide approximierten Geraden verlaufen annähernd parallel mit einer geringen Temperaturdifferenz. Auf der linken Seite ist die Eintrittstemperatur der armen Lösung (PSO) und die Austrittstemperatur der reichen Lösung aufgetragen. Die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Geraden bleibt annähernd konstant auf Grund ähnlicher Massenströme und spezifischer Wärmekapazitäten von armer und reicher Lösung, vor allem bei hohen Lösungsumläufen. Dies hat den Vorteil geringer Exergieverluste im Wärmetauscher.

5 Messergebnisse

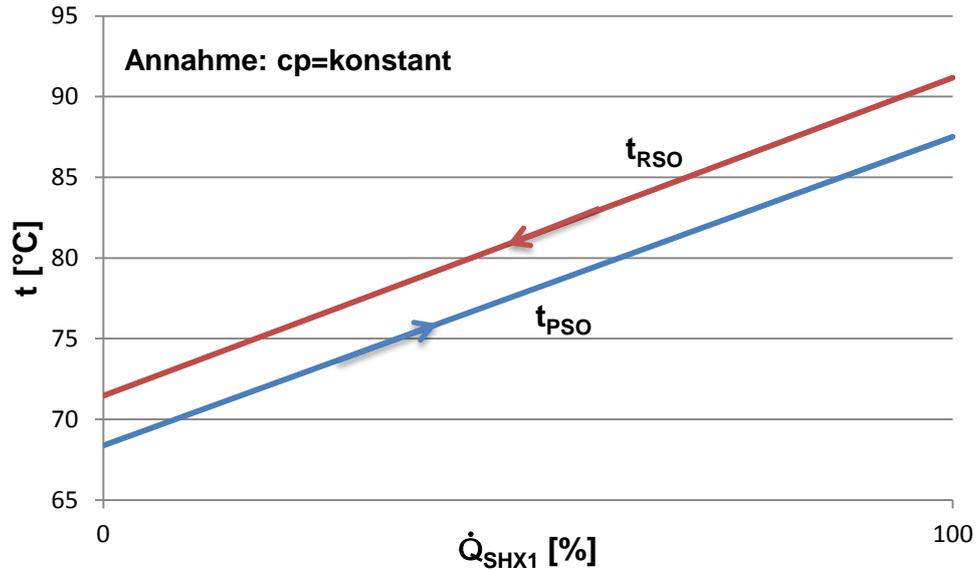


Abbildung 5.22 Temperaturverlauf im Lösungswärmetauscher 1 MP 7 (SHX1)

In Abbildung 5.23 sind die Temperaturverläufe im Lösungswärmetauscher 2 (SHX2) dargestellt. Die beiden Wärmetauscher sind im Lösungsmittelkreislauf der armen Lösung nacheinander geschaltet. Der Lösungswärmetauscher 2 erwärmt die arme Lösung durch die hohe Kompressoraustrittstemperatur des Ammoniakmassenstroms, wobei der Lösungswärmetauscher 2 nach dem Niederdruckkompressor geschaltet ist. Wie zuvor bei den Gaskühlern, tritt auch hier wieder eine Überschneidung der Temperaturverläufe auf. Das Ammoniak verlässt den Wärmetauscher mit einer geringeren Temperatur als die Lösungseintrittstemperatur zulässt.

Die zuvor überlegten Gründe (siehe Kapitel 5.6.1) können für die Kreuzung des Temperaturverlaufs nicht direkt übernommen werden. Die vier Temperaturfühler liegen jeweils außen am Rohr an. Als Beispiel wurde wieder der Messpunkt 7 in Abbildung 5.23 ausgewählt. Der Temperaturunterschied zwischen dem Ammoniakaustritt und dem Eintritt der armen Lösung beträgt 0,9 Kelvin.

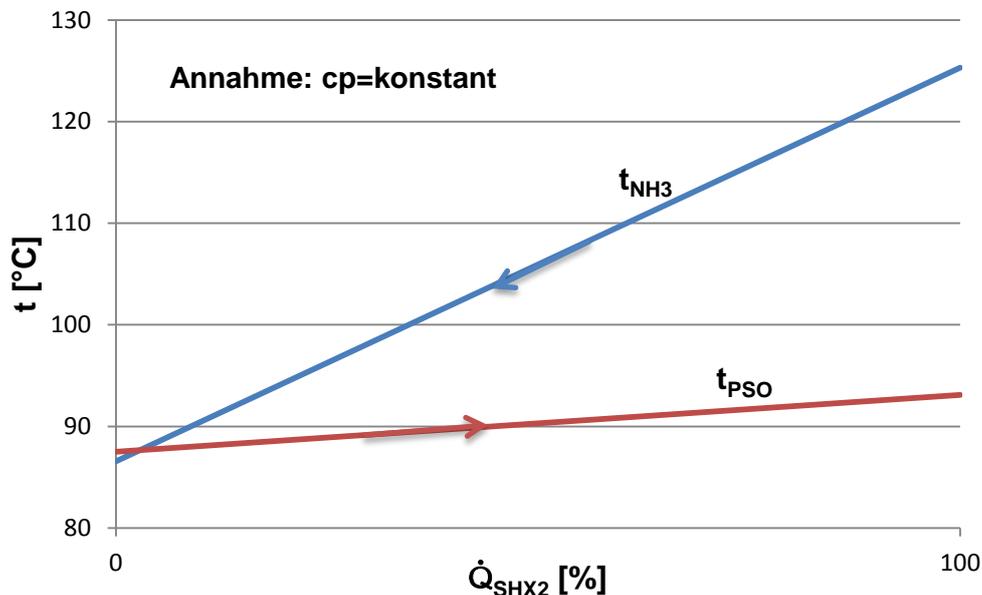


Abbildung 5.23 Temperaturverlauf im Lösungswärmetauscher 2 MP 7 (SHX2)

5 Messergebnisse

Eine mögliche Begründung für die Kreuzung der Verläufe sind die Wärmeübergänge der Medien. Es wird vermutet, dass die reiche Lösung einen besseren Wärmeübergang besitzt als das gasförmige Ammoniak.

Die Betriebscharakteristik bzw. Effizienz des Lösungswärmetauschers ist vergleichbar mit dem Gaskühler 1 und 2 und weist Werte knapp um 1 auf.

5.6.3 Desuperheater

Der Desuperheater ist im Ammoniakkreislauf der letzte Wärmetauscher vor den Ölabscheidern und dem Absorber. Dabei wird das Kältemittel, das mit einer sehr hohen Temperatur aus dem Hochdruckkompressor austritt, von der Wärmesenke abgekühlt. Gleichzeitig wird das Wasser anschließend an den Absorber vom Desuperheater zusätzlich erwärmt. Das Ziel des Wärmetauschers ist eine höhere Endtemperatur der Wärmesenke nach dem Absorberaustritt zu erreichen und das überhitzte Kältemittel für die Ölabscheidung zu kühlen.

In Abbildung 5.24 sind die beiden Temperaturverläufe des Messpunkts 7 aufgetragen. Das Ammoniak tritt mit einer hohen Temperatur in den Desuperheater ein. Auf der anderen Seite des Wärmetauschers, wo das abgekühlte Ammoniak austritt, tritt das Wasser der Wärmesenke ein. Das Wasser strömt nun in gegengesetzter Richtung durch den Desuperheater und nimmt die abgegebene Wärme des Ammoniaks auf. Die Messwerte zeigen jedoch einen anderen Trend. Die Temperaturen der beiden Medien sinken, was einer beiderseitigen Wärmeabgabe entspricht und physikalisch nicht möglich ist.

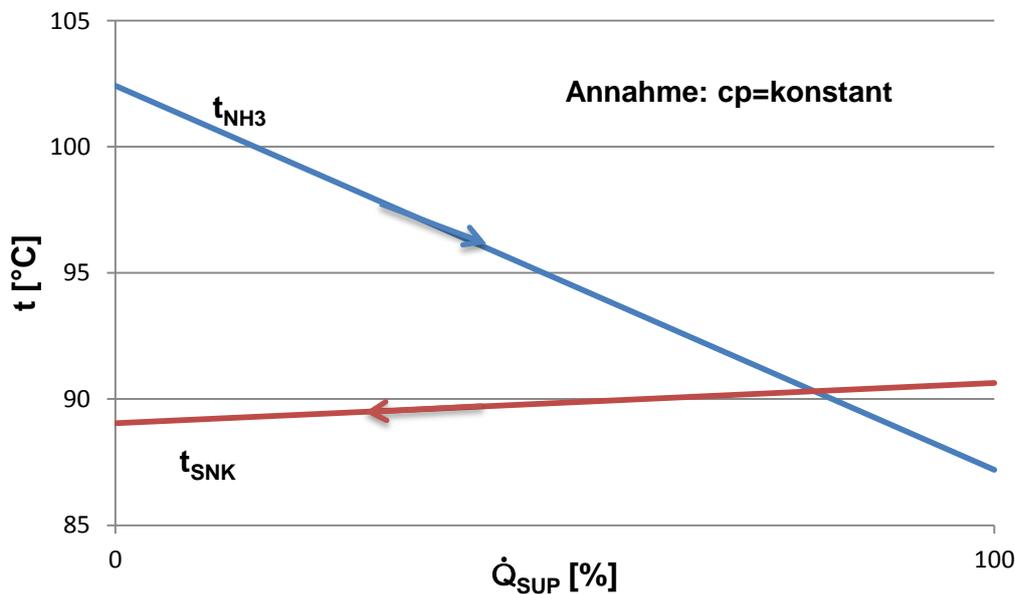


Abbildung 5.24 Temperaturverlauf des Desuperheaters

Wie bereits in Kapitel 5.4 erläutert, kommt die vermeintliche Abkühlung der Wärmesenke wahrscheinlich durch eine Temperaturschichtung zustande. Die Messung der Absorberaustrittstemperatur konnte durch den Einbau einer Verengung zum Teil verbessert werden. Das heißt die Wärmesenkeneintrittstemperatur in den Desuperheater liegt bei gleichen Betriebsbedingungen niedriger als in Abbildung 5.24 angedeutet ist.

Eine weitere Unstimmigkeit in Abbildung 5.24, ist die Kreuzung der beiden Temperaturverläufe. Geht man von einer Erhöhung der Eintrittstemperatur und nicht einer Abkühlung der

Wärmesenke aus, so tritt dieses Problem nach wie vor auf. Dies ist zurückzuführen auf unzureichend exakte Temperaturmessungen im Kühlkreislauf.

5.7 Leistungszahlen

Eine der wichtigsten Kenngrößen der Anlage ist die Leistungszahl COP. Die Berechnung der COP-Werte erfolgte durch die Formel 2-1. Die Werte sind für unterschiedliche Messreihen in Abbildung 5.25 auf der Ordinate aufgetragen. Auf der Abszisse ist wiederum die Eintrittstemperatur der Wärmequelle und Wärmesenke abzulesen. Die fünf Verläufe im Diagramm zeigen die Messreihen 1, 2, 4, 8 und 9 (siehe Tabelle 5-2).

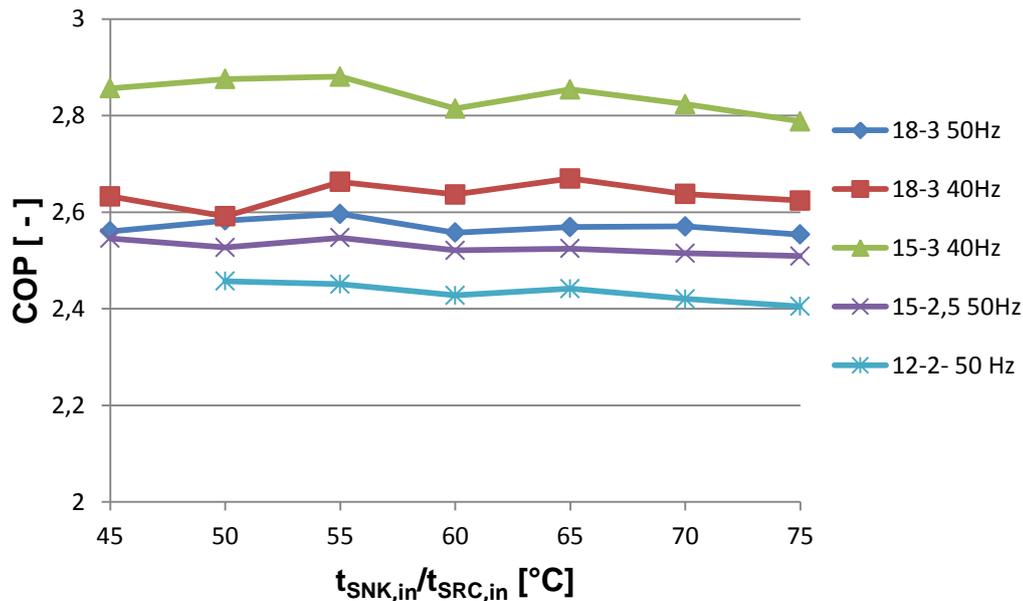


Abbildung 5.25 COP-Verlauf für verschiedene Messreihen

Die Leistungszahlen zeigen einen fast konstanten Verlauf bei variierender Eintrittstemperatur der Wärmequelle und Wärmesenke. Unterschiede zwischen den Messreihen erklären sich durch die Druckniveaus und durch die Drehzahl des Niederdruckkompressors. Vergleicht man die beiden Messereihen 18-3 50Hz und 18-3 40Hz, so fällt eine Steigerung des COP mit geringerer Drehzahl auf. Durch eine genaue Auswertung der Daten für die Messreihe konnte die Erhöhung interpretiert werden. Die geringere Drehzahl bewirkt eine proportionale Verkleinerung der Massenströme des Ammoniaks und der Lösung. Dadurch werden primär die übertragenen Wärmeleistungen und die Leistungsaufnahme der elektrischen betriebenen Kompressoren kleiner. Der Wärmestrom in den Wärmetauschern sinkt durch den kleineren Massenstrom, gleichzeitig werden die Temperaturdifferenzen und der Druckverlust geringer. Die Leistungen der Kompressoren und der Lösungsmittelpumpe sinken überproportional zu den Wärmeleistungen wodurch der COP mit geringerem Ammoniak- und Lösungsmassenstrom steigt.

Mit Hilfe des Simulationsprogramms in EES wurde der COP vorab abgeschätzt. Dieser lag für sämtliche Messreihen höher als gemessen wurde. Eine Ursache dafür sind die mäßigen Gesamtwirkungsgrade der beiden Kompressoren. Diese haben einen großen Einfluss auf den COP. Beide Verdichter benötigen eine höhere elektrische Leistung und geben einen großen Teil der zugeführten Leistung an die Umgebung ab, wodurch sich der thermische Nutzen verringert und der COP-Wert sinkt. Ein weitere Grund sind die hohen Temperaturdifferenzen zwischen der reichen Lösung am Austritt aus dem Absorber und der Wärmesenke am Eintritt.

Die unerwartete hohe Differenz zum Vergleich der Annahmen in der Simulation zeigt einen geringeren Wärmeübergang bzw. einen schlechten Absorptionsvorgang im Absorber.

5.8 Weitere Betriebsarten

5.8.1 Betrieb mit Gasbypass zum Desorber

Eine spezielle Betriebsart der Wärmepumpe ist mit geöffnetem Gasbypass zwischen den Sammelbehältern MSAC und PSAC (vgl. Abkürzungen). Die Anordnung der Leitung zwischen den beiden Behältern bewirkt eine teilweise Umgehung des Desorbers. Durch die Leitung strömt das gasförmige Ammoniak, das durch Entspannen der reichen Lösung von Hochdruck auf Niederdruck in der Lösungsdrassel entsteht, aus. Der Bypass wird durch ein Eckventil, das direkt auf dem Sammelbehälter MSAC angeschlossen ist, geöffnet und mündet in den oberen Teil des Sammelbehälters PSAC.

In Abbildung 5.26 sind vier Messreihen dargestellt, wobei zwei mit und zwei ohne Bypass aufgezeichnet wurden. Es werden die Absorberleistungen jeweils mit gleichem Hoch- und Niederdruck und gleicher Drehzahl des Niederdruckkompressors verglichen. Die Messreihe 18-3 40Hz und 15-3 40Hz mit geschlossenem Bypass haben fast den gleichen Wärmeleistungsverlauf. Nach dem Öffnen des Bypasses sinkt die Absorberleistung deutlich. Daraus lässt sich, bei annähernd gleichbleibender Kompressorleistung, eine Verschlechterung der Effizienz der Wärmepumpe mit geöffnetem Bypass ableiten. Dies ist auch durch einen Rückgang des COP in der Auswertung festzustellen (vgl. Abbildung 5.25 mit Abbildung 5.27). Der schlechtere Wärmeübergang im Desorber führt zu einer geringeren Wärmeleistung und einem höheren Lösungsumlauf, wodurch die Messreihen nicht vervollständigt werden konnten. Die geringere Entgasungsbreite des Desorbers wirkt sich auch auf die Wärmeleistung des Absorbers aus.

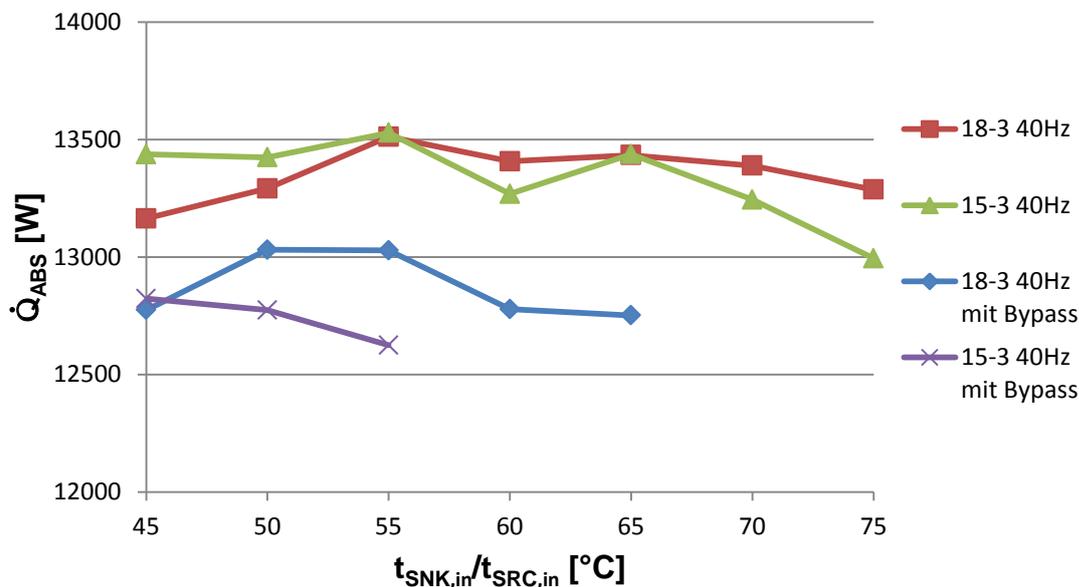


Abbildung 5.26 Vergleich der Absorberleistung mit bzw. ohne Bypass

5 Messergebnisse

In Abbildung 5.27 sind die Heizleistung und die COP-Werte der Messreihe mit 18 bar Hochdruck, 3 bar Niederdruck und einer Frequenz des Niederdruckkompressors von 40 Hz dargestellt (vgl. Tabelle 5-2). Die Messergebnisse zeigen, im Vergleich zu den Messreihen ohne Bypass, eine bis zu 10 % geringere Leistungszahl. Die Temperaturspreizung von Wärmequelle und Wärmesenke im Desorber und Absorber ist durch den Bypass bei gleichem Volumenstrom im Schnitt um 0,3 K geringer.

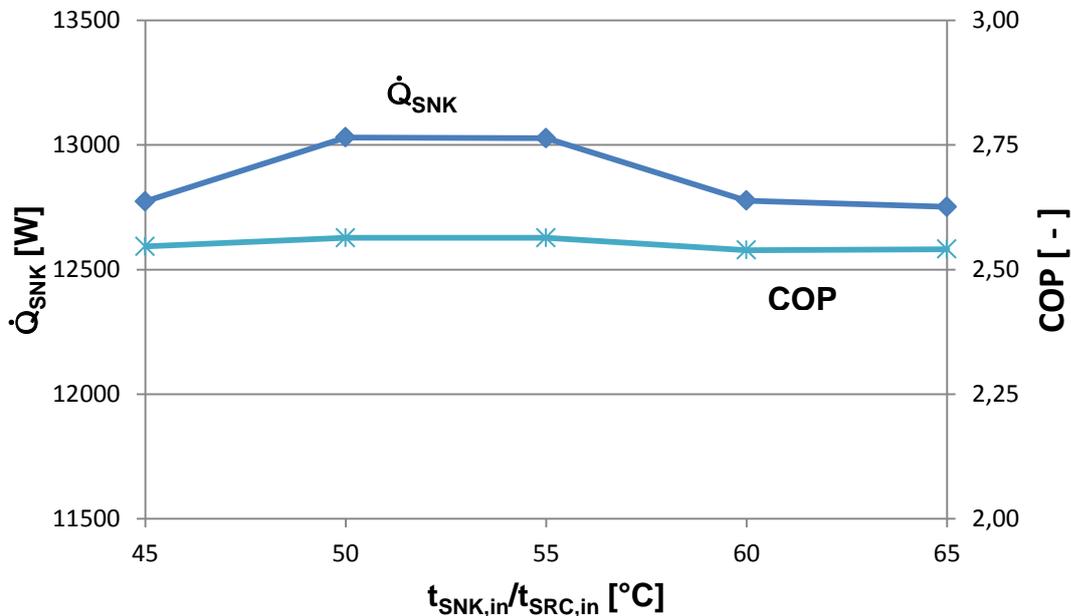


Abbildung 5.27 Leistungszahlen und Heizleistung mit Bypass (DES) der Messreihe 3

Eine Besonderheit wies der Gaskühler 1 vor dem Niederdruckkompressor auf. Anstatt das Kältemittel Ammoniak zu kühlen wurde die Eintrittstemperatur in den Niederdruckkompressor erhöht. Der Grund liegt in der Austrittstemperatur der reichen Lösung nach der Drossel. Durch die Entspannung fällt die Temperatur und das Ammoniak, das durch den Bypass strömt, kühlt den vom Desorber kommenden Kältemittelmassenstrom. Die Erwärmung des Kältemittels im Gaskühler liegt in der Größenordnung von circa 4 Kelvin.

5.8.2 Einstufiger Betrieb

In Abbildung 5.28 sind die Ergebnisse für den COP und die Heizleistung der Messreihe 12 mit einstufigen Betrieb, 12 bar Hochdruck, 4 bar Niederdruck und einer Frequenz von 30 Hz dargestellt. Die COP-Werte liegen zum Vergleich deutlich über der zweistufigen Messreihe, z.B. Messreihe 12-2 50Hz (siehe Kap. 5.6). Werden die Leistungen zwischen den beiden Messreihen verglichen, so fällt die geringere abgegebene Wärmleistung trotz höherem Niederdruckniveau im einstufigen Betrieb auf. Der Grund dafür ist die geringe Drehzahl des Hochdruckkompressors und der dadurch in Summe geringere Ammoniakmassenstrom. Dies wirkt sich direkt auf die Desorber- und Absorberleistung aus. Den größten Einfluss auf den COP-Wert hat jedoch der Verbrauch der elektrischen Energie der Verdichter. Durch ein geringeres Druckverhältnis von Hochdruck zu Niederdruck sinkt die Leistung des Kompressors deutlich.

5 Messergebnisse

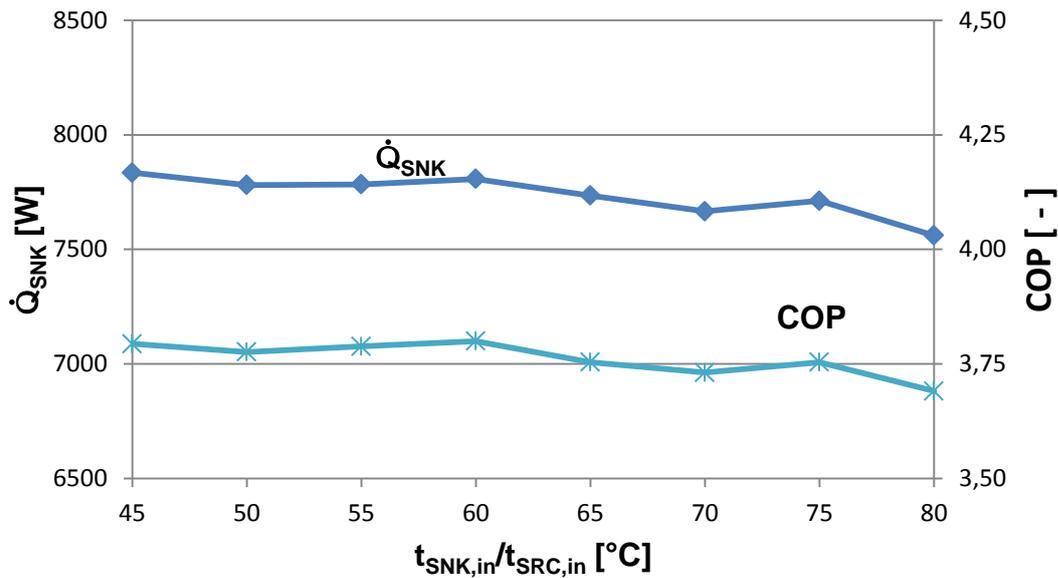


Abbildung 5.28 Leistungszahlen und Heizleistung im einstufigen Betrieb

Im Vergleich zur zweistufigen Verdichtung zeigten die Messwerte für den einstufigen Betrieb einen höheren Lösungsmassenstrom. Darüber hinaus konnte nur ein geringer Temperaturhub von ca. 6 K erreicht werden. Für einen stabilen Betrieb wurden die Volumenströme an der Wärmesenke- und -quelle auf das Maximum von ca. 1100 l/h eingestellt.

5.8.3 Messreihe mit angepasstem Temperaturgleit

Eine spezielle Messreihe stellt die Messreihe 10 mit variablem Volumenstrom an der Wärmesenke und Wärmequelle dar. Die Volumenströme der Wärmequelle wurden hier so angepasst, dass sich am Ein- und Austritt des Desorbers der gleiche Temperaturgleit von Lösung und Wasser einstellt. Die Einstellungen mussten für jeden einzelnen Messpunkt neu angepasst werden. Auf Grund der fehlenden Temperaturmessstelle der Lösung am Absorbereintritt musste der Volumenstrom der Wärmesenke abgeschätzt werden. Die Schätzung ergab, dass der Volumenstrom der Wärmesenke um 10 % höher eingestellt werden musste als jener der Wärmequelle.

Abbildung 5.29 zeigt den annähernd konstant gehaltenen Verlauf der Temperaturdifferenzen zwischen Wärmequelle Ein- und Austritt. Die Temperaturspreizung der Wärmequelle sowie der reichen Lösung im Desorber besitzen ungefähr dieselben Werte. Die Messreihe wurde mit einem Hochdruck von 18 bar, 3 bar Niederdruck und einer Frequenz des Niederdruckkompressors von 40 Hz aufgezeichnet.

5 Messergebnisse

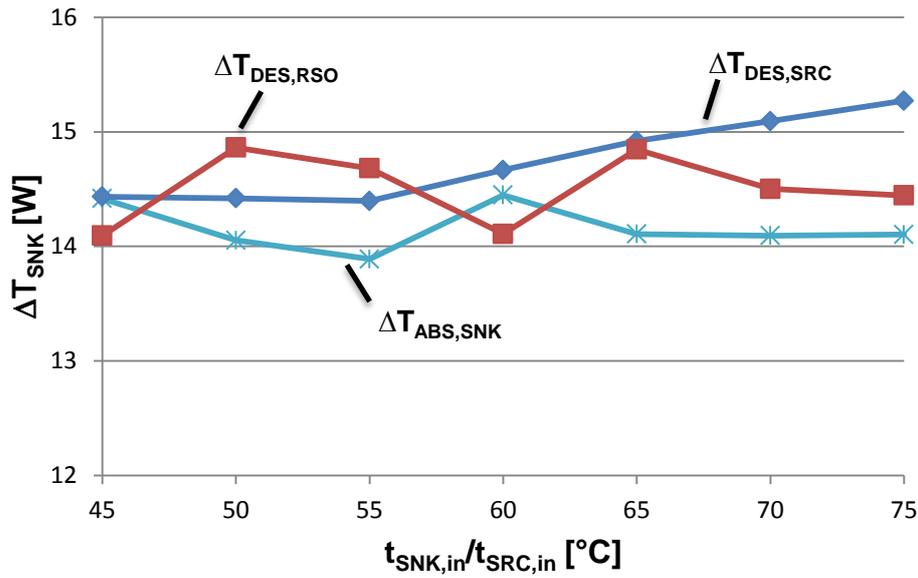


Abbildung 5.29 Temperaturdifferenz der Wärmesenke am Absorber und Wärmequelle am Desorber

In Abbildung 5.30 werden die Wärmeleistung und die COP-Werte für die Messreihe 10 mit Fehlerindikatoren gemäß Unsicherheitsanalyse (siehe Kapitel 4.5) dargestellt. Auf Grund des niedrigen Volumenstroms, der daraus resultierenden schlechteren Wärmeübertragung, der geringeren Entgasungsbreite und dem entsprechend höheren Lösungsmassenstrom im Vergleich zu der Messreihe 2 (18-3 40Hz) bei konstantem Volumenstrom der Wärmesenke und -quelle von 1000 l/h ist die gemessene Heizleistung der Messreihe 10 um bis zu 6 % geringer.

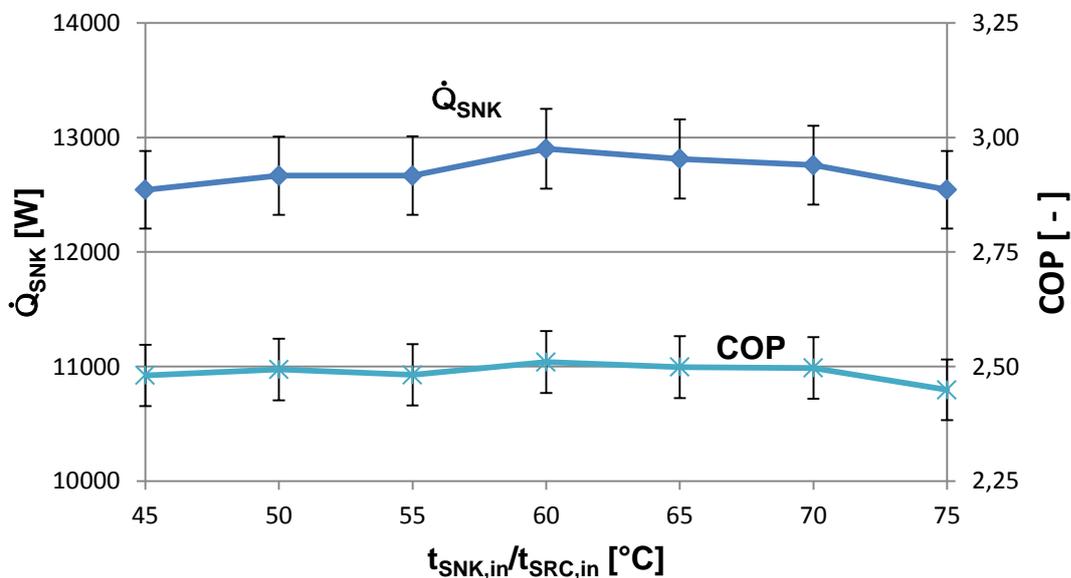


Abbildung 5.30 Wärmeleistung und COP mit Fehlerindikatoren für die Messreihe 10

5.9 Betriebserfahrungen

Zusätzlich zu den Messwerten sollen in diesem Kapitel noch Erfahrungswerte zur Bedienung der Anlage beschrieben werden. Zu den Erfahrungen zählen unter anderem Einflüsse von Außen, das Regelverhalten der Anlage und die Einstellung von Messpunkten im Betrieb.

Wie im Kapitel 5.1 schon erläutert, sind die Messpunkte über eine Zeit von 10 min aufgezeichnet worden. Zu Beginn einer Messreihe wurde eine Starttemperatur gewählt, die am nächsten dem letzten vorangegangenen Betriebspunkt der Wärmepumpe liegt. Nach der Aufzeichnung des ersten Messpunkts wurde z.B. die Temperatur der Wärmequelle und -senke schrittweise erhöht oder gesenkt.

Durch das Zu- oder Abführen von Ammoniak konnte der Hochdruck eingestellt werden (siehe Kapitel 2.5 Prozessführung). Für diesen Zweck ist eine Gasflasche als Puffer im Prüfstand vorgesehen, die durch zwei Leitungen mit dem Hochdruck Pufferbehälter und dem Sammelbehälter PSAC verbunden ist. Wurde die Eintrittstemperatur der Wärmesenke und -quelle bei gleichem Niederdruckniveau angehoben, so musste für ein gleichbleibendes Hochdruckniveau das Ventil nach dem Hochdrucksammelbehälter geöffnet werden, damit Ammoniak aus dem System in die Gasflasche strömen konnte. Nach dem Aufdrehen fiel der Hochdruck zu Beginn sehr rasch und anschließend strömte Ammoniak langsam in die Gasflasche. Durch das Zwischenspeichern des Ammoniaks in der Gasflasche musste diese gekühlt werden, um den Druck zu senken und die freiwerdende Kondensationswärme abzuführen. Bei der Senkung der Temperaturen musste der Prozess umgekehrt werden und dem System Ammoniak zugeführt werden. Dabei wurde das Ventil in dem Sammelbehälter PSAC geöffnet, in dem Niederdruck anliegt. Durch die Druckdifferenz verdampft Ammoniak und strömt gasförmig in den Sammelbehälter. Dieser Vorgang kühlt die Gasflasche im Inneren auf bis zu -20 °C ab, wodurch sich außen eine Eisschicht bilden konnte. Die Vereisung ist in Abbildung 5.31 zu sehen.



Abbildung 5.31 Vereisung der Ammoniakflasche

Des Weiteren konnte beobachtet werden, dass sich nach dem Einstellen der Parameter die Systemdrücke wieder veränderten. Zum Beispiel wurde nach dem Ableiten des Ammoniaks in die Gasflasche und dem daraus resultierenden Absinken des Hochdrucks ein erneuter Anstieg wahrgenommen werden. Dieses zeitversetzte Betriebsverhalten bedingt längere Vorlaufphasen

5 Messergebnisse

für stationäre Messungen. Es wird vermutet, dass die Verteilung des Ammoniaks bzw. der Ausgleich der Lösungskonzentrationen einige Zeit in Anspruch nimmt.

Der dynamische Betrieb der Wärmepumpe wurde durch die fünf automatischen Regler (siehe Kapitel 4.3) teilweise sehr erschwert. Für die Einstellung der Temperatur der Wärmequelle konnte die Vorlauftemperatur der Infrastruktur durch die Steuerung vordefiniert werden. Diese verursachte eine Temperaturschwankung von bis zu ± 3 K im Zulauf vor der Mischung, welche die Regelung der Beimischschaltung im Wärmequellekreislauf durch das Programm in LabView nicht rasch genug ausgleichen konnte und Messungen deshalb abgebrochen werden mussten.

Die Lösungsmittelpumpe zeigte in manchen Betriebspunkten Kavitationserscheinungen. Die Kavitation konnte gut wahrgenommen werden durch die Geräusche der Implosion der Dampfblasen während des Betriebs. Auffällig war, dass dieses Phänomen normalerweise druck- und temperaturabhängig ist. Während der Versuche trat Kavitation nach großen Änderungen des Niederdrucks oder des Lösungsmassenstroms und vermehrt bei einer Frequenz von 35,5 Hz bzw. einem Signal für den Frequenzumrichter der Lösungsmittelpumpe von ca. 31-33 % auf. Dies lässt auf Eigenfrequenzverhalten der Lösungsmittelpumpe schließen, wodurch ein Abriss des Massenstroms auftritt. In der Abbildung 5.32 ist der zeitliche Verlauf des Massenstroms der armen Lösung und das Leistungssignal für die Lösungsmittelpumpe aufgetragen.

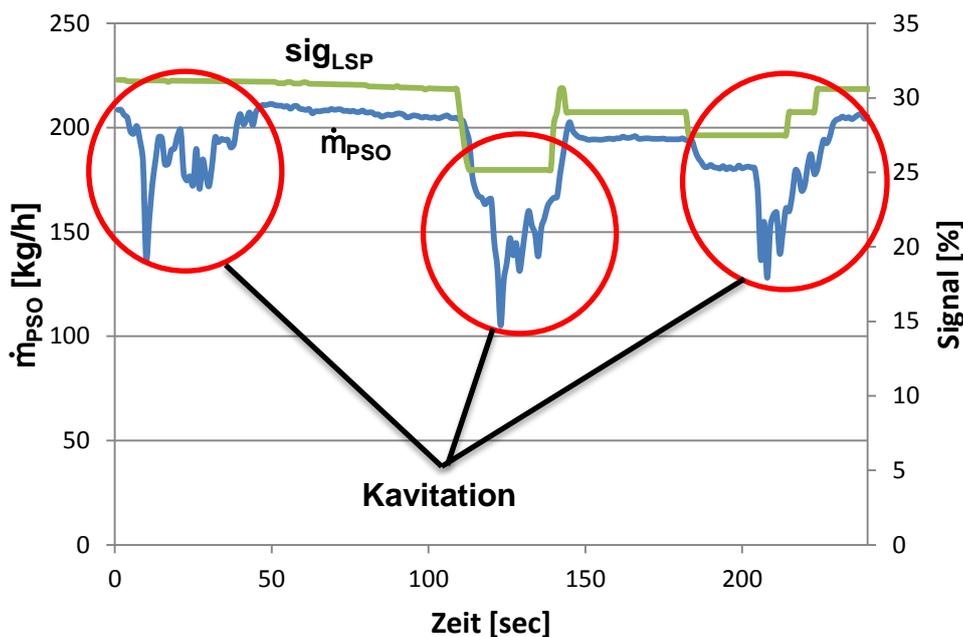


Abbildung 5.32 Massenstrom der armen Lösung und Leistung der Pumpe

Zu Beginn der Aufzeichnung der Messreihen meldete die Kompressor-Ölstandsüberwachung Fehlersignale, wodurch sich der Prüfstand mehrmals selbständig abgeschaltete. Das Fehlersignal kam aufgrund eines zu geringen Ölstands im Hochdruckkompressor zustande. Das Ölverteilungssystem förderte zu wenig Schmieröl nach, wodurch sich der Füllstand senkte und die Sicherheitsfunktion den Kompressor abschaltete. Der Fehler trat selten auf und verringerte sich mit steigender Betriebszeit bzw. kam nach einigen Betriebsstunden überhaupt nicht mehr vor. Während der Inbetriebnahme des Prüfstands wurde des Weiteren eine Ölverunreinigung festgestellt. Mit Hilfe eines Schauglases am Ölsammelbehälter der Kompressoren konnte aber im weiteren Verlauf eine sukzessive Verbesserung des „optischen“ Zustands des Öls beobachtet werden.

5.10 Kompressorschaden Niederdruckverdichter

Während einer Messung kam es zu einem unerwarteten Stillstand des Niederdruckkompressors der Anlage. Der Prüfstand kann entweder per Hand durch einen Notastaster oder durch die automatischen Sicherheitseinrichtungen abgeschaltet werden. Zu den automatischen Sicherheitseinrichtungen zählen etwa Störungsmeldungen von zu hohem oder zu niedrigem Druck, zu hoher Druckdifferenz, zu geringem Ölstand in den Kompressoren oder ein Motorausfall. Zu Beginn des Stillstands konnte aus der Bedienungsebene im LabView nicht der genaue Grund abgelesen werden.

Vor dem Stillstand konnten noch Geräusche wahrgenommen werden, die jedoch nicht eindeutig einen Bauteil zuzuordnen waren. Die Geräusche kamen in regelmäßigen Abständen und wurden in Richtung der Kompressoren lokalisiert. Die Ursachenermittlung gestaltete sich am Anfang noch sehr schwierig, da kein Störsignal vorhanden war. Die Vermutung lag nahe, dass einer der Kompressoren einen Defekt hatte. Durch den Vergleich der Leistungsverläufe und der Untersuchung der Frequenzrichter bei Anstartversuchen konnte ein Schaden am Niederdruckkompressor entdeckt werden.

Der Frequenzrichter besitzt eine Sicherheitseinrichtung, die bei einer überhöhten Last die Anlage abstellt. Diese Einrichtung ist nicht im Steuerungsprogramm LabView integriert, wodurch auch kein Aufscheinen eines Störsignals zu sehen war.

Nach Rücksprache mit dem Kompressorhersteller wurde die Demontage des Kompressors durchgeführt. Die Bauweise erlaubte die Trennung von Motor und Gehäuse, ohne den Ammoniakkreislauf zu öffnen. Zusätzlich konnte durch das Schließen von zwei Ventilen am Ein- und Ausgang des Kompressors das Austreten von Kältemittel verhindert werden.

Vor der Demontage wurde noch das Schmieröl des Kompressors abgelassen. In Abbildung 5.33 ist das Öl des Niederdruckverdichters abgebildet. Im oberen Teil des Behälters sieht man eine Trennung von zwei Schichten. Die Untersuchung des Öls zeigte, dass sich verschiedene Stoffe im Öl gelöst hatten. Bei genauerer Betrachtung konnten Späne im Licht festgestellt werden. Hier liegt die Vermutung nahe, dass es sich um einen sogenannten „Kolbenfresser“ handelt.

5 Messergebnisse



Abbildung 5.33 Ölverunreinigung

Der Hersteller bestätigte die Vermutungen und konnte durch Zerlegen des Gehäuses und durch eine Analyse der Ölprobe die Ursache für den Ausfall feststellen. In Abbildung 5.34 ist das Tonnenlager der Welle zu sehen. Wie auf dem Bild erkennbar ist, befindet sich zwischen den einzelnen Rollen eine weiße Substanz, welches als Lithiumnitrat identifiziert werden konnte. Als Ursache für den Schaden wird eine Verschleppung von feinsten Lösungstropfen vermutet. Des Weiteren hatte man Wasser im Öl festgestellt. Dies lässt eine mögliche Undichtheit von einem der Wärmetauscher oder eine Zersetzung des Arbeitsstoffgemisches als Ursache vermuten.



Abbildung 5.34 Verunreinigtes Wellenlager (Bild, Frigopol)

Im Kompressor sollten sich ausschließlich Ammoniak und Kompressoröl befinden. Aus ungeklärter Ursache konnte sich das Lithiumnitrat im Verdichter ablagern. In reiner Form ist das Lithiumnitrat ein weißes Pulver, das in der Abbildung 5.34 als Ablagerung zu erkennen ist.

6 VERGLEICH MIT SIMULATION IN EES

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen verglichen. Das Simulationsmodell wurde in vorhergegangenen Arbeitsschritten (Quellcode siehe Anhang) erstellt, um Vorhersagen über das Betriebsverhalten, die Effizienz und die Begrenzung des Betriebsbereichs der hybriden Wärmepumpe zu treffen. Für die Berechnung des Kreislaufs bzw. der erwartenden Betriebsparameter wurden Daten des Lösungspumpen- und Kompressorherstellers sowie des Arbeitsstoffes (Stoffdatenkorrelationen) verwendet. Weiters wurde der Wärmeübergang an den Wärmetauschern vereinfacht über fixe Temperaturdifferenzen oder über die Betriebscharakteristik (Vergleich Gleichung 5-9) vorgegeben. Für die Kompressoren-Betriebsgrenzen wurden der maximal zulässige Hochdruck und die maximale Austrittstemperatur herangezogen. Das Lösungsgebiet wurde durch den Kristallisationsbereich (siehe Abbildung 2.13) begrenzt.

In Abbildung 6.1 sind die Ergebnisse der Simulation und die Messwerte für die COP-Werte der Messreihe 1 und 4 über der Temperatur am Eintritt der Wärmesenke und -quelle dargestellt. Beide Messreihen weisen deutlich schlechtere COP-Werte als die Simulation auf. Dies liegt an den Wirkungsgraden und den hohen Wärmeverlusten des Niederdruck- und Hochdruckkompressors, die schon zuvor in Kapitel 5.2 erläutert wurden. Ein weiterer Grund für die geringeren COP-Werte ist die Wärme- und Stoffübertragung des Absorbers. Für den Absorptionsprozess wurde in der Simulation eine Unterkühlung der Lösung von 3 K angenommen. Die Auswertung der Daten und Berechnung der Unterkühlung zeigte eine deutlich höhere Unterkühlung, was auf einen schlechteren Absorptionsvorgang hindeutet.

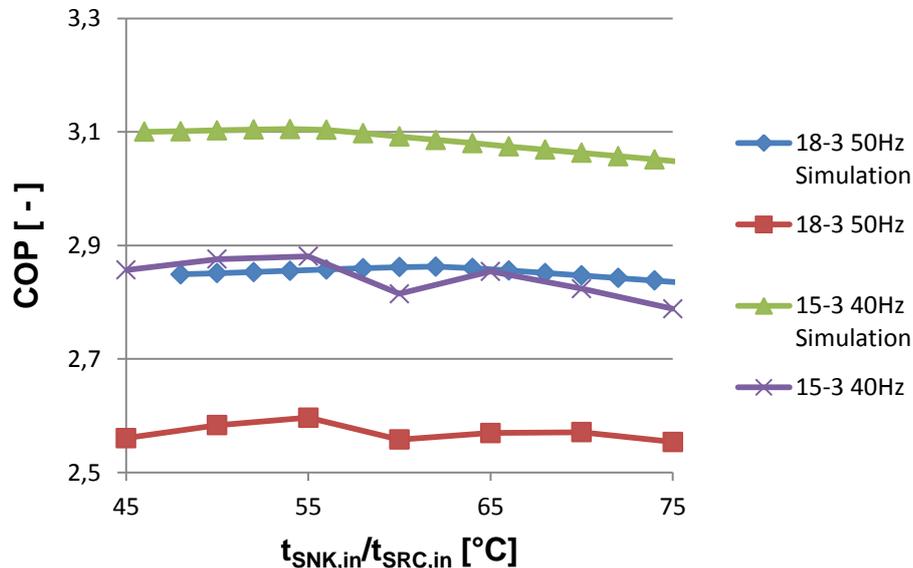


Abbildung 6.1 Vergleich des COP zwischen Simulation und Messwerten der Messreihen 1 und 4

In Abbildung 6.2 ist die Leistung des Niederdruckkompressors der Messreihen 1 und 4 dargestellt. Wie schon zuvor erwähnt, sind die Leistungen der beiden Verdichter höher als in der Simulation vorhergesagt. Der höhere Energieverbrauch der Kompressoren fließt direkt in die COP-Berechnung und mindert die Leistungszahl dadurch. Zusätzliche Wärmeverluste des Absorbers wurden in der Simulation nicht berücksichtigt.

6 Vergleich mit Simulation in EES

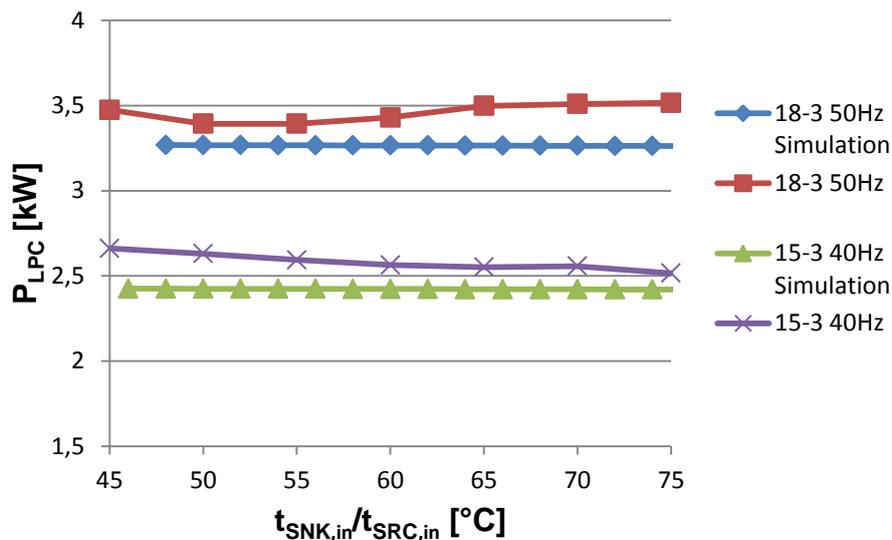


Abbildung 6.2 Leistung des Niederdruckkompressors (P_{LPC}) über der Eintrittstemperatur der Wärmequelle und –senke (t_{SNK}/t_{SRC})

Werden die gemessenen und simulierten Leistungen der Kompressoren (siehe Tabelle 6-1) verglichen, so fällt eine deutlich höhere Leistung des Niederdruckkompressors auf. Die Simulationsergebnisse für Nieder- und Hochdruckkompressor prognostizierten fast idente Verdichterleistungen, was sich durch das gleiche Druckverhältnis für beide Kompressoren und den gleichen Massenstrom des Ammoniaks ergibt. Wie bereits in Kapitel 5.2.2 erwähnt, wird der Frequenzumrichter des Niederkompressors als mögliche Ursache vermutet. In den beiden Kompressoren werden Frequenzumrichter von verschiedenen Herstellern verwendet. Der Frequenzumrichter des Hochdruckkompressors dürfte bei den gegebenen Drehzahlen wesentlich effizienter arbeiten, als der des Niederdruckkompressors.

Tabelle 6-1 Vergleich der Kompressorleistungen

Messpunkt	1	2	3	4	5	6	7
P_{LPC} [kW]	3,48	3,39	3,39	3,43	3,50	3,51	3,52
P_{HPC} [kW]	2,51	2,61	2,53	2,56	2,40	2,37	2,34

Abbildung 6.3 zeigt den Temperaturunterschied zwischen der reichen Lösung, welche im Desorber fließt, und der Wärmequelle am Ein- und Austritt des Desorbers. Der Volumenstrom Wasser wurde so eingestellt, dass annähernd gleiche Temperaturdifferenzen gegeben waren. Der dargestellte Wert der Messung entspricht dem Mittelwert beider Temperaturdifferenzen. Die Gerade im Diagramm stellt die Temperaturdifferenz der Simulation, die als fixer Wert eingestellt wurde, dar.

6 Vergleich mit Simulation in EES

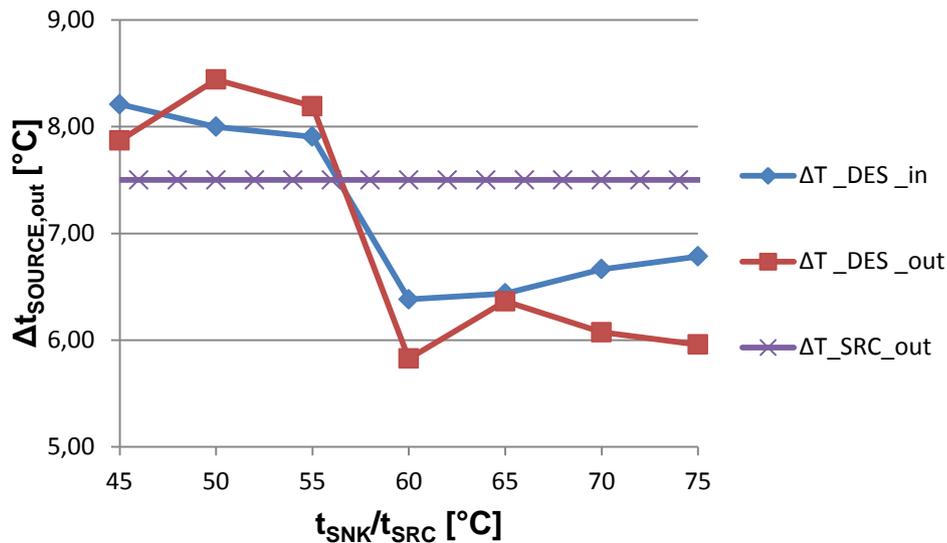


Abbildung 6.3 Δt zwischen der reichen Lösung in den Desorber und der Wasserseite aus dem Desorber

Die Leistung der Lösungsmittelpumpe in Korrelation zum Massenstrom der armen Lösung ist in Abbildung 6.4 dargestellt. Die Ergebnisse zeigen einen deutlichen Unterschied zwischen der Simulation und den Messwerten. Im realen Betrieb sind bei gleicher Eintrittstemperatur der Wärmesenke und –quelle sowohl der Massenstrom als auch die Leistung höher als in der Simulation berechnet. Ein Grund für den höheren Massenstrom ist die hohe Unterkühlung der Lösung im Absorber. Diese lässt Rückschlüsse auf eine geringere absorbierte Ammoniakmenge in der Lösung zu. Daraus folgend muss der Lösungsmassenstrom steigen, um die gleiche Menge des Kältemittels aufzunehmen und zu transportieren. Ein weiterer Grund für den hohen Verbrauch an elektrischer Leistung könnte, wie bei den Kompressoren, der Frequenzumrichter der Lösungsmittelpumpe sein.

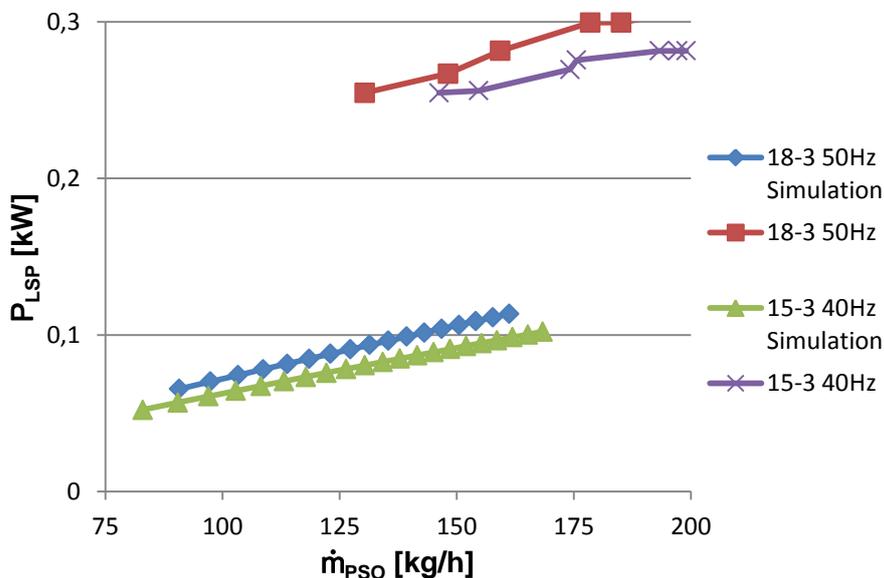


Abbildung 6.4 Vergleich der Leistung (P_{LSP}) zum Massenstrom (\dot{m}_{PSO}) der Lösungsmittelpumpe

Im Anschluss an die experimentelle Auswertung der Wärmepumpe kann das Simulationsmodell mit Hilfe der Messergebnisse erweitert werden, um die Simulationsergebnisse an das Funktionsmuster anzupassen. Dazu sind die zuvor im Modell vorgegebenen Werte, wie die Wirkungsgrade der Kompressoren, Wärmeübergänge an den Wärmetauschern oder die Absorberunterkühlung der reichen Lösung mit Hilfe von Korrelationen, die auf Basis der Messwerte erstellt wurden, zu ersetzen.

7 SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK

Im Rahmen dieser Masterarbeit wurde eine Absorptions-/Kompressions-Wärmepumpe, die am Institut für Wärmetechnik aufgebaut ist, experimentell analysiert. Die theoretische Untersuchung des Kreislaufs, des Arbeitsstoffgemischs sowie die Festlegung der Einsatzgrenzen und erwartete Betriebsparameter wurden mit Simulationen von Rabensteiner (2012) untersucht. In weiteren Schritten wurde der Prüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen (Erkinger, 2014). Die vorliegende Masterarbeit stellt die Weiterführung der Arbeiten dar und befasst sich mit der detaillierten Analyse der Wärmepumpe und deren Komponenten.

Aufbau

Die Grundschialtung des Kreislaufs basiert auf dem Osenbrück-Kreislauf, der eine Kombination aus Kompressions- und Absorptionsprinzip darstellt. Mit Hilfe von weiteren Komponenten wie internen Wärmetauschern und modifizieren des Kreislauf mittels einer zweistufigen Verdichtung mit Zwischenkühlung konnte die hybride Wärmepumpe für die Hochtemperaturanwendung angepasst werden und deren Effizienz gesteigert werden.

Das Arbeitsstoffgemisch Ammoniak/Lithiumnitrat wurde aufgrund von Voruntersuchungen ausgewählt. Ausschlaggebend für Ammoniak waren die guten thermodynamischen Eigenschaften für die Wärmepumpe, die Verfügbarkeit von speziellen Ammoniak-Kompressoren und der verbreitete Einsatz als natürliches Kältemittel in der Industrie. Als Lösungsmittel wurde Lithiumnitrat ausgewählt. In der Wärmepumpen- und Kältetechnik kommt das Arbeitsstoffgemisch bisher nur in Versuchsanlagen zum Einsatz.

Die hybride Wärmepumpe wurde am Institut für Wärmetechnik aufgebaut und mit der vorhandenen Infrastruktur (Wärmequelle und –senke) verbunden. Neben dem Prüfstand wurde eine Mess- und Regelstation eingerichtet, wo mit Hilfe eines PC mit dem Programm LabView die Wärmepumpe geregelt werden konnte und die Messwerte sekundlich aufgezeichnet wurden. Die Betriebsparameter konnten in LabView eingestellt werden und manuell oder über eine Automatik geregelt werden. Zu den Regelparametern zählen die Temperaturen der Wärmesenke und –quelle, die Frequenz des Niederdruckkompressors und der Lösungsmittelpumpe und das pulsweitengesteuerte Expansionsventil das den Niederdruck regelt. Weiters wird die Füllmenge des Ammoniaks im System, welche die Betriebsparameter wie z.B. Temperaturen der Wärmesenke und Wärmequelle maßgeblich beeinflusst, durch manuelle Zu- und Abfuhr geregelt. Die umgesetzte Regelung wurde im Zuge der Arbeiten ausführlich getestet und für den Betrieb optimiert.

Messwerte

Vor der experimentellen Analyse wurden mit Hilfe der im Rahmen der Voruntersuchung erstellten Simulationen mögliche Messpunkte aufgelistet. Aufbauend darauf wurde eine Messmatrix mit allen wesentlichen Einstellparameter erstellt. In der Messmatrix sind unterschiedliche Messreihen mit verschiedenen Druckverhältnissen, Druckstufen, Frequenzen des Niederdruckkompressors und Volumenströme und Temperaturen der Wärmesenke und –quelle.

Die COP-Werte der hybriden Wärmepumpe bewegten sich im zweistufigen Betrieb mit einem Volumenstrom von 1000 l/h der Wärmesenke und -quelle in einem Bereich von 2,36 (12 bar p_{high} , 2 bar p_{low} , 75 °C $t_{\text{snk}}/t_{\text{src}}$) bis ca. 2,95 (15 bar p_{high} , 3 bar p_{low} , 55 °C $t_{\text{snk}}/t_{\text{src}}$). Die Auswertung der einzelnen Komponenten ergab, dass die Lösungs- und Gas-Wärmetauscher eine hohe Effizienz, ausgedrückt über das Verhältnis der übertragenen Wärmemenge, aufweisen.

7 Schlussfolgerungen und Ausblick

Besonders die Wärmetauscher, in denen das rein gasförmige Ammoniak abgekühlt wurde, stellten sich als besonders effizient heraus. Die Wärmeübertragung vom gasförmigen Kältemittel auf die Wasserseite (AUX1, AUX2, SUP) oder Lösungsseite (SHX2) konnte allerdings aufgrund vermuteter hoher Messunsicherheiten bei der Messung der Gas-Temperaturen nur unzureichend ausgewertet werden.

Die Schwachstellen im Vergleich zur Simulation der Anlage waren die beiden Kompressoren und der Absorber. Die Analyse ergab relativ geringe Gesamtwirkungsgrade und hohe Wärmeverluste des Nieder- und Hochdruckkompressoren, wodurch sich der COP-Wert der hybriden Wärmepumpe deutlich verschlechterte. Aufgrund der hohen Wärmeverluste hatte das Ammoniak am Kompressoraustritt geringere Temperaturen als erwartet. Die „verlorene“ Wärme konnte somit nicht über die nachgeschalteten Wärmetauscher der Wärmesenke zugeführt werden.

Die Messwerte zeigten, dass der Absorptionsprozess nicht mit der erwarteten Geschwindigkeit abläuft und den Sättigungszustand am Austritt nicht erreicht. Dies konnte durch die Berechnung der theoretischen Unterkühlung der reichen Lösung mit Hilfe des Simulationsprogramms in EES gezeigt werden. Ein wesentlicher Grund ist die Bauform als Plattenwärmetauscher, die sich in der ausgeführten Form negativ auf die Wärme- und Stoffübertragung zwischen der reichen Lösung und der Wärmesenke auswirkt.

Die Verwendung der Arbeitsstoffe Ammoniak und Lithiumnitrat hatte nur eine Auswirkung während des Betriebs. Bei großen Lösungsmassenströmen wurden aus dem Desorber kleinste Lithiumnitratmengen in Richtung der Kompressoren mitgerissen. Dies führte zu Ablagerung im Verdichter und in weitere Folge zum Ausfall des Niederdruckkompressors.

Ausblick

Aufgrund der Messwerte konnte gezeigt werden, dass der Einsatz der hybriden Wärmepumpe für Hochtemperaturanwendung mit Wärmesenkentemperaturen bis zu 90 °C geeignet ist. Die erreichte thermische Leistung von ungefähr 18 kW und das gute Betriebs- und Regelverhalten sowohl beim Anfahren als auch bei stationärem Betrieb lässt auf die potentielle zukünftige Verwendung als Wärmepumpe für die Wärmerückgewinnung schließen.

Für den industriellen Einsatz der hybriden Wärmepumpe müssten einige Komponenten verbessert werden um die Leistungszahlen zu erhöhen. Eine deutliche Steigerung des COP-Werts könnte durch die Verbesserung der Kompressoren hinsichtlich Wirkungsgrad und Wärmeverluste erreicht werden. Der Absorber könnte durch eine zweistufige Absorption oder spezielle Bauform wesentlich verbessert werden. Zur Vermeidung von Kompressorschäden muss der Desorber bzw. der Austritt des Ammoniaks aus dem Abscheidebehälter nach dem Desorber verbessert werden, um auch bei hohen Massenströmen kein Lithiumnitrat über die Kältemittelleitungen in Richtung Kompressoren zu transportieren.

8 LITERATUR

ABB, (15.11.2014), ABB AG, [http://www05.abb.com/global/scot/scot211.nsf/veritydisplay/acc2ad20c5184c29c12578c0004b8437/\\$file/d184b075u01-07-07_2011_secure.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot211.nsf/veritydisplay/acc2ad20c5184c29c12578c0004b8437/$file/d184b075u01-07-07_2011_secure.pdf).

Baehr, H., Kabelac, S. (2012), Thermodynamik, Springer-Vieweg, Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-642-24160-4.

Bernstein, H. (2014), Messelektronik und Sensoren, Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-00549-8.

Biermayr, P., Eberl, M., Enigl, M., Fechner, H., Kristöfe, C., Leonhartsberger, K., Maringer, F., Moidl, S., Strasser, C., Weiss, W., Wörgetter, M. (2013), Innovative Energietechnologien in Österreich Marktentwicklung 2013, Berichte aus Energie- und Umweltforschung Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, Wien.

Bollin, E. (2009), Automation regenerativer Wärme- und Kälteversorgung von Gebäuden, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-0327-6.

Cube, H., Steimle, F., Lotz, H., Kunis, J. (1997), Lehrbuch der Kältetechnik Band 1, C.F. Müller Verlag, Heidelberg, ISBN 3-7880-7509-0.

Cube, H., Steimle, F., Lotz, H., Kunis, J. (1997), Lehrbuch der Kältetechnik Band 2, C.F. Müller Verlag, Heidelberg, ISBN 3-7880-7509-0.

Danfoss, (27.9.2014), Danfoss Ges.m.b.H., Danfoss A/S, http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/01/DKRCC.PD.VA1.B4.03_AKVA.pdf.

Emerson Management, (15.10.2014), Emerson Process Management AG, Emerson, <http://emersonprocess.com>.

Erkinger, D. (2014), Aufbau und Inbetriebnahme einer Absorption/Kompressionswärmepumpe, Diplomarbeit, Technischen Universität Graz.

Frigopol, (2014), FRIGOPOL Kälteanlagen GmbH, Frigopol, <http://frigopol.com/de/downloads/verdichter/>.

Friotherm(25.9.2014), Friotherm AG, webtuning AG, www.friotherm.com.

Hannl, D. (2011), Experimentelle Analyse einer NH₃/H₂O - Absorptionswärmepumpe für die solare Kühlung, Diplomarbeit, Technische Universität Graz.

Hesse, S., Schnell, G. (2011), Sensoren für die Prozess- und Fabrikautomation, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-0895-0.

Hybrid Energy. (27.11.2014), Hybrid Energy AS, , <http://www.hybridenergy.no>.

8 Literatur

KSR Kuebler, (25.9.2014), KSR Kuebler Niveau-Messtechnik Aktiengesellschaft, nortys. Agentur für Medien und Kommunikation, <http://www.ksr-kuebler.com>.

Linde, (16.10.2014), Linde Gas GmbH, Datenblatt, http://produkte.linde-gas.at//sdb_konform/SDS_SG_002_AT_DE.PDF.

Merck, (10.10.2014), Merck KGaA, http://www.merckmillipore.com/AT/de/product/Lithiumnitrat,MDA_CHEM-105653#anchor_Produktinformationen.

Moser, H. (2008), Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe kleiner Leistung zum Heizen und Kühlen, Dissertation, Technischen Universität Graz.

Mühl, T. (2012), Einführung in die elektrische Messtechnik, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 97-3-8351-0189-0.

Niebergall, W. (1981), Sorptions-Kältemaschinen, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 3-540-02404-2.

Nordtvedt, S. (2005), Experimental and theoretical study of a compression/absorption heat pump with ammonia/water as working fluid, Dissertation, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norwegen.

Rabensteiner, M. (2012), Alternative Arbeitsstoffgemische für Kompressions/Absorptions-Wärmepumpen für die Anwendung im Hochtemperaturbereich, Diplomarbeit, Technischen Universität Graz.

Rieberer, Moser, H., Heinz, A., Kalkgruber, J., Gangster, S. (2011), Feasibility Study innovative Absorptions-Wärmepump-Prozesse, Berichte aus Energie- und Umweltforschung 8/2011 Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, Wien.

Rietschel, (2005), Raumklimatechnik Band 3: Raumheiztechnik, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, ISBN 3-540-57180-9.

Rietschel, (2008), Raumklimatechnik Band 2: Raumluft- und Raumkühltechnik, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-57180-3.

Roth, (3.11.2014), CARL ROTH GMBH + CO. KG, communicode, http://www.carlroth.com/media/_de-de/sdpdf/6699.PDF.

Serge Zacher, M. (2014), Regelungstechnik für Ingenieure, Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-1786-0.

Wesselak, V., Schabbach, T., Link, T., Fischer, J. (2013), Regenerative Energietechnik, Springer Vieweg, Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-642-24164-2.

Wu, W., Wang, B., Shi, W., Li, X. (2014), Absorption heating technologies: A review and perspective, Applied Energy, Volume 130, Pages 51-71.

8 Literatur

Ziegler, F. (1991), Kompressions-Absorptions-Wärmepumpen, Dissertation, Technischen Universität München.

9 ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1.1 Marktentwicklung der Wärmepumpe in Österreich (Biermayr et al., 2013)	1
Abbildung 2.1 Schaltschema und Kreislauf einer Kompressionswärmepumpe (Rieberer et al., 2011) und (Rietschel, 2005)	4
Abbildung 2.2 Schaltschema einer Absorptionswärmepumpe (Rieberer et al., 2011)	5
Abbildung 2.3 Osenbrück-Kreislauf (in Anlehnung an Nordvedt, 2005, S. 19)	6
Abbildung 2.4 Schematische Darstellung eines hybriden Wärmepumpenprozesses (Erking, 2014)	7
Abbildung 2.5 für den Prüfstand modifizierte Osenbrück-Schaltung für Hochtemperaturanwendung	8
Abbildung 2.6 Temperaturregelung bei konstanten Drücken (Nordvedt, 2005)	9
Abbildung 2.7 Steuerung der Leistung mit konstanten Temperaturen (Nordvedt, 2005)	10
Abbildung 2.8 Temperaturregelung durch Konzentrationsänderung (Nordvedt, 2005)	10
Abbildung 2.9 Prinzip der Absorption und Desorption (Erking, 2014)	11
Abbildung 2.10 Lösungswärme von verschiedenen Stoffgemischen (Moser, 2008)	12
Abbildung 2.11 Darstellung der Unterkühlung im $\log(p)$ - $(-1/t)$ -Diagramm (Moser, 2008)	13
Abbildung 2.12 Carnot- und Lorenz-Prozess am Beispiel unterschiedlicher Temperaturgleite von Wärmequelle und Wärmesenke	14
Abbildung 2.13 $\log(p)$ - $(-1/T)$ Diagramm von $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$	17
Abbildung 3.1 R&I der hybriden Wärmepumpe	21
Abbildung 3.2 Bild des Prüfstands	22
Abbildung 3.3 Blasenabsorption (in Anlehnung an Erking, 2014)	23
Abbildung 3.4 Zuströmung zum Absorber (Erking, 2014)	24
Abbildung 3.5 Ausrichtung der Ammoniak-Verteilerlanze (Erking, 2014)	24
Abbildung 3.6 Wasserkreislauf der Wärmequelle	26
Abbildung 3.7 Wasserkreislauf der Wärmesenke	26
Abbildung 4.1 Messprinzip Thermoelement (Hesse et al., 2011)	31
Abbildung 4.2 Bauformen eines Pt100 (Hesse et al., 2011)	32
Abbildung 4.3 Messstelle mit eingebauten Pt100	32
Abbildung 4.4 Coriolis Messprinzip (Management, 15.10.2014)	33
Abbildung 4.5 links: Messprinzip MID (ABB, 15.11.2014); rechts: ABB Miniflow (ABB, 15.11.2014)	34
Abbildung 4.6 Wirkprinzip der Reedkontaktkette (Hannl, 2011)	35
Abbildung 4.7 Prinzip einer Beimischschaltung	36
Abbildung 4.8 einfacher Regelkreis (Serge Zacher, 2014)	37
Abbildung 4.9 Temperaturverlauf im Diagramm in LabView	39
Abbildung 4.10 Anzeige der Messwerte im LabView	40
Abbildung 4.11 Bedienfenster mit Steuerung und Regelung der Temperaturen im LabView	41
Abbildung 4.12 Bedienfenster mit Steuerung und Regelung der Kompressoren und der Lösungsmittelpumpe im LabView	41
Abbildung 5.1 Innenansicht eines Kompressor ((Frigopol, 2014))	48
Abbildung 5.2 Ein- und Austrittstemperaturen des LPC für die Messreihe 1	50
Abbildung 5.3 Leistungsverlauf und Wirkungsgrade des Niederdruckkompressors der MP 1-7	50
Abbildung 5.4 Leistungsverlauf und Wirkungsgrade des Hochdruckkompressors der MP 1-7 ..	52
Abbildung 5.5 Messwerte des HPC der Messreihe 1 mit den Messpunkten 1-7	53
Abbildung 5.6 T-s Diagramm für MP 7	54
Abbildung 5.7 Innerer isentroper Wirkungsgrad des HPC weiterer Messreihen	55
Abbildung 5.8 t-s-Verlauf des Messpunkts 64	56

9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 5.9 Wärmeleistung des Desorbers	57
Abbildung 5.10 Massenstrom der armen Lösung.....	58
Abbildung 5.11 Unterkühlung der reichen Lösung am Absorberaustritt	59
Abbildung 5.12 Wärmeleistung im Absorber.....	60
Abbildung 5.13 Massenstrom des Ammoniaks	61
Abbildung 5.14 Temperaturspreizung der Wärmesenke von verschiedenen Messreihen	61
Abbildung 5.15 Wärmeleistung des Absorbers mit unterschiedlichen Durchflussmengen.....	62
Abbildung 5.16 COP-Werte bei unterschiedlichen Durchflussmengen.....	63
Abbildung 5.17 Temperaturdifferenzen am Desorber	64
Abbildung 5.18 Verlauf der Temperaturdifferenzen am Absorber	64
Abbildung 5.19 Massenstrom der armen Lösung mit variierendem Volumenstrom der Wärmesenke und -quelle.....	65
Abbildung 5.20 Wärmeleistungen der Gaskühler AUX1 und AUX2 der Messreihe 1	66
Abbildung 5.21 Temperaturverlauf im Gaskühler 2 für Messpunkt 7	67
Abbildung 5.22 Temperaturverlauf im Lösungswärmetauscher 1 MP 7 (SHX1).....	69
Abbildung 5.23 Temperaturverlauf im Lösungswärmetauscher 2 MP 7 (SHX2).....	69
Abbildung 5.24 Temperaturverlauf des Desuperheater.....	70
Abbildung 5.25 COP-Verlauf für verschiedene Messreihen	71
Abbildung 5.26 Vergleich der Absorberleistung mit bzw. ohne Bypass.....	72
Abbildung 5.27 Leistungszahlen und Heizleistung mit Bypass (DES) der Messreihe 3.....	73
Abbildung 5.28 Leistungszahlen und Heizleistung im einstufigen Betrieb	74
Abbildung 5.29 Temperaturdifferenz der Wärmesenke am Absorber und Wärmequelle am Desorber	75
Abbildung 5.30 Wärmeleistung und COP mit Fehlerindikatoren für die Messreihe 10	75
Abbildung 5.31 Vereisung der Ammoniakflasche.....	76
Abbildung 5.32 Massenstrom der armen Lösung und Leistung der Pumpe	77
Abbildung 5.33 Ölverunreinigung	79
Abbildung 5.34 Verunreinigtes Wellenlager (Bild, Frigopol)	79
Abbildung 6.1 Vergleich des COP zwischen Simulation und Messwerten der Messreihen 1 und 4.....	80
Abbildung 6.2 Leistung des Niederdruckkompressors (P_{LPC}) über der Eintrittstemperatur der Wärmequelle und -senke (t_{SNK}/t_{SRC})	81
Abbildung 6.3 Δt zwischen der reichen Lösung in den Desorber und der Wasserseite aus dem Desorber	82
Abbildung 6.4 Vergleich der Leistung (P_{LSP}) zum Massenstrom (\dot{m}_{PSO}) der Lösungsmittelpumpe	82

10 ANHANG

Quellcode EES

Im Folgenden wird für das Simulationsprogramm in EES, welches in Kapitel 6 verwendet wurde, der Quellcode angegeben

*****"

```
Procedure nh3lino3enthalpy(X;t:h)
```

```
IF X<0,54 THEN
```

```
    h=1570*(0,54-X)^2-
```

```
    215+(0,5593+3,241*X)*t+(0,002078+0,001847*X)*(t^2/2+273,15*t)
```

```
ELSE
```

```
    h=689*(X-0,54)^(1,5)-
```

```
    215+(0,5593+3,241*X)*t+(0,002078+0,001847*X)*(t^2/2+273,15*t)
```

```
ENDIF
```

```
END
```

```
Procedure nh3lino3temperature(X;h:t)
```

```
IF X<0,54 THEN
```

```
    t=-
```

```
    (1,1269057+3,74550805*X)/(2*(0,002078+0,001847*X)/2)+(((1,1269057+3,74550805*X)/(2*(0,002078+0,001847*X)/2))^2-(1570*(0,54-X)^2-215-h)/((0,002078+0,001847*X)/2))^0,5)
```

```
ELSE
```

```
    t=-
```

```
    (1,1269057+3,74550805*X)/(2*(0,002078+0,001847*X)/2)+(((1,1269057+3,74550805*X)/(2*(0,002078+0,001847*X)/2))^2-(689*(X-0,54)^(1,5)-215-h)/((0,002078+0,001847*X)/2))^0,5)
```

```
ENDIF
```

```
END
```

```
Procedure nh3lino3concentrationdecider(Xstar1;Xstar2:X)
```

```
IF Xstar1<0,54 THEN
```

```
    X=Xstar1
```

```
ELSE
```

```
    X=Xstar2
```

```
ENDIF
```

```
END
```

```
Module nh3lino3concentration(t;h:X)
```

```
h=1570*(0,54-X_star_1)^2-
```

```
215+(0,5593+3,241*X_star_1)*t+(0,002078+0,001847*X_star_1)*(t^2/2+273,15*t)
```

```
h=689*(X_star_2-0,54)^(1,5)-
```

```
215+(0,5593+3,241*X_star_2)*t+(0,002078+0,001847*X_star_2)*(t^2/2+273,15*t)
```

```
CALL nh3lino3concentrationdecider(X_star_1;X_star_2:X)
```

```
END
```

```
Procedure calculatorresponse(x;h;q_NH3_vap;t:t_2)
```

```
IF (q_NH3_vap<0) THEN
```

```
    CALL nh3lino3temperature(x;h:t_2)
```

```
ELSE
```

10 Anhang

```

                                t_2=t
ENDIF
END

Module calculator(p;x;h:t_2)
p=exp(((4,99+88,5*x_liq-198*x_liq^2+135*x_liq^3)+1/(t+273,15)*(-1790-
22300*x_liq+61300*x_liq^2-45200*x_liq^3))
CALL nh3lino3enthalpy(x_liq;t:h_liq)
h_vap=ENTHALPY(ammonia;t=t;p=p)-200
x_liq*(1-q_NH3_vap)=m_NH3_liq
x=m_NH3_liq+q_NH3_vap
h=(1-q_NH3_vap)*h_liq+q_NH3_vap*h_vap
CALL calculatorresponse(x;h;q_NH3_vap;t:t_2)
END
*****"

PROCEDURE HX(eshx;mIs;mrs;ha;hb;hc;hd:hbb;hdd;qshx)
TypeHX$='counterflow'
qls=mIs*(ha-hb)
qrs=mrs*(hd-hc)
qmin=MIN(qls;qrs)
qshx=eshx*qmin
hdd=hc+eshx*qmin/mrs
hbb=ha-eshx*qmin/mIs
END
*****"

p[0]=100*p_low
p[1]=100*p_low
p[11]=100*p_low
p[24]=100*p_low
p[25]=100*p_low
p[26]=100*p_low

p_mid=p_low*(p_high/p_low)^(exp_comp)
p[2]=100*p_mid
p[3]=100*p_mid
p[4]=100*p_mid

p[5]=100*p_high
p[6]=100*p_high
p[12]=100*p_high
p[13]=100*p_high
p[14]=100*p_high
p[21]=100*p_high
p[22]=100*p_high
p[23]=100*p_high

x_ref=1
x[11]=x_pso
x[12]=x_pso
x[13]=x_pso
```

10 Anhang

x[14]=x_pso

x[21]=x_rso

x[22]=x_rso

x[23]=x_rso

x[24]=x_rso

x[25]=x_rso

x[26]=x_rso

m[0]=m_26_NH3_vap

m[0]=m_dot_ref

m[1]=m_dot_ref

m[2]=m_dot_ref

m[3]=m_dot_ref

m[4]=m_dot_ref

m[5]=m_dot_ref

m[6]=m_dot_ref

m[11]=m[26]-m_26_NH3_vap

m[11]=m_dot_pso

m[12]=m_dot_pso

m[13]=m_dot_pso

m[14]=m_dot_pso

m[21]=m_dot_rso

m[22]=m_dot_rso

m[23]=m_dot_rso

m[24]=m_dot_rso

m[25]=m_dot_rso

m[26]=m_dot_rso

m_dot_rso_kgh=3600*m_dot_rso

m_dot_pso_kgh=3600*m_dot_pso

m_dot_ref_kgh=3600*m_dot_ref

m_dot_sink_kgh=3600*m_dot_sink

m_dot_source_kgh=3600*m_dot_source

m_dot_aux_kgh=3600*m_dot_aux

m_dot_aux_kgh_2=3600*m_dot_aux_2

h_sink_in=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t_sink_in)

h_sink_out=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t_sink_out)

DELTAT_sink_in=t[22]-(t_sink_in)

DELTAT_sink_out=t[21]-(t_sink_out)

Q_ABS=m_dot_sink*(h_sink_in-h_sink_out)

Q_ABS=m[21]*(h[22]-h[21])

Q_ABS=UA_ABS*DELTAT_log_ABS

10 Anhang

$p[22]=\exp((4,99+88,5*x[22]-198*x[22]^2+135*x[22]^3)+1/(t[22]+DELTA_{T_ABS_sub_out}+273,15))*(-1790-22300*X[22]+61300*X[22]^2-45200*X[22]^3))$
 $\rho[22]=((1,521-0,4528*x[22])+(-0,00001961-0,001726*x[22]))*(t[22]+273,15))*10^3$

CALL nh3lino3enthalpy(x[22];t[22]:h[22])

$m[21]*h[21]=m[6]*h[6]+m[14]*h[14]$

$x_{21_liq}*(m[22]-m_{21_NH3_vap})=m_{21_NH3_liq}$
 $x[22]*m[22]=m_{21_NH3_liq}+m_{21_NH3_vap}$
 $p[21]=\exp((4,99+88,5*x_{21_liq}-198*x_{21_liq}^2+135*x_{21_liq}^3)+1/(t[21]+DELTA_{T_ABS_sub_in}+273,15))*(-1790-22300*x_{21_liq}+61300*x_{21_liq}^2-45200*x_{21_liq}^3))$

CALL nh3lino3enthalpy(x_{21_liq};t[21]:h_{21_liq})
 $h_{21_vap}=\text{ENTHALPY}(\text{ammonia};t=t[21];p=p[21])-200$
 $m[21]*h[21]=(m[22]-m_{21_NH3_vap})*h_{21_liq}+m_{21_NH3_vap}*h_{21_vap}$
 $q[21]=m_{21_NH3_vap}/m_{dot_rso}$

$h[23]=h[24]$
 $p[24]=\exp((4,99+88,5*x_{24_liq}-198*x_{24_liq}^2+135*x_{24_liq}^3)+1/(t[24]+273,15))*(-1790-22300*x_{24_liq}+61300*x_{24_liq}^2-45200*x_{24_liq}^3))$
CALL nh3lino3enthalpy(x_{24_liq};t[24]:h_{24_liq})
 $h_{24_vap}=\text{ENTHALPY}(\text{ammonia};t=t[24];p=p[24])-200$

$m[23]*h[23]=(m[24]-m_{24_NH3_vap})*h_{24_liq}+m_{24_NH3_vap}*h_{24_vap}$
 $x_{24_liq}*(m[24]-m_{24_NH3_vap})=m_{24_NH3_liq}$
 $x[23]*m[23]=m_{24_NH3_liq}+m_{24_NH3_vap}$
 $q[24]=m_{24_NH3_vap}/m_{dot_rso}$

$t[25]=t[24]$
 $h[25]=h[24]$
 $q[25]=q[24]$

$h_{source_in}=\text{ENTHALPY}(\text{steam_iapws};P=500;T=t_{source_in})$
 $h_{source_out}=\text{ENTHALPY}(\text{steam_iapws};P=500;T=t_{source_out})$

$DELTA_{T_source_in}=(t_{source_in})-t[26]$
 $DELTA_{T_source_out}=(t_{source_out})-t[25]$

$Q_{DES}=m_{dot_source}*(h_{source_in}-h_{source_out})$
 $Q_{DES}=(m[11]*h_{26_liq}+m[0]*h_{26_vap})-m[25]*h[25]$
 $Q_{DES}=UA_{DES}*DELTA_{T_log_DES}$

$p[26]=\exp((4,99+88,5*x_{26_liq}-198*x_{26_liq}^2+135*x_{26_liq}^3)+1/(t[26]+273,15))*(-1790-22300*x_{26_liq}+61300*x_{26_liq}^2-45200*x_{26_liq}^3))$
CALL nh3lino3enthalpy(x_{26_liq};t[26]:h_{26_liq})
 $h_{26_vap}=\text{ENTHALPY}(\text{ammonia};t=t[26];p=p[26])-200$

10 Anhang

```
x_26_liq*(m[25]-m_26_NH3_vap)=m_26_NH3_liq
x[25]*m[25]=m_26_NH3_liq+m_26_NH3_vap
m[26]*h[26]=m_26_NH3_vap*h_26_vap+(m[25]-m_26_NH3_vap)*h_26_liq
q[26]=m_26_NH3_vap/m[25]
```

```
t[0]=t[26]
t[11]=t[26]
h[0]=h_26_vap
h[11]=h_26_liq
x[11]=x_26_liq
```

```
t_aux_in=t_source_out
h_aux_in=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t_aux_in)
h_aux_out_exp=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t[0])
h_1_exp=ENTHALPY(ammonia;T=t_aux_in;p=p[1])-200
m_dot_aux=m[0]*(h[0]-h_1_exp)/(h_aux_out_exp-h_aux_in)
CALL
HX(epsilon_AUX;m[0];m_dot_aux;h[0];h_1_exp;h_aux_in;h_aux_out_exp;h[1];h_aux_out;Q_AU
X)
t_aux_out=TEMPERATURE(steam_iapws;P=500;h=h_aux_out)
t[1]=TEMPERATURE(ammonia;p=p[1];h=h[1]+200)
```

```
rho[1]=DENSITY(ammonia;t=t[1];p=p[1])
lambda_comp_1=0,9804-0,0431*(p_mid/p_low)
V_dot_comp_1=23,57/3600*lambda_comp_1
V_dot_comp_1_h=V_dot_comp_1*3600*n_rpm_comp_1/1450
m_dot_ref=V_dot_comp_1*rho[1]*n_rpm_comp_1/1450
s_2=ENTROPY(ammonia;t=t[1];p=p[1])
h_2_is=ENTHALPY(ammonia;p=p[2];s=s_2)-200
eta_is_comp_1=0,0089*(p_mid/p_low)^3-0,1164*(p_mid/p_low)^2+0,5208*(p_mid/p_low)-0,012
eta_is_comp_1=(h_2_is-h[1])/(h[2]-h[1])
eta_m_comp_1=-0,0226*(p_mid/p_low)+0,8053
eta_ges_comp_1=eta_is_comp_1*eta_m_comp_1
P_comp_1=m[1]*(h[2]-h[1])/eta_m_comp_1
t[2]=TEMPERATURE(ammonia;p=p[2];h=h[2]+200)
```

```
rho[4]=DENSITY(ammonia;t=t[4];p=p[4])
lambda_comp_2=0,9804-0,0431*(p_high/p_low)^(0,5)
V_dot_comp_2=14,35/3600*lambda_comp_2
V_dot_comp_2_h=V_dot_comp_2*3600*n_rpm_comp_2/1450
n_rpm_comp_2_calc=(p_low/p_high)^(0,5)*V_dot_comp_2/V_dot_comp_1*n_rpm_comp_1
m_dot_ref=V_dot_comp_2*rho[4]*n_rpm_comp_2/1450
s_5=ENTROPY(ammonia;t=t[4];p=p[4])
h_5_is=ENTHALPY(ammonia;p=p[5];s=s_5)-200
eta_is_comp_2=0,0089*(p_high/p_mid)^3-0,1164*(p_high/p_mid)^2+0,5208*(p_high/p_mid)-
0,012
eta_is_comp_2=(h_5_is-h[4])/(h[5]-h[4])
eta_m_comp_2=-0,0226*(p_high/p_mid)+0,8053
eta_ges_comp_2=eta_is_comp_2*eta_m_comp_2
```

10 Anhang

```
P_comp_2=m[4]*(h[5]-h[4])/eta_m_comp_2
t[5]=TEMPERATURE(ammonia;p=p[5];h=h[5]+200)

rho[11]=((1,521-0,4528*x[11])+(-0,00001961-0,001726*x[11]))*(t[11]+273,15))*10^3
P_pump=m[11]*1/rho[11]*(p[12]-p[11])
P_pump=m[11]*(h[12]-h[11])
n_pump_Hydracell=m[11]/rho[11]*1000*60/8,3*1750
P_pump_Hydracell=6*n_pump_Hydracell/84428+m[11]*60*(p_high-p_low)/511
eta_pump=P_pump/P_pump_Hydracell
CALL nh3lino3temperature(x[12];h[12]:t[12])
rho[12]=((1,521-0,4528*x[12])+(-0,00001961-0,001726*x[12]))*(t[12]+273,15))*10^3

CALL nh3lino3enthalpy(x[23];t[12]:h_23_exp)
CALL nh3lino3enthalpy(x[13];t[22]:h_13_exp)
CALL HX(epsilon_SHX_1;m[22];m[12];h[22];h_23_exp;h[12];h_13_exp:h[23];h[13];Q_SHX_1)
CALL nh3lino3temperature(x[23];h[23]:t[23])
CALL nh3lino3temperature(x[13];h[13]:t[13])
rho[13]=((1,521-0,4528*x[13])+(-0,00001961-0,001726*x[13]))*(t[13]+273,15))*10^3

CALL nh3lino3enthalpy(x[14];t[2]:h_14_exp)
h_3_exp=ENTHALPY(ammonia;T=t[13];p=p[3])-200
CALL HX(epsilon_SHX_2;m[2];m[13];h[2];h_3_exp;h[13];h_14_exp:h[3];h[14];Q_SHX_2)
CALL nh3lino3temperature(x[14];h[14]:t[14])
rho[14]=((1,521-0,4528*x[14])+(-0,00001961-0,001726*x[14]))*(t[14]+273,15))*10^3
t[3]=TEMPERATURE(ammonia;p=p[3];h=h[3]+200)

t_sink_in_sup=t_sink_out
h_sink_in_sup=h_sink_out
t_sink_out_sup=TEMPERATURE(steam_iapws;H=h_sink_out_sup;P=500)
DELTAT_sink_in_sup=t[6]-(t_sink_in_sup)
DELTAT_sink_out_sup=t[5]-(t_sink_out_sup)
h_6_exp=ENTHALPY(ammonia;t=t_sink_in_sup;p=p[6])-200
Q_SUP=epsilon_SUP*m[5]*(h_6_exp-h[5])
Q_SUP=m[5]*(h[6]-h[5])
Q_SUP=m_dot_sink*(h_sink_in_sup-h_sink_out_sup)
t[6]=TEMPERATURE(ammonia;p=p[6];h=h[6]+200)
rho[6]=DENSITY(ammonia;t=t[6];p=p[6])

t_aux_in_2=t_source_out
h_aux_in_2=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t_aux_in_2)
h_aux_out_exp_2=ENTHALPY(steam_iapws;P=500;T=t[3])
h_4_exp=ENTHALPY(ammonia;T=t_aux_in_2;p=p[4])-200
m_dot_aux_2=m[3]*(h[3]-h_4_exp)/(h_aux_out_exp_2-h_aux_in_2)
CALL
HX(epsilon_AUX_2;m[3];m_dot_aux_2;h[3];h_4_exp;h_aux_in_2;h_aux_out_exp_2:h[4];h_aux_
out_2;Q_AUX_2)
t_aux_out_2=TEMPERATURE(steam_iapws;P=500;h=h_aux_out_2)
t[4]=TEMPERATURE(ammonia;p=p[4];h=h[4]+200)
```

10 Anhang

```
100*p_high=exp((4,99+88,5*x_rso-198*x_rso^2+135*x_rso^3)+1/(t_rso_sat+273,15)*(-1790-
22300*x_rso+61300*x_rso^2-45200*x_rso^3))
100*p_high=exp((4,99+88,5*x_pso-198*x_pso^2+135*x_pso^3)+1/(t_pso_sat+273,15)*(-1790-
22300*x_pso+61300*x_pso^2-45200*x_pso^3))
COP_H=-(Q_ABS+Q_SUP)/(P_comp_1+P_comp_2+P_pump_Hydracell)
Q_hot=-(Q_ABS+Q_SUP)
Q_cool=Q_DES-Q_AUX-Q_AUX_2
Q_ABS_absolut=-Q_ABS
Q_SUP_absolut=-Q_SUP
P_el=(P_comp_1+P_comp_2+P_pump_Hydracell)
t_comp_max=max(t[2];t[5])
Runnumber=TABLERUN#
```

Messwertliste der hybriden Wärmepumpe

No.	Kurzbezeichnung	MESSEIN- und AUSGÄNGE - HyPump					Modul.K anal	Name Labview
		Modul	Mess- einheit	Mess- bereich	Ausgabe- einheit	Ausgabe- messbereich		
0	Zeitstempel						Systemzeit	
1	t_NH3_PSAC_out	TC Input			°C	30-80	TC Typ K, Anlegefühler	7.0 TC0
2	t_NH3_AUX_1_out	TC Input			°C	20-80	TC Typ K, Anlegefühler	7.1 TC1
3	t_NH3_LPC_out	TC Input			°C	100-180	TC Typ K, Anlegefühler	7.2 TC2
4	t_NH3_SHX_2_out	TC Input			°C	50-120	TC Typ K, Anlegefühler	7.3 TC3
5	t_NH3_AUX_2_out	TC Input			°C	20-80	TC Typ K, Anlegefühler	7.4 TC4
6	t_NH3_HPC_out	TC Input			°C	100-180	TC Typ K, Anlegefühler	7.5 TC5
7	t_NH3_SUP_out	TC Input			°C	80-120	TC Typ K, Anlegefühler	7.6 TC6
8	t_NH3_OS_out	TC Input			°C	80-120	TC Typ K, Anlegefühler	7.7 TC7
9	t_PSO_PSAC_out	TC Input			°C	40-80	TC Typ K, Anlegefühler	7.8 TC8
10	t_PSO_PMP_out	TC Input			°C	40-80	TC Typ K, Anlegefühler	7.9 TC9
11	-----	TC Input					frei	7.10 TC10
12	-----	TC Input					frei	7.11 TC11
13	-----	TC Input					frei	7.12 TC12
14	-----	TC Input					frei	7.13 TC13
15	-----	TC Input					frei	7.14 TC14
16	-----	TC Input					frei	7.15 TC15
17	t_PSO_SHX_1_out	TC Input			°C	50-100	TC Typ K, Anlegefühler	8.0 TC0
18	t_PSO_SHX_2_out	TC Input			°C	60-120	TC Typ K, Anlegefühler	8.1 TC1
19	t_RSO_ABS_out	TC Input			°C	60-100	TC Typ K, Anlegefühler	8.2 TC2
20	t_RSO_SHX_1_out	TC Input			°C	60-100	TC Typ K, Anlegefühler, vertauscht	8.3 TC3
21	t_RSO_RSAC_out	TC Input			°C	50-90	TC Typ K, Anlegefühler, vertauscht	8.4 TC4
22	t_VAP_STH_out	TC Input			°C	0-60	TC Typ K, Anlegefühler	8.5 TC5
23	t_RSO_STH_out	TC Input			°C	0-60	TC Typ K, Anlegefühler	8.6 TC6
24	t_RSO_DES_out	TC Input			°C	40-80	TC Typ K, Anlegefühler	8.7 TC7
25	-----	TC Input					frei, TC Typ K angeschlossen	8.8 TC8
26	-----	TC Input					frei, TC Typ K angeschlossen	8.9 TC9
27	-----	TC Input					frei	8.10 TC10
28	-----	TC Input					frei	8.11 TC11
29	-----	TC Input					frei	8.12 TC12
30	-----	TC Input					frei	8.13 TC13
31	-----	TC Input					frei	8.14 TC14
32	-----	TC Input					frei	8.15 TC15
33	t_snk_ABS_in	RTD Input			°C	20-90	Pt100, im Rohr verschraubt	5.0 RTD0
34	t_snk_ABS_out	RTD Input			°C	40-120	Pt100, im Rohr verschraubt	5.1 RTD1
35	t_snk_SUP_out	RTD Input			°C	40-120	Pt100, im Rohr verschraubt	5.2 RTD2
36	t_src_DES_in	RTD Input			°C	20-90	Pt100, im Rohr verschraubt	5.3 RTD3
37	t_src_DES_out	RTD Input			°C	0-70	Pt100, im Rohr verschraubt	6.0 RTD0
38	t_src_AUX_1_out	RTD Input			°C	0-70	Pt100, im Rohr verschraubt	6.1 RTD1
39	t_src_AUX_2_out	RTD Input			°C	0-70	Pt100, im Rohr verschraubt	6.2 RTD2
40	t_oil_comp	RTD Input			°C		Pt100, im Kompressor HPC (umverdrahtbar auf LPC)	6.3 RTD3
41	p_high	Analog Input	mA	4-20	bar g	0-25	Drucktransmitter, GEMS	3.0 AI0
42	p_mid	Analog Input	mA	4-20	bar g	0-25	Drucktransmitter, GEMS	3.1 AI1
43	p_low	Analog Input	mA	4-20	bar g	0-10	Drucktransmitter, GEMS	3.2 AI2
44	V_src	Analog Input	mA	4-20	l/h	0-2000	Volumenstrommessgerät, AAB Miniflow	3.3 AI3
45	V_snk	Analog Input	mA	4-20	l/h	0-2000	Volumenstrommessgerät, AAB Miniflow	3.4 AI4

10 Anhang

46	m_dot_nh3	Analog Input	mA	4-20	kg/h	0-100	Coriolis-Massenstrommessgerät, Endress+Hauser	3.5	AI5
47	rho_nh3	Analog Input	mA	4-20	kg/m³	0-30	Coriolis-Massenstrommessgerät, Endress+Hauser	3.6	AI6
48	m_dot_pso	Analog Input	mA	4-20	kg/h	0-600	Coriolis-Massenstrommessgerät, Endress+Hauser	3.7	AI7
49	rho_pso	Analog Input	mA	4-20	kg/m³	1000-1600	Coriolis-Massenstrommessgerät, Endress+Hauser	3.8	AI8
50	L_RSAC	Analog Input	mA	4-20	%	0-100	Reedkontaktkette	3.9	AI9
51	L_MSAC	Analog Input	mA	4-20	%	0-100	Reedkontaktkette	3.10	AI10
52	L_PSAC	Analog Input	mA	4-20	%	0-100	Reedkontaktkette	3.11	AI11
53	dp_oil_sep	Analog Input	mA	4-20	bar	0-1	Differenzdrucktransmitter, Rosemount	3.12	AI12
54	dp_snk_AUX_1	Analog Input	mA	4-20	bar	0-1	Differenzdrucktransmitter, HUBA	3.13	AI13
55	dp_snk_AUX_2	Analog Input	mA	4-20	bar	0-1	Differenzdrucktransmitter, Rosemount	3.14	AI14
56	-----	Analog Input	mA	4-20			frei	3.15	AI15
57	io_hp_LSP	Digital Input	I/O		I/O		Druckschalter, Danfoss Typ KP	4.0	DI0
58	io_hp_HPC	Digital Input	I/O		I/O		Druckschalter, Danfoss Typ KP	4.1	DI1
59	io_hp_LPC	Digital Input	I/O		I/O		Druckschalter, Danfoss Typ KP	4.2	DI2
60	io_ip_LSP	Digital Input	I/O		I/O		Druckschalter, Danfoss Typ KP	4.3	DI3
61	io_ip_HPC	Digital Input	I/O		I/O		Druckschalter, Danfoss Typ KP	4.4	DI4
62	io_ip_HPC	Digital Input	I/O		I/O		Druckschalter, Danfoss Typ KP	4.5	DI5
63	err_LSP_motor	Digital Input	I/O		I/O		Fehlersignal Lösungspumpe (Thermistorsignal)	4.6	DI6
64	err_LPC_motor	Digital Input	I/O		I/O		Fehlersignal Niederdruckkompressor	4.7	DI7
65	err_HPC_motor	Digital Input	I/O		I/O		Fehlersignal Hochdruckkompressor	4.8	DI8
66	err_LPC_oil	Digital Input	I/O		I/O		Ölspiegelregulator, falls Signal vorhanden	4.9	DI9
67	err_HPC_oil	Digital Input	I/O		I/O		Ölspiegelregulator, falls Signal vorhanden	4.10	DI10
68	P_el_LPC (Signal)	Digital Input	I/O		Impulszähler	1000 Imp/kWh	Impulsgeber, Eltako	4.11	DI11
69	P_el_HPC (Signal)	Digital Input	I/O		Impulszähler	1000 Imp/kWh	Impulsgeber, Eltako	4.12	DI12
70	P_el_LSP (Signal)	Digital Input	I/O		Impulszähler	1000 Imp/kWh	Impulsgeber, Saia Burgess	4.13	DI13
71	-----	Digital Input	I/O				frei	4.14	DI14
72	-----	Digital Input	I/O				frei	4.15	DI15
73	io_ALL	Digital Output			I/O		Schalter, Hauptschalter (ev. Labview-intern)	4.16	DO0
74	io_LSP	Digital Output			I/O		Schalter, Lösungspumpe	4.17	DO1
75	io_LPC_init	Digital Output			I/O		Schalter, Niederdruckkompressor	4.18	DO2
76	io_HPC_init	Digital Output			I/O		Schalter, Hochdruckkompressor	4.19	DO3
77	io_snk_pmp	Digital Output			I/O		Schalter, snk_pmp_1 (WILO), snk_pmp_2 (Grundfos)	4.20	DO4
78	io_src_pmp	Digital Output			I/O		Schalter, src_pmp_1 (WILO)	4.21	DO5
79	io_LPC_release	Digital Output			I/O		Freigabe FU LPC	4.22	DO6
80	io_HPC_release	Digital Output			I/O		Freigabe FU HPC	4.23	DO7
81	io_FU_main_power	Digital Output			I/O		Hauptschalter für Versorgung Frequenzumrichter	4.24	DO8
82	io_ventilator	Digital Output			I/O		Ventilator Gebläse EIN/AUS	4.25	DO9
83	io_heizband	Digital Output			I/O		Heizband Ölsumpf EIN/AUS	4.26	DO10
84	-----	Digital Output					frei	4.27	DO11
85	-----	Digital Output					frei	4.28	DO12
86	-----	Digital Output					frei	4.29	DO13
87	-----	Digital Output					frei	4.30	DO14
88	io_PWM_STH	Digital Output			I/O		Pulsweitenmodulation Lösungsdrossel	4.31	DO15
88	sig_src_valve	Analog Output	V	0-10	%	0-100	Stellsignal Mischventil Kaltwasser/Wärmequellenkreislauf	1.0	AO0
88	sig_snk_valve	Analog Output	V	0-10	%	0-100	Stellsignal Mischventil Heisswasser/Wärmesenkenkreislauf	1.1	AO1
88	-----	Analog Output	V	0-10			frei	1.2	AO2
88	-----	Analog Output	V	0-10			frei	1.3	AO3
88	sig_f_LSP	Analog Output	mA	4-20	Hz	10-87,5	Signal Frequenzumrichter Lösungspumpe	2.0	AO0
88	sig_f_HPC	Analog Output	mA	4-20	Hz	15-75	Signal Frequenzumrichter Hochdruckkompressor	2.1	AO1
88	sig_f_LPC	Analog Output	mA	4-20	Hz	35-75	Signal Frequenzumrichter Niederdruckkompressor	2.2	AO2
88	-----	Analog Output	mA	4-20			frei	2.3	AO3

Messergebnisse

In folgender Tabelle sind alle Messwerte, die aufgezeichnet wurden, aufgelistet.

Folgende Werte wurden berechnet oder nachträglich richtig gestellt (Kalibrierung, Nachrechnung):

- COP
- V_{SRC}
- V_{SNK}
- m_{pso}
- Q_{SNK}
- Q_{SUP}
- Q_{DES}
- $Q_{AUX1,NH3}$
- $Q_{AUX2,NH3}$
- $Q_{SHX1,PSO}$
- $Q_{SHX2,NH3}$
- $\Delta t_{unterk\u00fchlung,ABS}$

10 Anhang

MP	V _{snk}	V _{src}	t _{snk}	t _{src}	p _{high}	p _{low}	Stufen	n _{LPC}	Bypass DES	COP	p _{high}	p _{mid}	p _{low}	V _{SRC}
	[l/h]	[l/h]	[°C]	[°C]	bar abs	bar abs	#	Hz	I/O		bar abs	bar abs	bar abs	[m ³ /h]
1	1000	1000	45	45	18	3	2	50	OFF	2,52	18,12	7,15	3,00	982
2	1000	1000	50	50	18	3	2	50	OFF	2,54	17,95	6,91	3,01	996
3	1000	1000	55	55	18	3	2	50	OFF	2,55	17,84	6,93	2,99	987
4	1000	1000	60	60	18	3	2	50	OFF	2,51	18,09	7,05	3,00	985
5	1000	1000	65	65	18	3	2	50	OFF	2,53	18,07	7,37	3,00	988
6	1000	1000	70	70	18	3	2	50	OFF	2,53	17,95	7,41	3,01	994
7	1000	1000	75	75	18	3	2	50	OFF	2,51	17,99	7,49	2,99	1001
8	1000	1000	45	45	18	3	2	40	OFF	2,59	17,96	7,63	3,00	983
9	1000	1000	50	50	18	3	2	40	OFF	2,55	18,04	7,33	3,00	978
10	1000	1000	55	55	18	3	2	40	OFF	2,62	17,95	7,07	3,00	979
11	1000	1000	60	60	18	3	2	40	OFF	2,59	18,02	7,01	2,97	987
12	1000	1000	65	65	18	3	2	40	OFF	2,62	17,95	7,34	3,00	982
13	1000	1000	70	70	18	3	2	40	OFF	2,59	18,09	7,33	3,00	987
14	1000	1000	75	75	18	3	2	40	OFF	2,58	18,16	7,54	3,00	977
15	1000	1000	45	45	18	3	2	40	ON	2,50	17,98	7,28	2,95	980
16	1000	1000	50	50	18	3	2	40	ON	2,52	17,97	7,36	3,00	988
17	1000	1000	55	55	18	3	2	40	ON	2,52	17,95	7,37	3,00	990
18	1000	1000	60	60	18	3	2	40	ON	2,50	18,03	7,38	2,95	982
19	1000	1000	65	65	18	3	2	40	ON	2,50	18,02	7,60	2,95	991
20	1000	1000	45	45	15	3	2	40	OFF	2,81	15,13	6,99	3,01	980
21	1000	1000	50	50	15	3	2	40	OFF	2,83	14,90	6,89	2,99	980
22	1000	1000	55	55	15	3	2	40	OFF	2,83	14,85	6,77	3,00	984
23	1000	1000	60	60	15	3	2	40	OFF	2,77	15,06	6,65	2,95	989
24	1000	1000	65	65	15	3	2	40	OFF	2,81	14,91	6,66	2,99	984
25	1000	1000	70	70	15	3	2	40	OFF	2,78	15,01	6,73	2,97	993
26	1000	1000	75	75	15	3	2	40	OFF	2,74	14,94	6,60	2,92	1004
27	1000	1000	45	45	15	3	2	40	ON	2,68	14,94	6,75	2,94	989
28	1000	1000	50	50	15	3	2	40	ON	2,67	14,93	6,78	2,93	984
29	1000	1000	55	55	15	3	2	40	ON	2,67	14,91	6,59	2,89	987
30	1000	900	60	60	15	3	2	40	OFF	2,76	15,13	6,62	2,96	892
31	900	900	60	60	15	3	2	40	OFF	2,68	15,03	6,54	2,90	892
32	800	900	60	60	15	3	2	40	OFF	2,58	15,14	6,54	2,81	883
33	800	800	60	60	15	3	2	40	OFF	2,57	14,95	6,56	2,76	786
34	800	700	60	60	15	3	2	40	OFF	2,53	14,92	6,49	2,72	686
35	1000	1000	60	60	18	3	2	40	OFF	2,59	18,07	7,29	2,96	991
36	900	1000	60	60	18	3	2	40	OFF	2,57	17,96	7,31	2,96	990
37	800	1000	60	60	18	3	2	40	OFF	2,51	18,00	7,36	2,96	988
38	700	1000	60	60	18	3	2	40	OFF	2,38	18,05	7,50	2,95	990
39	600	1000	60	60	18	3	2	40	OFF	2,09	18,11	7,17	2,72	992
40	1000	1000	60	60	18	3	2	40	OFF	2,60	18,11	7,48	3,04	987
41	1000	900	60	60	18	3	2	40	OFF	2,61	18,05	7,46	3,03	888
42	1000	800	60	60	18	3	2	40	OFF	2,59	18,06	7,45	3,04	784
43	1000	700	60	60	18	3	2	40	OFF	2,58	18,00	7,54	3,04	691
44	1000	600	60	60	18	3	2	40	OFF	2,56	17,89	7,47	3,04	594
45	1000	500	60	60	18	3	2	40	OFF	2,47	17,98	7,51	3,03	493

10 Anhang

MP	V_{SNK}	\dot{m}_{NH_3}	\dot{m}_{pso}	\dot{m}_{rso}	L_{RSAC}	L_{MSAC}	L_{PSAC}	$t_{snk,ABS}$	$t_{snk,ABS}$	$t_{snk,SUP}$	$t_{src,DES}$	$t_{src,DES}$	$t_{src,AUX1}$	$t_{src,AUX2}$
	[m ³ /h]	[kg/h]	kg/h	[kg/h]	%	%	%	,in [°C]	out [°C]	out [°C]	,in [°C]	out [°C]	,out [°C]	,out [°C]
1	985	38,3	130,4	168,7	46,4	0,1	48,8	45,0	59,9	59,1	45,0	32,4	32,6	33,5
2	989	38,4	148,2	186,5	41,2	0,1	42,1	50,0	65,3	64,3	50,2	37,4	37,6	38,4
3	990	37,9	159,3	197,2	39,8	0,1	35,5	55,0	70,3	69,2	55,0	42,0	42,1	43,0
4	987	38,0	178,5	216,5	41,9	0,1	29,3	60,0	75,5	74,3	60,0	46,7	46,8	47,7
5	983	37,3	185,2	222,4	40,8	0,1	24,4	65,0	80,6	79,2	65,0	51,7	51,8	52,6
6	987	36,9	195,5	232,4	37,6	0,1	20,1	70,0	85,7	84,2	70,0	56,7	56,7	57,5
7	998	36,2	197,1	233,3	40,4	0,1	15,3	75,2	90,6	89,0	75,0	61,7	61,7	62,5
8	985	31,8	91,9	123,8	51,1	0,1	48,8	45,0	57,3	56,6	45,0	34,4	34,5	35,1
9	982	31,8	101,5	133,3	42,7	0,1	43,5	50,0	62,7	61,8	50,0	39,1	39,2	39,8
10	989	32,2	114,9	147,1	44,9	0,1	36,2	55,0	67,9	66,9	55,0	43,7	43,8	44,4
11	987	31,7	120,5	152,2	39,5	0,1	31,0	60,0	73,0	71,9	60,0	48,7	48,7	49,3
12	985	31,5	131,0	162,5	39,9	0,1	25,6	65,0	78,3	76,9	65,0	53,5	53,5	54,1
13	984	31,3	139,2	170,5	39,9	0,1	20,7	70,0	83,4	82,0	70,0	58,4	58,3	58,9
14	984	31,0	145,0	176,1	36,6	0,1	17,3	75,0	88,4	86,9	75,1	63,2	63,2	63,7
15	985	31,7	104,4	136,2	41,3	27,2	40,2	45,0	56,9	56,3	45,0	34,7	34,6	35,7
16	988	31,6	122,8	154,3	40,1	33,7	31,8	50,0	62,3	61,5	50,0	39,7	39,4	40,4
17	981	31,3	140,5	171,8	39,8	35,5	24,3	55,0	67,6	66,6	54,8	44,4	44,1	45,1
18	982	30,9	145,4	176,3	39,5	32,4	18,2	60,0	72,5	71,4	60,0	49,4	49,1	50,1
19	987	30,3	157,7	188,0	39,4	34,3	11,6	65,0	77,6	76,3	65,0	54,4	54,0	55,0
20	987	32,1	146,2	178,3	43,4	0,1	45,6	45,0	57,8	56,8	45,0	34,2	34,1	34,8
21	983	31,7	154,7	186,4	37,1	0,1	39,8	50,0	63,0	61,9	50,0	39,1	39,0	39,7
22	979	31,6	174,2	205,8	36,9	0,1	32,8	55,0	68,3	67,0	55,0	44,0	43,9	44,5
23	983	31,3	175,6	206,9	40,5	0,1	26,5	60,1	73,3	71,9	60,0	48,8	48,6	49,2
24	989	31,2	193,3	224,5	38,7	0,1	21,3	64,9	78,3	76,8	65,0	53,6	53,4	54,1
25	985	30,5	197,3	227,8	39,8	0,1	16,5	70,0	83,4	81,8	70,0	58,7	58,4	59,0
26	988	29,9	199,0	228,9	40,6	0,1	11,6	75,0	88,2	86,6	74,7	63,5	63,2	63,8
27	987	31,1	173,5	204,6	37,9	34,8	33,0	45,0	57,1	56,3	45,0	35,0	34,7	35,6
28	984	31,0	186,6	217,6	37,5	36,4	25,2	50,0	62,3	61,3	50,0	39,8	39,5	40,4
29	986	30,0	191,9	221,9	40,4	38,7	16,8	55,0	67,2	66,2	55,0	44,9	44,6	45,4
30	986	31,5	183,0	214,5	42,5	0,1	26,6	60,0	73,2	71,7	60,0	47,6	47,5	48,2
31	881	30,7	195,3	225,9	40,5	0,1	25,4	60,0	74,0	72,7	60,0	48,0	47,9	48,6
32	786	29,3	198,9	228,2	41,1	0,1	23,4	60,0	74,6	73,6	59,9	48,5	48,4	49,1
33	786	29,1	198,8	227,9	41,2	0,1	23,5	60,0	74,3	73,2	60,0	47,3	47,3	48,1
34	786	28,8	198,5	227,3	40,6	0,1	24,3	60,0	73,9	72,9	60,0	45,7	45,8	46,7
35	988	31,1	113,8	144,9	41,2	0,1	31,0	60,0	72,9	71,7	60,0	49,0	49,0	49,6
36	883	30,9	129,5	160,4	39,0	0,1	29,6	60,0	74,0	72,9	60,1	49,1	49,1	49,8
37	786	30,8	155,5	186,3	36,4	0,1	28,2	60,0	75,1	74,3	60,0	49,3	49,2	49,9
38	691	30,2	202,0	232,2	37,3	0,1	25,1	60,0	75,9	75,6	60,0	49,8	49,6	50,5
39	597	27,1	229,8	256,9	43,6	0,1	18,6	60,1	75,2	75,5	60,0	51,1	50,8	51,7
40	986	32,4	127,1	159,5	43,7	0,1	30,7	60,0	73,3	71,9	60,0	48,5	48,5	49,1
41	985	32,4	126,2	158,7	36,6	0,1	32,5	60,0	73,2	71,9	60,0	47,2	47,4	48,1
42	984	32,8	133,5	166,3	39,2	0,1	32,5	60,0	73,2	71,9	60,0	45,5	45,8	46,6
43	983	32,9	138,3	171,2	34,0	0,1	34,2	60,0	73,2	71,8	60,0	43,7	44,1	45,2
44	983	33,0	149,9	182,9	33,6	0,1	35,3	60,0	73,0	71,7	60,0	41,2	41,8	43,2
45	982	32,9	173,6	206,4	36,2	0,1	37,3	60,0	72,8	71,4	60,0	38,2	38,9	40,6

10 Anhang

MP	$t_{oil,comp}$	$t_{NH_3,PSAC}$	$t_{NH_3,AUX1}$	$t_{NH_3,LPC}$	$t_{NH_3,SHX2}$	$t_{NH_3,AUX2}$	$t_{NH_3,HPC}$	$t_{NH_3,SUP}$	$t_{NH_3,OS}$	$t_{PSO,PSAC}$	$t_{PSO,PMP}$
	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
1	55,3	41,3	31,8	108,5	60,2	31,8	91,6	57,8	55,3	40,5	41,0
2	58,6	45,7	36,6	108,8	64,6	36,7	96,3	62,8	59,9	44,9	45,5
3	57,6	49,9	41,0	108,8	68,9	41,2	96,7	67,6	64,5	49,4	50,0
4	58,6	53,8	45,4	110,9	73,2	45,7	98,4	72,6	68,8	53,3	54,0
5	61,6	58,4	50,2	117,7	77,7	50,5	98,8	77,5	73,1	58,0	58,7
6	62,5	62,7	54,8	121,8	82,3	55,3	100,2	82,4	77,7	62,8	63,4
7	64,5	67,6	59,7	125,3	86,6	60,2	102,4	87,2	81,9	67,8	68,4
8	53,2	41,8	33,8	102,8	57,9	33,8	84,3	55,5	52,8	41,1	41,6
9	54,9	46,2	38,3	102,3	62,8	38,4	89,4	60,6	57,3	45,3	46,1
10	55,9	50,5	42,5	99,9	67,1	42,8	92,0	65,4	62,1	49,8	50,6
11	58,2	55,0	47,2	101,8	71,7	47,5	94,8	70,3	66,3	54,3	55,2
12	60,7	59,2	51,9	109,1	76,3	52,3	95,7	75,3	71,0	58,7	59,6
13	62,2	63,5	56,5	111,2	80,8	57,0	98,2	80,2	75,3	63,4	64,0
14	63,3	68,1	61,0	115,3	85,3	61,6	98,6	85,1	79,6	68,0	68,7
15	52,9	30,1	34,2	100,1	56,7	34,3	86,1	55,0	52,2	35,4	36,1
16	56,5	34,3	38,9	104,0	61,2	39,0	89,9	60,2	57,2	39,7	40,3
17	56,5	38,1	43,5	105,2	65,5	43,6	91,3	65,3	61,6	44,0	44,4
18	60,3	42,8	48,1	108,7	69,7	48,4	94,3	69,9	65,5	48,6	48,9
19	61,6	47,1	52,8	112,5	73,9	53,2	94,5	74,8	70,0	53,6	53,3
20	50,2	39,8	33,4	97,3	55,9	33,4	77,8	55,8	52,9	39,1	39,6
21	52,4	44,5	38,2	99,7	60,7	38,3	81,3	60,8	57,4	43,9	44,5
22	55,6	48,3	42,9	101,2	65,1	43,0	85,0	65,9	62,1	48,4	49,0
23	52,6	53,1	47,2	98,7	69,4	47,5	85,2	70,5	65,6	52,8	53,5
24	58,9	57,2	52,0	104,0	73,9	52,3	89,7	75,4	70,9	57,3	57,9
25	60,2	61,8	56,7	106,4	78,4	57,2	91,2	80,2	75,2	62,2	62,7
26	62,7	66,2	61,2	107,6	82,8	61,8	94,1	84,9	79,4	66,8	67,3
27	51,7	30,7	34,3	96,5	54,0	34,4	79,6	55,2	52,1	34,6	35,0
28	54,1	35,3	38,9	99,9	58,4	39,0	82,7	60,2	56,7	39,2	39,7
29	58,3	39,6	43,8	101,8	62,7	44,0	87,0	64,9	61,2	43,9	44,4
30	55,0	52,2	46,1	99,7	69,0	46,4	86,5	70,3	65,8	51,9	52,6
31	56,0	52,1	46,6	100,1	70,2	46,9	87,2	71,3	66,7	51,9	52,5
32	56,5	52,1	47,0	101,7	71,9	47,3	86,7	72,1	67,3	52,1	52,7
33	56,2	51,3	45,9	102,1	71,3	46,2	85,1	71,8	67,1	51,3	52,0
34	55,6	50,2	44,6	101,4	70,7	44,8	84,5	71,5	66,8	50,1	50,7
35	57,9	55,2	47,6	106,6	71,6	47,9	93,5	70,2	66,0	54,4	55,3
36	58,7	54,9	47,7	107,2	73,4	48,0	93,4	71,4	67,2	54,3	55,1
37	58,5	54,2	47,8	107,6	75,5	48,1	92,9	72,7	68,3	53,8	54,6
38	58,4	53,5	48,3	109,1	77,7	48,6	92,0	73,9	69,4	53,5	54,2
39	59,1	53,1	49,5	108,7	80,7	49,8	92,5	73,8	69,0	53,6	54,2
40	53,4	54,7	47,1	104,4	71,6	47,3	90,2	70,5	66,0	53,9	54,5
41	55,2	54,3	45,9	105,2	71,8	46,2	90,8	70,4	66,1	53,6	54,3
42	55,9	53,2	44,3	105,2	71,4	44,6	90,9	70,4	66,2	52,4	53,1
43	55,7	52,3	42,7	105,5	71,3	42,9	89,3	70,4	66,2	51,4	52,1
44	55,4	50,5	40,5	104,2	70,5	40,6	88,9	70,3	66,2	49,3	50,1
45	54,7	47,2	37,6	103,4	69,0	37,7	87,3	70,1	66,1	46,1	46,7

10 Anhang

MP	$t_{\text{PSO,SHX1}}$	$t_{\text{PSO,SHX2}}$	$t_{\text{RSO,ABS}}$	$t_{\text{RSO,RSAC}}$	$t_{\text{RSO,SHX1}}$	$t_{\text{VAP,STH}}$	$t_{\text{RSO,STH}}$	$t_{\text{RSO,DES}}$	$P_{\text{el,LPC}}$	$P_{\text{el,HPC}}$
	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out	[W]	[W]
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]		
1	59,5	69,8	61,4	61,8	46,5	25,9	18,9	41,4	3475	2507
2	64,3	72,6	65,7	67,1	50,7	26,3	24,7	46,2	3393	2614
3	69,2	76,1	70,0	72,0	54,6	26,4	29,6	50,7	3393	2528
4	73,8	79,9	74,7	77,2	58,5	24,7	34,8	55,1	3430	2561
5	78,3	84,5	79,0	81,8	62,9	25,6	39,5	60,0	3498	2402
6	83,0	88,7	83,5	86,7	67,2	26,1	44,4	64,9	3510	2366
7	87,5	93,1	88,0	91,2	71,5	26,8	48,7	70,2	3516	2342
8	57,2	69,5	58,3	58,4	45,4	26,2	16,7	42,3	2816	1961
9	62,5	72,2	63,7	64,0	49,8	26,5	21,7	47,1	2786	2116
10	67,3	73,4	68,2	69,1	53,7	25,0	27,2	51,8	2672	2156
11	72,0	77,0	72,6	74,0	58,0	25,4	31,7	56,7	2655	2179
12	76,7	81,8	77,2	79,0	62,3	27,2	37,1	61,3	2713	2067
13	81,5	86,0	81,9	84,0	66,4	27,7	41,8	66,1	2712	2102
14	86,2	90,4	86,5	88,7	70,6	27,8	46,4	71,1	2761	2037
15	56,3	65,6	58,0	58,2	41,7	15,0	17,9	35,9	2729	2053
16	61,1	68,7	63,2	63,7	46,1	20,5	21,7	40,3	2757	2074
17	65,8	72,2	67,8	68,9	50,3	25,6	25,9	44,9	2748	2072
18	70,0	75,6	72,2	73,4	54,2	29,6	30,4	49,7	2734	2031
19	74,6	80,0	76,7	78,2	58,3	34,2	34,7	54,5	2780	1966
20	55,7	62,4	58,0	58,3	43,7	25,6	21,7	39,8	2661	1788
21	60,7	66,6	62,3	63,5	48,5	26,6	26,9	44,7	2631	1781
22	65,4	70,5	66,8	68,6	52,8	26,9	32,4	49,4	2594	1833
23	70,1	73,7	71,3	73,1	56,4	23,2	36,5	54,5	2564	1875
24	74,6	78,3	75,8	78,1	61,0	26,8	41,7	59,1	2552	1875
25	79,4	82,4	80,6	83,0	65,3	27,1	46,2	64,2	2558	1851
26	83,9	86,5	85,2	87,6	69,4	27,5	50,6	69,0	2516	1863
27	54,1	59,8	57,4	57,8	41,0	20,3	19,9	34,8	2601	1814
28	58,8	63,8	61,5	62,8	45,3	25,3	25,1	39,8	2598	1803
29	63,2	67,7	65,9	67,4	49,5	29,7	29,9	44,8	2533	1830
30	69,6	73,4	71,1	72,9	55,9	24,5	36,3	53,5	2551	1901
31	70,9	74,4	72,6	74,9	56,5	25,2	37,5	53,3	2522	1881
32	72,7	75,9	74,6	77,2	57,4	25,9	38,6	53,5	2516	1815
33	72,2	75,4	74,2	76,7	56,7	26,1	38,1	52,7	2504	1743
34	71,5	74,7	73,8	76,2	55,9	26,1	37,2	51,3	2492	1731
35	71,8	78,7	72,4	73,6	58,1	27,2	31,2	56,9	2701	2067
36	73,8	79,0	74,4	76,2	58,8	27,2	33,6	56,4	2710	2043
37	76,2	80,6	77,2	79,6	59,5	27,1	36,4	55,6	2725	2031
38	79,0	82,0	80,7	84,1	60,7	27,0	40,2	54,9	2755	1989
39	82,4	84,1	85,4	89,2	62,0	27,1	43,1	54,8	2636	1953
40	71,8	77,1	72,7	74,0	57,6	23,4	32,2	56,3	2770	2067
41	72,1	77,4	72,6	74,2	57,7	24,2	31,9	55,7	2767	2055
42	71,7	77,0	72,5	74,1	56,8	25,0	31,8	54,5	2761	2061
43	71,6	77,1	72,5	74,2	56,4	25,3	31,6	53,2	2785	2019
44	70,9	75,9	72,3	74,1	55,2	25,6	31,3	50,8	2767	2037
45	69,9	74,2	71,8	73,8	53,0	25,6	30,5	47,1	2782	2037

10 Anhang

MP	$P_{el,LSP}$	Q_{ABS}	Q_{SUP}	Q_{DES}	$Q_{AUX1,}$	$Q_{AUX2,}$	$Q_{SHX1,}$	$Q_{SHX2,}$	$sig_{PWM,}$	$\Delta t_{unterk\u00fchlung,}$
					NH3	NH3	PSO	NH3	STH	ABS
	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	%	
1	255	14377	1072	-14084	-230	-768	1964	-1237	70,4	0,44
2	267	14541	1035	-14429	-221	-742	2223	-1129	77,3	0,42
3	282	14466	878	-14547	-214	-725	2400	-1007	81,6	0,41
4	300	14529	771	-14817	-202	-716	2733	-950	86,8	0,39
5	300	14491	620	-14812	-193	-693	2759	-994	88,7	0,38
6	305	14444	508	-14902	-182	-677	2876	-970	92,2	0,36
7	305	14353	421	-14972	-180	-644	2770	-933	91,7	0,34
8	223	12043	772	-11855	-163	-550	1161	-966	52,9	0,44
9	227	12100	753	-12116	-161	-546	1324	-844	55,9	0,42
10	246	12200	690	-12549	-162	-541	1505	-703	61,1	0,40
11	250	12095	617	-12608	-155	-523	1564	-635	61,8	0,39
12	252	12196	504	-12723	-146	-518	1700	-690	66,0	0,37
13	261	12198	438	-12882	-138	-508	1816	-633	68,1	0,36
14	265	12215	324	-13020	-138	-499	1859	-622	69,3	0,34
15	234	11632	828	-11416	82	-505	1747	-928	57,8	0,46
16	252	11708	769	-11527	93	-492	2089	-907	64,7	0,44
17	261	11730	658	-11666	106	-478	2410	-833	71,4	0,43
18	267	11621	599	-11800	103	-454	2420	-807	72,2	0,41
19	272	11571	468	-11796	109	-431	2603	-783	75,9	0,39
20	255	12239	565	-12033	-132	-509	1919	-891	81,7	0,45
21	256	12209	507	-12095	-127	-495	2010	-828	86,3	0,43
22	270	12260	465	-12250	-109	-480	2257	-761	93,6	0,41
23	276	12084	352	-12529	-116	-467	2254	-608	92,2	0,39
24	282	12161	337	-12615	-102	-454	2455	-622	99,9	0,38
25	282	11957	250	-12641	-99	-437	2457	-565	100,0	0,36
26	282	11810	205	-12676	-95	-421	2436	-490	100,0	0,34
27	289	11598	601	-11164	71	-426	2750	-884	94,1	0,46
28	294	11621	544	-11371	72	-416	2912	-857	99,3	0,44
29	289	11353	508	-11308	80	-384	2871	-777	99,8	0,42
30	278	12159	390	-12530	-121	-484	2404	-643	94,8	0,40
31	288	11668	373	-12068	-106	-486	2781	-605	100,0	0,39
32	294	11033	327	-11466	-93	-488	3062	-578	100,0	0,39
33	294	10963	296	-11371	-98	-496	3100	-592	100,0	0,39
34	294	10798	286	-11153	-101	-507	3197	-585	100,0	0,40
35	240	12039	578	-12379	-150	-509	1446	-728	58,8	0,38
36	249	11800	542	-12207	-140	-541	1863	-696	65,4	0,39
37	270	11566	495	-12004	-123	-579	2596	-660	75,1	0,39
38	317	10861	431	-11385	-99	-604	3876	-632	92,6	0,39
39	347	9125	402	-9947	-61	-571	4984	-505	100,0	0,38
40	252	12342	514	-12873	-157	-544	1701	-711	64,6	0,39
41	246	12335	529	-12783	-173	-576	1739	-724	65,1	0,39
42	252	12445	538	-12879	-185	-609	1926	-742	67,2	0,40
43	258	12450	500	-12794	-200	-649	2105	-756	69,6	0,40
44	270	12362	491	-12642	-209	-688	2459	-747	75,1	0,41
45	294	12076	456	-12271	-201	-723	3214	-758	84,0	0,42

10 Anhang

MP	V _{snk}	V _{src}	t _{snk}	t _{src}	p _{high}	p _{low}	Stufen	n _{LPC}	Bypass DES	COP	p _{high}	p _{mid}	p _{low}	V _{SRC}
	[l/h]	[l/h]	[°C]	[°C]	bar abs	bar abs	#	Hz	I/O		bar abs	bar abs	bar abs	[m ³ /h]
46	1000	1000	45	45	15	2,5	2	50	OFF	2,50	15,00	5,94	2,50	985
47	1000	1000	50	50	15	2,5	2	50	OFF	2,48	15,02	5,93	2,50	980
48	1000	1000	55	55	15	2,5	2	50	OFF	2,50	15,13	6,10	2,49	989
49	1000	1000	60	60	15	2,5	2	50	OFF	2,48	15,01	6,03	2,50	984
50	1000	1000	65	65	15	2,5	2	50	OFF	2,48	15,03	6,02	2,49	984
51	1000	1000	70	70	15	2,5	2	50	OFF	2,47	15,02	6,02	2,49	980
52	1000	1000	75	75	15	2,5	2	50	OFF	2,47	15,01	6,08	2,49	986
53	1000	1000	50	50	12	2	2	50	OFF	2,42	11,99	4,75	2,00	974
54	1000	1000	55	55	12	2	2	50	OFF	2,41	12,16	4,80	2,00	992
55	1000	1000	60	60	12	2	2	50	OFF	2,39	12,11	4,81	1,99	978
56	1000	1000	65	65	12	2	2	50	OFF	2,40	11,97	4,82	2,01	979
57	1000	1000	70	70	12	2	2	50	OFF	2,38	12,02	4,82	1,99	989
58	1000	1000	75	75	12	2	2	50	OFF	2,36	11,95	4,82	2,00	981
59	1000	700	50	50	18	3	2	50	OFF	2,48	17,89	6,99	3,00	687
60	1000	1000	60	60	15	3	2	40	OFF	2,76	15,08	6,68	2,97	983
61	1000	1000	55	60	15	3	2	40	OFF	2,91	15,03	6,65	2,96	985
62	1000	1000	50	60	15	3	2	40	OFF	2,95	15,09	6,64	2,96	983
63	1000	1000	60	55	15	3	2	40	OFF	2,64	14,93	6,62	2,84	984
64	1000	1000	60	60	18	3	2	50	OFF	2,53	18,05	7,25	2,97	996
65	1000	1000	60	55	18	3	2	50	OFF	2,43	17,82	7,28	2,95	986
66	1000	1000	55	60	18	3	2	50	OFF	2,61	17,99	7,28	2,96	990
67	756	682	45	45	18	3	2	40	OFF	2,48	17,88	7,27	2,94	682
68	785	708	50	50	18	3	2	40	OFF	2,49	18,07	7,35	2,95	708
69	796	728	55	55	18	3	2	40	OFF	2,48	17,99	7,30	2,95	728
70	780	737	60	60	18	3	2	40	OFF	2,51	17,97	7,39	3,00	737
71	795	744	65	65	18	3	2	40	OFF	2,50	18,14	7,43	3,00	744
72	794	735	70	70	18	3	2	40	OFF	2,50	17,88	7,38	2,99	735
73	782	730	75	75	18	3	2	40	OFF	2,45	17,96	7,34	2,99	730
74	1105	1002	45	45	17,5	3,5	2	50	OFF	2,76	17,61	7,68	3,45	1002
75	1088	1018	50	50	17,5	3,5	2	50	OFF	2,79	17,38	7,62	3,45	1018
76	1095	1092	45	45	12	4	1	50	OFF	3,44	12,04	3,72	3,99	1092
77	1085	1089	45	45	12	4	1	40	OFF	3,62	12,05	3,80	4,00	1089
78	1069	1089	50	50	12	4	1	40	OFF	3,60	12,05	3,79	3,99	1089
79	1062	1100	55	55	12	4	1	40	OFF	3,59	12,10	3,80	4,00	1100
80	1066	1094	45	45	9	3	1	40	OFF	3,37	8,94	2,79	2,94	1094
81	1072	1094	45	45	12	4	1	30	OFF	3,79	12,13	3,86	3,99	1094
82	1066	1085	50	50	12	4	1	30	OFF	3,78	12,05	3,83	3,96	1085
83	1084	1067	55	55	12	4	1	30	OFF	3,79	12,00	3,84	3,96	1067
84	1085	1069	60	60	12	4	1	30	OFF	3,80	12,04	3,84	3,96	1069
85	1085	1074	65	65	12	4	1	30	OFF	3,75	12,06	3,84	3,96	1074
86	1085	1090	70	70	12	4	1	30	OFF	3,73	12,06	3,84	3,96	1090
87	1078	1088	75	75	12	4	1	30	OFF	3,75	11,99	3,84	3,96	1088
88	1076	1100	80	80	12	4	1	30	OFF	3,69	12,02	3,83	3,96	1100
89	1071	1069	50	45	12	4	1	30	OFF	3,35	11,99	3,83	3,96	1069
90	1082	1071	55	50	12	4	1	30	OFF	3,33	12,07	3,84	3,97	1071
91	1084	1085	60	55	12	4	1	30	OFF	3,30	12,05	3,83	3,96	1085
92	1072	1087	65	60	12	4	1	30	OFF	3,30	12,09	3,80	3,93	1087
93	1074	1095	70	65	12	4	1	30	OFF	3,30	12,12	3,80	3,92	1095

10 Anhang

MP	V _{SNK}	ṁ _{NH3}	ṁ _{ps0}	ṁ _{rso}	L _{RSAC}	L _{MSAC}	L _{PSAC}	t _{snk,ABS}	t _{snk,ABS}	t _{snk,SUP}	t _{src,DES}	t _{src,DES}	t _{src,AUX1}	t _{src,AUX2}
	[m³/h]	[kg/h]	kg/h	[kg/h]	%	%	%	,in	out	out	,in	out	,out	,out
	[m³/h]	[kg/h]	kg/h	[kg/h]	%	%	%	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
46	988	31,2	107,2	138,4	39,9	0,1	42,3	45,0	57,7	56,9	45,1	34,4	34,4	35,0
47	984	31,5	122,3	153,8	42,5	0,1	35,2	50,0	63,1	62,1	50,0	38,8	38,9	39,4
48	985	31,0	125,2	156,2	42,2	0,1	29,5	55,0	68,2	67,0	55,0	43,9	43,9	44,5
49	984	31,3	138,8	170,1	40,5	0,1	24,4	60,0	73,4	72,0	60,0	48,5	48,5	49,1
50	988	30,6	141,9	172,5	39,3	0,1	19,6	65,1	78,4	77,0	65,0	53,5	53,5	54,1
51	981	30,2	147,9	178,1	37,0	0,1	15,8	70,0	83,5	81,9	70,0	58,4	58,4	58,9
52	988	29,9	156,0	185,9	37,9	0,1	11,2	75,0	88,4	86,8	74,9	63,3	63,2	63,7
53	985	24,5	96,5	121,1	39,5	0,1	28,1	50,0	60,5	59,7	50,0	40,9	40,8	41,2
54	992	24,3	102,5	126,9	44,2	0,1	21,5	55,0	65,7	64,7	55,0	45,9	45,8	46,1
55	982	23,9	106,2	130,2	42,5	0,1	17,6	60,0	70,8	69,7	60,0	50,7	50,6	50,9
56	980	23,8	115,6	139,4	38,7	0,1	13,5	65,1	76,1	74,8	65,0	55,6	55,4	55,7
57	982	23,5	117,9	141,5	41,1	0,1	9,1	70,0	81,0	79,6	70,0	60,6	60,4	60,7
58	986	23,5	122,9	146,4	36,9	0,1	6,5	75,0	86,0	84,5	75,0	65,3	65,1	65,4
59	990	38,9	170,9	209,8	38,5	0,1	45,9	50,0	64,9	63,9	50,0	31,9	32,4	33,8
60	983	31,6	190,9	222,5	41,0	0,1	25,7	60,0	73,3	71,8	60,0	48,6	48,5	49,1
61	986	31,5	143,2	174,7	41,2	0,1	28,3	55,0	68,5	67,2	60,0	48,5	48,4	48,9
62	986	31,6	109,4	141,0	41,4	0,1	31,3	50,0	63,4	62,3	60,0	48,4	48,4	48,7
63	985	29,5	194,2	223,7	37,8	0,1	28,7	60,0	72,3	71,0	55,0	44,8	44,6	45,3
64	983	36,9	172,4	209,4	41,0	0,1	28,8	60,0	75,3	74,1	60,0	47,2	47,3	48,1
65	983	36,4	209,8	246,2	38,2	0,1	32,2	60,0	74,8	73,5	55,0	42,8	42,9	43,8
66	991	36,9	130,5	167,3	40,7	0,1	31,8	55,0	70,3	69,2	60,0	46,9	47,1	47,8
67	756	31,9	172,5	204,4	38,9	0,1	46,3	45,0	58,6	59,4	45,0	30,6	30,9	32,0
68	785	32,1	175,9	208,0	40,2	0,1	39,1	50,0	63,5	64,1	50,1	35,7	35,9	37,0
69	796	32,2	192,4	224,6	39,8	0,1	32,0	55,0	68,5	68,9	55,1	40,7	40,8	41,9
70	780	32,2	214,2	246,4	41,2	0,1	27,2	60,0	74,1	74,5	59,9	45,3	45,6	46,6
71	795	31,9	217,7	249,6	43,6	0,1	21,4	65,0	79,3	79,1	65,0	50,1	50,4	51,3
72	794	31,4	235,8	267,2	41,1	0,1	17,2	70,0	84,0	84,1	69,9	54,8	55,1	56,0
73	782	31,1	248,6	279,7	38,8	0,1	13,0	75,0	89,1	89,1	74,9	59,6	59,9	60,8
74	1105	46,4	233,3	279,7	40,5	0,1	47,7	45,0	59,3	59,5	45,0	30,7	31,1	32,2
75	1088	46,2	272,0	318,2	38,9	0,1	43,8	50,0	64,7	64,8	50,0	35,9	36,2	37,2
76	1095	30,9	371,6	402,4	17,2	0,1	47,7	45,2	54,6	54,8	45,0	36,5	36,3	26,9
77	1085	25,5	288,9	314,4	33,7	0,1	41,6	45,0	53,1	53,2	45,1	37,7	37,4	26,0
78	1069	25,4	329,0	354,4	37,4	0,1	32,3	50,0	58,3	58,4	50,1	42,7	42,4	25,2
79	1062	25,4	361,1	386,5	38,7	0,1	25,2	55,0	63,4	63,4	55,0	47,6	47,3	25,6
80	1066	18,8	320,7	339,5	39,1	0,1	24,5	45,0	51,5	51,4	44,9	39,2	39,0	22,5
81	1072	19,4	185,0	204,4	41,1	0,1	39,8	45,0	51,4	51,4	45,2	39,4	39,1	22,9
82	1066	19,2	203,3	222,5	39,6	0,1	32,0	50,0	56,5	56,4	50,0	44,2	43,8	23,6
83	1084	19,3	223,0	242,3	39,2	0,1	25,6	55,0	61,5	61,3	55,0	48,9	48,5	23,8
84	1085	19,4	237,5	256,9	39,7	0,1	19,5	60,0	66,5	66,3	60,0	53,8	53,4	23,9
85	1085	19,3	244,3	263,5	38,9	0,1	14,3	65,0	71,5	71,2	65,0	58,8	58,3	24,2
86	1085	19,3	255,4	274,7	39,4	0,1	9,2	70,0	76,5	76,2	70,0	63,7	63,3	24,6
87	1078	19,0	278,8	297,8	39,2	0,1	4,5	74,9	81,6	81,2	74,9	68,7	68,2	24,9
88	1076	19,1	279,4	298,6	38,4	0,1	1,2	80,0	86,6	86,2	79,9	73,5	73,1	25,5
89	1071	19,3	332,0	351,3	41,6	0,1	34,9	50,0	56,0	55,8	45,0	39,6	39,3	23,1
90	1082	19,5	353,1	372,6	40,4	0,1	28,1	55,0	61,0	60,8	50,0	44,5	44,2	22,8
91	1084	19,5	368,4	387,9	40,0	0,1	21,3	60,0	66,0	65,8	55,0	49,5	49,1	22,5
92	1072	19,4	372,3	391,7	39,3	0,1	15,8	65,0	71,1	70,8	60,0	54,3	54,0	22,1
93	1074	19,3	368,6	387,9	37,2	0,1	11,3	70,0	76,2	75,8	65,0	59,2	58,9	21,4

10 Anhang

MP	$t_{oil,comp}$	$t_{NH_3,PSAC}$	$t_{NH_3,AUX1}$	$t_{NH_3,LPC}$	$t_{NH_3,SHX2}$	$t_{NH_3,AUX2}$	$t_{NH_3,HPC}$	$t_{NH_3,SUP}$	$t_{NH_3,OS}$	$t_{PSO,PSAC}$	$t_{PSO,PMP}$
	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
46	53,9	41,6	33,6	105,0	57,2	33,7	87,5	55,6	52,7	40,8	41,5
47	50,1	45,4	37,9	103,0	61,6	38,0	87,3	60,7	57,0	45,0	45,4
48	57,8	50,4	42,8	111,3	66,2	43,0	91,5	65,7	61,9	49,7	50,6
49	55,3	54,4	47,0	108,8	70,7	47,4	90,6	70,6	65,8	53,9	54,5
50	60,9	59,2	51,8	114,5	75,2	52,2	94,9	75,4	70,5	58,8	59,6
51	62,8	63,6	56,4	116,4	79,8	57,0	96,9	80,2	75,0	63,4	64,3
52	63,6	67,8	61,0	118,5	84,2	61,7	98,1	85,0	79,3	68,0	68,7
53	55,1	45,5	39,8	100,6	58,0	40,0	83,0	58,5	55,1	45,4	46,0
54	57,8	50,3	44,6	103,3	62,3	44,8	85,5	63,4	59,8	50,1	50,8
55	57,5	54,6	49,1	104,2	66,8	49,3	86,2	68,1	63,0	54,7	55,2
56	59,9	58,5	53,6	106,8	71,7	54,0	88,0	73,2	67,9	59,2	59,7
57	61,1	63,2	58,4	108,4	76,0	58,9	89,8	77,9	71,9	64,3	64,4
58	62,7	67,3	62,8	110,0	80,5	63,3	91,2	82,6	75,8	68,5	68,9
59	57,2	42,1	31,4	107,2	63,1	31,4	93,0	62,5	59,7	41,0	41,7
60	51,4	52,5	47,0	98,1	69,0	47,4	84,4	70,4	65,6	52,3	52,8
61	57,5	53,9	47,0	101,3	66,4	47,3	88,2	65,9	61,8	52,9	53,9
62	58,3	54,9	46,9	101,7	62,7	47,2	88,8	61,0	57,6	53,6	54,7
63	57,6	48,4	43,5	101,4	67,3	43,7	86,0	69,6	65,0	48,0	48,7
64	61,6	54,1	45,9	117,2	73,2	46,2	99,1	72,5	68,6	53,3	54,2
65	61,8	48,5	41,8	116,5	70,7	42,0	96,5	72,0	68,2	48,2	48,9
66	62,0	55,3	45,7	117,8	70,5	46,0	98,4	67,6	64,3	54,2	55,2
67	54,3	37,6	30,2	100,3	60,1	30,2	85,7	58,1	55,2	36,7	37,2
68	55,6	42,3	34,9	102,4	64,3	35,0	87,9	62,6	59,3	41,6	42,1
69	53,1	46,7	39,6	101,7	68,5	39,9	88,6	67,5	63,5	46,3	46,7
70	61,7	52,3	44,2	108,0	72,7	44,6	93,6	72,9	69,2	52,3	52,7
71	61,4	56,5	48,6	107,9	76,8	49,2	94,4	77,5	72,7	56,7	57,4
72	63,7	60,8	53,1	110,4	81,3	53,8	96,5	82,4	77,2	61,3	61,9
73	66,1	65,6	57,7	113,3	86,3	58,4	99,5	87,3	81,9	66,2	66,5
74	53,8	39,1	30,3	105,6	56,4	30,4	86,5	58,4	56,1	38,3	38,7
75	55,9	43,3	35,2	108,4	60,5	35,4	89,1	63,6	60,9	42,9	43,2
76	69,4	38,0	35,5	23,9	28,3	35,3	107,9	53,4	50,4	38,1	38,3
77	66,5	38,6	36,6	24,2	29,3	36,3	100,3	51,7	48,9	38,9	39,2
78	67,5	42,8	41,3	24,7	29,7	40,9	101,8	56,8	53,2	43,8	44,0
79	70,1	47,2	45,9	26,1	30,0	45,5	104,1	61,8	57,8	48,4	48,6
80	63,7	38,5	37,9	22,5	24,9	37,3	88,4	50,1	46,7	39,4	39,8
81	58,1	39,3	38,0	23,3	27,6	37,4	86,6	50,3	46,4	39,7	40,0
82	60,9	43,7	42,5	23,6	29,0	41,8	88,6	55,2	50,7	44,4	44,7
83	62,2	47,6	46,9	23,5	30,1	46,1	89,4	60,0	54,9	48,7	49,1
84	63,9	52,1	51,4	23,4	31,5	50,5	91,1	64,8	59,3	53,4	53,8
85	65,4	56,3	56,1	23,6	32,7	55,0	92,2	69,6	63,3	58,2	58,6
86	67,1	60,6	60,7	24,0	33,9	59,4	93,6	74,5	67,3	63,1	63,4
87	69,2	64,8	65,3	24,4	35,3	64,0	95,1	79,3	72,0	68,4	68,2
88	69,7	69,2	69,8	25,0	36,1	68,3	95,7	84,1	75,4	73,5	72,9
89	59,2	38,8	38,4	23,2	26,5	37,8	86,5	54,7	50,7	39,8	40,1
90	60,5	43,3	42,9	23,0	26,6	42,2	87,9	59,5	54,9	44,6	44,8
91	61,9	47,6	47,5	22,8	26,8	46,7	89,0	64,3	58,8	49,3	49,5
92	62,9	51,8	52,0	22,6	27,2	51,1	89,9	69,2	62,8	54,1	54,3
93	62,2	56,1	56,5	21,9	27,0	55,4	90,0	74,0	66,3	58,9	59,0

10 Anhang

MP	$t_{\text{PSO,SHX1}}$	$t_{\text{PSO,SHX2}}$	$t_{\text{RSO,ABS}}$	$t_{\text{RSO,RSAC}}$	$t_{\text{RSO,SHX1}}$	$t_{\text{VAP,STH}}$	$t_{\text{RSO,STH}}$	$t_{\text{RSO,DES}}$	$P_{\text{el,LPC}}$	$P_{\text{el,HPC}}$
	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out	,out	[W]	[W]
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]		
46	56,6	67,3	57,5	57,9	45,0	25,2	18,0	41,9	3039	2086
47	61,4	68,9	62,5	63,2	48,7	23,6	23,6	46,5	3061	2119
48	66,1	74,3	67,0	68,1	53,5	26,7	28,3	51,7	3067	2037
49	70,8	76,3	71,6	73,2	57,3	24,0	33,5	56,3	3061	2064
50	75,5	80,9	76,1	77,9	61,9	26,0	38,0	61,3	3028	2053
51	80,4	85,3	80,9	83,0	66,2	26,6	42,9	66,2	3012	2048
52	84,9	89,6	85,6	87,8	70,3	27,3	47,5	71,0	3017	2023
53	58,4	66,7	59,0	59,3	48,1	26,1	23,3	47,0	2576	1694
54	62,8	70,4	63,5	63,9	52,0	26,6	28,1	52,1	2582	1705
55	67,6	73,5	68,2	68,9	56,0	26,3	32,6	56,9	2576	1677
56	72,7	77,1	73,1	74,2	60,3	27,3	37,9	61,7	2576	1672
57	77,2	80,8	77,8	78,8	64,6	28,0	42,4	66,8	2571	1667
58	82,0	84,8	82,5	83,8	68,8	28,3	46,9	71,7	2565	1667
59	63,2	70,5	65,2	66,8	48,4	25,7	23,7	41,7	3431	2554
60	69,5	73,2	71,4	73,2	56,1	22,3	37,1	53,9	2576	1884
61	66,4	71,7	67,5	68,4	55,3	24,8	33,2	55,1	2554	1879
62	62,5	71,3	62,9	63,3	54,2	25,8	28,7	56,4	2549	1879
63	67,9	71,9	70,4	72,2	53,5	26,0	34,6	49,2	2533	1786
64	73,4	80,6	74,7	76,8	58,7	26,5	34,8	55,2	3458	2418
65	71,0	77,0	73,4	76,0	55,4	26,7	33,7	49,3	3458	2364
66	69,8	79,6	70,5	71,8	57,8	27,3	30,5	56,6	3448	2385
67	60,6	65,7	64,4	64,9	44,9	27,5	22,7	36,8	2719	2043
68	64,8	69,5	68,5	69,0	49,2	26,9	27,2	42,1	2731	2049
69	69,0	72,9	72,7	73,8	53,5	26,1	32,5	47,2	2731	2061
70	73,2	77,1	76,9	78,5	58,7	30,8	39,4	53,6	2737	2067
71	77,5	80,8	81,2	82,8	62,4	28,8	43,7	58,6	2737	2067
72	82,1	84,9	85,9	87,8	66,8	29,9	48,7	63,2	2725	2055
73	87,3	89,6	91,3	93,4	71,6	31,3	53,7	68,1	2707	2079
74	56,1	63,1	59,2	60,0	46,3	25,3	24,6	39,1	3726	2594
75	60,4	66,2	63,5	64,7	50,9	25,4	30,2	43,6	3665	2572
76	49,6	49,4	52,1	53,0	42,7	25,1	31,5	38,1	0	3061
77	48,4	48,2	50,5	51,1	42,6	25,3	31,6	39,0	0	2450
78	53,1	52,9	55,3	55,9	47,5	26,0	37,2	44,1	0	2450
79	57,9	57,7	60,1	60,8	52,2	26,3	42,0	48,8	0	2451
80	45,5	45,4	47,3	47,8	42,3	23,3	34,3	39,7	0	1959
81	47,1	47,0	48,7	49,1	42,4	23,9	30,9	40,2	0	1793
82	51,9	51,8	53,7	54,1	47,3	24,5	35,9	44,9	0	1779
83	56,5	56,3	58,5	58,9	51,9	24,8	40,9	49,6	0	1767
84	61,3	61,1	63,4	63,9	56,7	25,1	45,7	54,5	0	1767
85	66,2	65,9	68,2	68,8	61,5	25,7	50,4	59,6	0	1767
86	71,0	70,7	73,0	73,7	66,3	26,2	55,3	64,6	0	1761
87	76,0	75,5	77,9	78,6	71,1	26,9	60,4	69,5	0	1749
88	80,9	80,4	82,9	83,6	75,8	27,9	64,8	74,5	0	1749
89	49,9	49,7	52,5	53,0	43,8	25,0	35,2	40,0	0	1767
90	54,7	54,4	57,3	58,0	48,7	25,3	40,0	44,9	0	1773
91	59,5	59,2	62,3	62,9	53,4	25,4	44,7	49,8	0	1767
92	64,4	64,1	67,2	67,9	58,2	26,1	49,4	54,8	0	1767
93	69,4	69,0	72,3	73,0	63,0	26,7	53,9	59,8	0	1767

10 Anhang

MP	P _{el,LSP}	Q _{ABS}	Q _{SUP}	Q _{DES}	Q _{AUX1,}	Q _{AUX2,}	Q _{SHX1,}	Q _{SHX2,}	sig _{PWM,}	Δt _{unterkühlung,}
	[W]	[W]	[W]	[W]	NH3 [W]	NH3 [W]	PSO [W]	NH3 [W]	STH %	ABS
46	223	12392	780	-12021	-156	-502	1284	-985	63,3	0,42
47	234	12438	650	-12447	-149	-504	1522	-859	69,2	0,40
48	234	12457	611	-12418	-147	-485	1481	-919	68,7	0,39
49	245	12463	476	-12803	-144	-490	1701	-784	74,8	0,37
50	240	12362	448	-12741	-141	-468	1667	-792	75,2	0,35
51	240	12279	375	-12804	-135	-458	1731	-726	77,5	0,34
52	245	12252	287	-12900	-127	-446	1813	-673	79,9	0,33
53	207	10243	443	-10053	-85	-292	898	-675	60,4	0,38
54	207	10269	395	-10222	-86	-280	911	-646	61,4	0,36
55	207	10077	314	-10263	-81	-273	960	-580	63,0	0,35
56	207	10037	254	-10391	-72	-275	1075	-540	67,7	0,33
57	207	9954	202	-10471	-70	-262	1062	-494	68,5	0,32
58	212	9960	143	-10642	-65	-262	1118	-450	70,8	0,31
59	289	14457	960	-14174	-263	-863	2991	-1145	86,8	0,44
60	283	12135	340	-12614	-108	-465	2479	-610	98,5	0,39
61	240	12432	538	-12783	-138	-409	1376	-730	78,3	0,39
62	218	12752	680	-12947	-159	-335	656	-820	64,1	0,39
63	283	11203	368	-11338	-92	-476	2912	-667	100,0	0,41
64	283	14320	772	-14414	-191	-685	2554	-1082	84,0	0,39
65	321	13656	702	-13564	-156	-724	3657	-1115	99,9	0,41
66	245	14509	901	-14618	-222	-623	1464	-1163	68,3	0,39
67	294	11428	732	-11372	-150	-680	3319	-860	84,13	0,46
68	300	11633	665	-11783	-150	-660	3239	-821	84,33	0,44
69	311	11658	551	-12077	-144	-641	3418	-717	89,87	0,42
70	335	11885	526	-12437	-165	-626	3411	-760	43,31	0,40
71	323	11830	425	-12753	-160	-606	3358	-664	43,57	0,38
72	329	11634	343	-12719	-152	-589	3587	-610	46,82	0,36
73	335	11475	290	-12756	-156	-587	3827	-560	48,73	0,35
74	359	17187	1074	-16533	-265	-874	3390	-1543	53,52	0,46
75	387	17250	946	-16550	-242	-826	3842	-1489	60,63	0,45
76	425	10447	1223	-10696	-51	0	3573	0	99,62	0,48
77	359	8945	911	-9217	-35	0	2259	0	77,76	0,48
78	383	8923	831	-9244	-25	0	2487	0	86,56	0,46
79	392	8938	777	-9314	-22	0	2732	0	93,28	0,44
80	359	6985	505	-7183	-7	0	1497	0	94,93	0,44
81	272	7020	528	-7353	-17	0	1115	0	49,67	0,48
82	282	6974	473	-7300	-15	0	1212	0	54,04	0,46
83	288	7031	415	-7430	-8	0	1341	0	59,03	0,44
84	288	7117	369	-7583	-8	0	1430	0	61,61	0,42
85	294	7145	314	-7683	-3	0	1457	0	62,46	0,40
86	294	7197	265	-7807	1	0	1502	0	64,67	0,39
87	305	7120	213	-7802	5	0	1651	0	69,94	0,37
88	300	7215	157	-7986	7	0	1680	0	69,70	0,36
89	389	6437	454	-6635	-6	0	2732	0	85,86	0,48
90	389	6493	407	-6786	-4	0	2892	0	89,67	0,46
91	395	6501	350	-6900	-1	0	2994	0	92,80	0,44
92	383	6522	291	-7010	2	0	3005	0	92,48	0,42
93	377	6549	222	-7165	5	0	3007	0	90,91	0,40