

# Energieforschungsprogramm

## Publizierbarer Endbericht

**Programmsteuerung:**

Klima- und Energiefonds

**Programmabwicklung:**

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

31/05/2017

„DoublePump“

Neues Konzept einer thermischen  
Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser-  
Absorptionswärmepumpensysteme kleiner  
Leistung

Projektnummer: 843842

|                                    |                                                                      |
|------------------------------------|----------------------------------------------------------------------|
| Ausschreibung                      | 4. Ausschreibung e!Mission.at                                        |
| Projektstart                       | 01/05/2014                                                           |
| Projektende                        | 31/05/2017                                                           |
| Gesamtprojektdauer<br>(in Monaten) | 37 Monate                                                            |
| ProjektnehmerIn<br>(Institution)   | Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik (IWT)         |
| AnsprechpartnerIn                  | Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer                    |
| Postadresse                        | Infeldgasse 25/B, 8010 Graz                                          |
| Telefon                            | +43 316 873 7301                                                     |
| Fax                                | +43 316 873 7305                                                     |
| E-mail                             | <a href="mailto:rene.rieverer@tugraz.at">rene.rieverer@tugraz.at</a> |
| Website                            | <a href="http://www.iwt.tugraz.at">www.iwt.tugraz.at</a>             |

# “DoublePump“

Neues Konzept einer thermischen Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser  
Absorptionswärmepumpensystem kleiner Leistung

**AutorInnen:**

**Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik (IWT)**

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

Dipl.-Ing. Alexander Arnitz

**E-Sorp GmbH**

Andreas Höger, MSc

**Pink GmbH**

Christian Halmdienst

# 1 Inhaltsverzeichnis

|       |                                                                  |    |
|-------|------------------------------------------------------------------|----|
| 1     | Inhaltsverzeichnis .....                                         | 4  |
| 2     | Einleitung .....                                                 | 5  |
| 3     | Inhaltliche Darstellung .....                                    | 8  |
| 3.1   | Kälteanlagenkreislauf und Versuchstand .....                     | 8  |
| 3.2   | Funktionsbeschreibung der „DoublePump“ .....                     | 10 |
| 3.3   | Berechnungsgrundlagen .....                                      | 12 |
| 3.4   | Auslegung und Konstruktion .....                                 | 14 |
| 3.4.1 | Druckverluste der Anlage (PinkChiller) .....                     | 14 |
| 3.4.2 | Geometriedaten des realisierten Prototyps .....                  | 16 |
| 3.4.3 | Magnetventile .....                                              | 18 |
| 3.4.4 | Membran .....                                                    | 19 |
| 3.4.5 | Führungs- und Dichtringe .....                                   | 19 |
| 3.5   | Simulationsmodell .....                                          | 19 |
| 3.5.1 | Einbindung und Modellierung .....                                | 20 |
| 3.5.2 | Gültigkeitsbereich und Validierung .....                         | 21 |
| 4     | Ergebnisse und Schlussfolgerungen .....                          | 23 |
| 4.1   | Interpretation der Messergebnisse .....                          | 23 |
| 4.1.1 | Förder- und Antriebsmassenstrom .....                            | 23 |
| 4.1.2 | Kälteleistung und Effizienz .....                                | 24 |
| 4.1.3 | Absorbereffizienz .....                                          | 24 |
| 4.1.4 | Dynamisches Verhalten .....                                      | 26 |
| 4.1.5 | Anfahrvorgang .....                                              | 29 |
| 4.1.6 | Kombinierter Antrieb mit armer Lösung und Kältemitteldampf ..... | 30 |
| 4.2   | Simulationsstudie .....                                          | 31 |
| 4.3   | Regelung .....                                                   | 35 |
| 4.4   | Umsetzungsstudie .....                                           | 35 |
| 5     | Ausblick und Empfehlungen .....                                  | 38 |
| 6     | Literaturverzeichnis .....                                       | 40 |
| 7     | Kontaktdaten .....                                               | 41 |

## 2 Einleitung

Absorptionswärmepump-Anlagen können bei Antriebsenergiebereitstellung durch Wärme aus erneuerbaren Energien ein besonderes ökologisches und ökonomisches Potenzial bieten. Vor allem im kleinen Leistungsbereich werden diese Systeme jedoch nur vereinzelt eingesetzt. Um die Verbreitung derartiger Systeme weiter zu erhöhen ist es erforderlich die Wirtschaftlichkeit dieser Systeme zu verbessern. Durch den Ersatz der elektrisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe durch eine thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe kann dies, unter bestimmten Voraussetzungen, sowohl bei den Investitions- als auch bei den Betriebskosten erreicht werden.

### Aufgabenstellung:

Im vorliegenden Projekt war es das Ziel ein neues Konzept einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für Absorptionswärmepump-Anlagen kleiner Leistung (Kälteleistung < 20 kW bzw. Heizleistung < 50 kW) zu entwickeln und in einer am Markt verfügbaren Kälteanlage der Firma Pink GmbH (PinkChiller PC19) experimentell zu untersuchen.

Hauptaugenmerk lag auf Ammoniak/Wasser-Anlagen kleiner Leistung welche, im Gegensatz zu Wasser/Lithiumbromid-Absorptionswärmepump-Anlagen, von den Lösungsmittelpumpen eine kleine Fördermenge bei großem Förderhub fordern. Die dafür am Markt verfügbaren Lösungsmittelpumpen sind aufgrund des beschränkten Angebotes nur schwer an individuelle Anwendungen anzupassen, weshalb diese für viele Anwendungen zu groß und somit verhältnismäßig teuer sind. Um diese Situation zu verbessern wurden in diesem Projekt folgende Schwerpunkte an das neue Pumpkonzept gesetzt:

- Verwendung in der Kühl- und Heizanwendung
- Großer Leistungs- und Temperaturbereich
- Skalierbare Bauweise
- Verwendung von Standardkomponenten
- Höchstmögliche Effizienz des Gesamtsystems
- Einsatzorientierte Betriebsstrategie

### Schwerpunkte des Projektes:

Hauptaugenmerk ist die Reduzierung von Treibhausgasemissionen und Reduktion des Primärenergieverbrauches durch die vermehrte Nutzung erneuerbarer Energien wie sie durch solarthermische Anlagen, industrielle Abwärme oder Umgebungswärme gegeben sind. Durch den hohen Anteil am Primärenergieverbrauch von Raumheizung, Warmwasser und Klimatisierung von ca. 33% kann der Einsatz thermisch angetriebener Wärmepumpen und Kälteanlagen kleiner Leistung in Ein- und Mehrfamilienhäusern sowie Industrie und Gewerbebetrieben dabei helfen den Anteil von Gas und Öl bzw. den Stromverbrauch zu reduzieren. Durch die Konzeptentwicklung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe besteht die Möglichkeit die Nutzung der thermischen Antriebsquelle weiter zu erhöhen, was sich bei kostenloser Antriebswärme zusätzlich positiv auswirkt und zu einer weiteren Verbreitung führen kann.

Somit wurden innerhalb des Projektes folgende Themen adressiert:

- Sonstige erneuerbare Energieträger und Umwandlungstechnologien – thermisch angetriebene Wärmepumpen
- Energie Effizienz in Industrie und Gewerbe – Nutzung von Abwärme

### **Einordnung in das Programm:**

Die erhöhte Nutzung von erneuerbarer Energie durch den Einsatz von thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpen kann den Primärenergieverbrauch sowie die CO<sub>2</sub>-Emissionen reduzieren. Die Weiterentwicklung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe ist mit dem im Projekt verfolgten Konzept eine Innovation für Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepump-Anlagen. Durch die beiden Industriepartner wird deren internationale Wettbewerbsfähigkeit gestärkt und die Absorptionswärmepumpentechnologie sowohl in der österreichischen Wirtschaft als auch in der Österreichischen Forschung gefestigt. Wodurch die drei Programmziele im Rahmen dieses Projektes erreicht werden.

**Ziel 1:** Beitrag zur Erfüllung der energie-, klima- und technologiepolitischen Vorgaben der österreichischen Bundesregierung.

**Ziel 2:** Erhöhung der Leistbarkeit von nachhaltiger Energie und innovativen Energietechnologien.

**Ziel 3:** Aufbau und Absicherung der Technologieführerschaft bzw. Stärkung der internationalen Wettbewerbsfähigkeit österreichischer Unternehmen und Forschungsinstitute auf dem Gebiet innovativer Energietechnologien.

### **Verwendete Methoden:**

Zu Beginn des Projekts wurde das Optimierungspotential des aus dem Vorgängerprojekt „ThermoPump“ (FFG-Nr. 825513) vorhandenen Funktionsmusters erhoben (vgl. Zotter et al. 2013). Dazu wurde das Funktionsmuster neu aufgebaut, in einen Kälteanlagenkreislauf eingebunden und mit neuer Messtechnik die abgegebenen und aufgenommenen Leistungen sowie Temperaturen und Drücke erfasst. Im Rahmen einer Marktrecherche wurde die Marktverfügbarkeit der „kritischen“ Komponenten (Membran und Magnetventile) erhoben und neu bewertet. Darauf aufbauend wurden unterschiedliche Konstruktionsvarianten mit Simulationen des Kälteanlagenkreislaufes in der Software EES (2016) untersucht. Um das neue Funktionsmuster zu fertigen waren dynamische Simulationen der Kolbenbewegung zur Ermittlung der Auslegungsparameter erforderlich, welche zu Beginn in Matlab (2016) und später in EES (2016) durchgeführt wurden. Nach Festlegung der Geometriewerte wurde ein 3D-Modell in der Software Inventor (2016) erstellt und Fertigungszeichnungen abgeleitet. Bei der experimentellen Untersuchung im Versuchsstand lag die Erstellung eines stationären Kennfelds bei Variation der externen Temperaturen sowie der Förderleistung im Mittelpunkt. Ein in der Software EES (2016) erstelltes Simulationsmodell erreichte dabei eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten. Zusätzlich konnte aus den Messdaten eine Regelungsstrategie für einen effizienten Betrieb abgeleitet werden. Diese wurde unter Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens experimentell überprüft. Die Entwicklung einer Anfahrstrategie erfolgte experimentell am Prüfstand. Abschließend wurde die konkrete

Umsetzung in den Produkten der Projektpartner für die Kühl- und Heizanwendung hinsichtlich Wirtschaftlichkeit mittels Parameterstudien untersucht.

**Aufbau des Berichts:**

Dieser Bericht gliedert sich wie folgt:

**Kapitel 3** beschreibt die Grundlagen des Kälteanlagenkreislaufs im Versuchsstand, die Funktionsweise des thermisch angetriebenen Pumpenkonzepts, die Geometrie des realisierten Funktionsmusters, die wesentlichen Komponenten (Magnetventile, Membran, ...) und das Simulationsmodell.

**Kapitel 4** beschreibt Ergebnisse aus den stationären Messungen des dynamischen Verhaltens und zum Anfahrvorgang. Das Potential des Pumpenkonzepts wird mittels Simulationsstudie analysiert und es wird kurz auf die Regelung eingegangen. Abschließend wird ein Teil der Umsetzungsstudie vorgestellt.

In **Kapitel 5** werden die wesentlichen Ergebnisse zusammengefasst, auf Potential und Risiken hingewiesen.

### 3 Inhaltliche Darstellung

In den Kapiteln 3.1, 3.2 und 3.3 werden der Kälteanlagenkreislauf mit integrierter „DoublePump“, die Funktionsweise der „DoublePump“ anhand schematischer Darstellungen und exemplarischen Messwerten der Drücke über einem Kolbenhub sowie einfache Berechnungsgrundlagen zur Ermittlung der Massenströme, Konzentrationen, Leistungen und Effizienz beschrieben. Der Inhalt dieser Kapitel basiert im Wesentlichen auf einem Konferenzbeitrag bei der DKV-Tagung in Kassel (Arnitz et al., 2016). In Kapitel 3.4 werden die Geometriedaten des realisierten Funktionsmusters sowie die verwendeten Komponenten (Magnetventile, Membran, Dicht- und Führungsringe) beschrieben. Abschließend wird in Kapitel 3.5 das Simulationsmodell des Absorptionskreislaufs vorgestellt.

#### 3.1 Kälteanlagenkreislauf und Versuchstand

Als Referenzanlage wurde eine Kälteanlage der Fa. Pink GmbH (PinkChiller PC19) verwendet. Es handelt sich dabei um eine einstufige Absorptionskälteanlage mit Lösungsmittelwärmeübertrager und einer Nennkälteleistung von ca. 20 kW (vgl. Abbildung 3-1).



Abbildung 3-1: Foto der Kälteanlage (PinkChiller PC19) mit „DoublePump“ (links) und Detailfoto der „DoublePump“ (rechts)

Diese Kälteanlage verwendet eine als Membranpumpe ausgeführte elektrische Lösungsmittelpumpe die mittels Frequenzumrichter gesteuert wird und einen maximalen Fördermassenstrom von ca. 600 kg/h erreicht. Absorber und Verdampfer sind als Berieselungswärmeübertrager in Fallfilmbauweise

ausgeführt und Kondensator, Generator und Lösungsmittelwärmeübertrager als Plattenwärmeübertrager. Die hydraulische Anbindung der Absorptionskälteanlage erlaubt die Verwendung von Heißwasser bis zu einer maximalen Temperatur von 95 °C. Absorber und Kondensator werden parallel mit Kühlwasser versorgt, wobei die Aufteilung der Volumenströme über ein Strangregulierungsventil eingestellt und die Stellung im Betrieb konstant gehalten wird. Im Kaltwasserstrang des Versuchsaufbaus ergibt sich die minimal mögliche Temperatur durch den Gefrierpunkt des Wassers.

Abbildung 3-2 zeigt die Einbindung der thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe in den Absorptionskreislauf. Die reiche Lösung wird, wie bei der elektrisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe, aus dem Lösungsmittelsammelbehälter nach dem Absorber (SAC) auf Niederdruckniveau angesaugt ( $r_{so,p,in}$ ) und zum Lösungsmittelwärmeübertrager (SHX) auf Hochdruckniveau ( $r_{so,p,out}$ ) gefördert. Der für den Antrieb der thermisch angetriebenen Pumpe benötigte Kältemitteldampfmassestrom wird gemeinsam mit dem Kältemitteldampfmassestrom des Kältekreislaufs aus dem Abscheider nach dem Generator (SEP) entnommen, aufgeteilt und auf Hochdruckniveau der Pumpe zugeführt ( $ref,p,in$ ). Der Kältemitteldampf verlässt die Pumpe auf Niederdruckniveau ( $ref,p,out$ ), wird mit der armen Lösung gemischt und in den Absorber geführt.

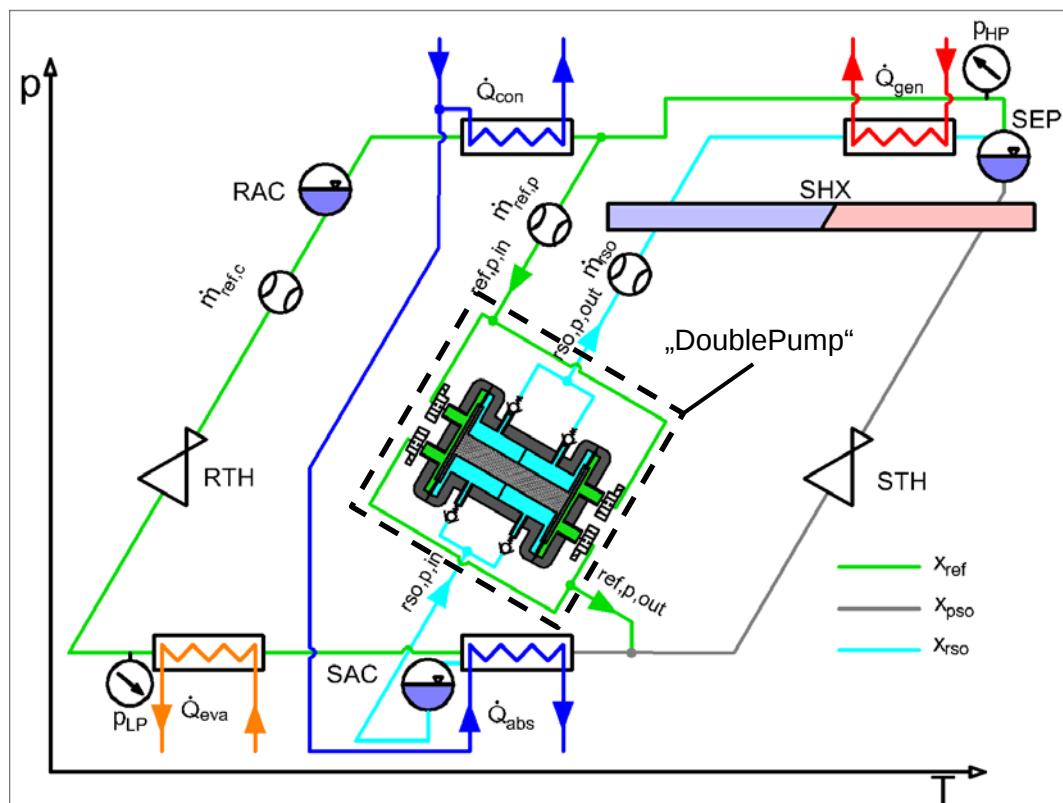


Abbildung 3-2: Schematische Darstellung der Einbindung der „DoublePump“ in den Absorptionskreislauf mit Bezeichnungen einzelner Komponenten Arnitz et al. (2016)

Die Massenstrommessung der reichen Lösung ( $\dot{m}_{rso}$ ) erfolgt auf der Hochdruckseite nach Austritt aus der Pumpe, das flüssige Kältemittel im Kältemittelkreis ( $\dot{m}_{ref,c}$ ) wird zwischen Kältemittelsammelbehälter (RAC) und Eintritt in die Kältemitteldrossel (RTH) erfasst und der Kältemitteldampf zum Antrieb der Pumpe ( $\dot{m}_{ref,p}$ ) wird auf der Hochdruckseite vor Eintritt in die Pumpe gemessen. Der Hochdruck ( $p_{HP}$ ) wird am Austritt aus dem SEP und der Niederdruck ( $p_{LP}$ ) am Eintritt in den Verdampfer gemessen. Zur

Analyse der Pumpbewegung wurden die Drücke in den einzelnen Kammern der Pumpe messtechnisch erfasst. Temperaturmessstellen wurden vor und nach jeder Komponente vorgesehen. Die Leistungen  $\dot{Q}_{eva}$ ,  $\dot{Q}_{gen}$ ,  $\dot{Q}_{con}$ ,  $\dot{Q}_{abs}$  (vgl. Abbildung 3-2) wurden durch Messung von Volumenstrom, Ein- und Austrittstemperatur an den jeweiligen Wärmeübertragern in den externen Kreisen erfasst.

### 3.2 Funktionsbeschreibung der „DoublePump“

Bei der ausgeführten Pumpe handelt es sich um eine Doppelhub-Membrankolbenpumpe, wobei Doppelhub bedeutet, dass bei jedem Hub ein Ausschieben bzw. Ansaugen des Fördermediums erfolgt. Zum Antrieb der Pumpe wird im Generator erzeugter Kältemitteldampf verwendet.

Der Aufbau der Pumpe ist schematisch in Abbildung 3-3 dargestellt. Sie besteht aus vier gegeneinander abgedichteten Kammern wobei die beiden inneren Kammern (2, 3) zur Förderung der reichen Lösung und die beiden äußeren Kammern (1, 4) zum Antrieb des Kolbens mit Kältemitteldampf (bzw. armer Lösung, siehe Kapitel 4.1.6) beaufschlagt werden. Die Steuerung der Kältemitteldampfbeaufschlagung erfolgt mit vier Magnetventilen ( $SV_{HP1}$ ,  $SV_{LP1}$ ,  $SV_{HP2}$ ,  $SV_{LP2}$ ) welche an den äußeren Kammern (1, 4) angebracht sind. Um Rückströmen der reichen Lösung von der Hoch- zur Niederdruckseite zu verhindern sind an den inneren Kammern (2, 3) vier Rückschlagventile ( $CV_{HP1}$ ,  $CV_{LP1}$ ,  $CV_{HP2}$ ,  $CV_{LP2}$ ) angebracht. Die Kolbengeometrie wird so ausgelegt, um den Massenstrom der in der Absorptionskälteanlage üblicherweise verwendeten elektrisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe zu erreichen und die, in der zur Verfügung stehenden Anlage, anfallenden Druckverluste zu überwinden.

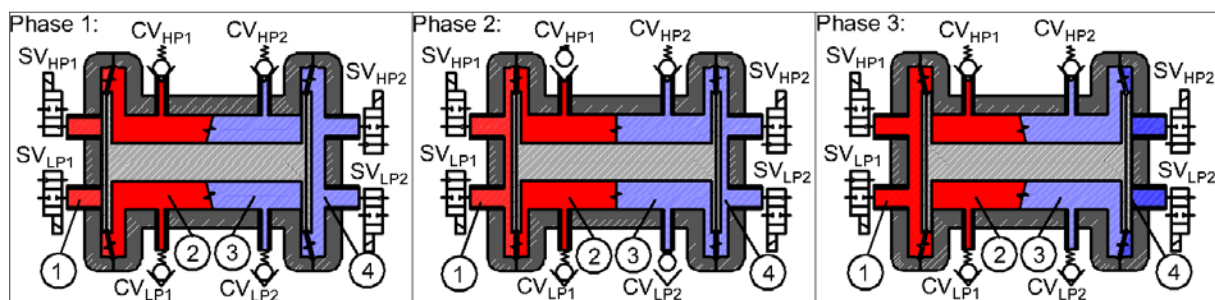


Abbildung 3-3: Funktionsprinzip der „DoublePump“ (Arnitz et al., 2016)

Die Kolbenbewegung nach rechts kann in drei Phasen eingeteilt werden und wird basierend auf der in Abbildung 3-3 dargestellten Bildfolge und den in Abbildung 3-4 dargestellten Messverläufen (für die Drücke in den vier Kammern ( $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ ,  $p_4$ ) und die beiden Massenströme durch die Pumpe ( $\dot{m}_{ref,p}$ ,  $\dot{m}_{rso}$ , vgl. Abbildung 3-2) erklärt. Zur besseren Veranschaulichung sind in Abbildung 3-3 die mit Hochdruck beaufschlagten Kammern (1, 2) rot und die mit Niederdruck beaufschlagten Kammern (3, 4) blau gefärbt.

Vor Beginn von Phase 1 sind alle Magnetventile geschlossen. Phase 1 beginnt durch das Öffnen von  $SV_{HP1}$  und es strömt Kältemitteldampf in die Kammer 1 ein bis  $p_1$  das Hochdruckniveau erreicht hat. Gleichzeitig öffnet  $SV_{LP2}$  und es strömt Kältemitteldampf aus Kammer 4 bis sich  $p_4$  auf

Niederdruckniveau befindet. Die Drücke in den Kammern 2 und 3 werden von den äußeren Kammern (1 bzw. 4) aufgeprägt und sind aufgrund der ausgeführten Kolbengeometrie in der Lage das Hochdruckniveau zu überschreiten bzw. das Niederdruckniveau zu unterschreiten.

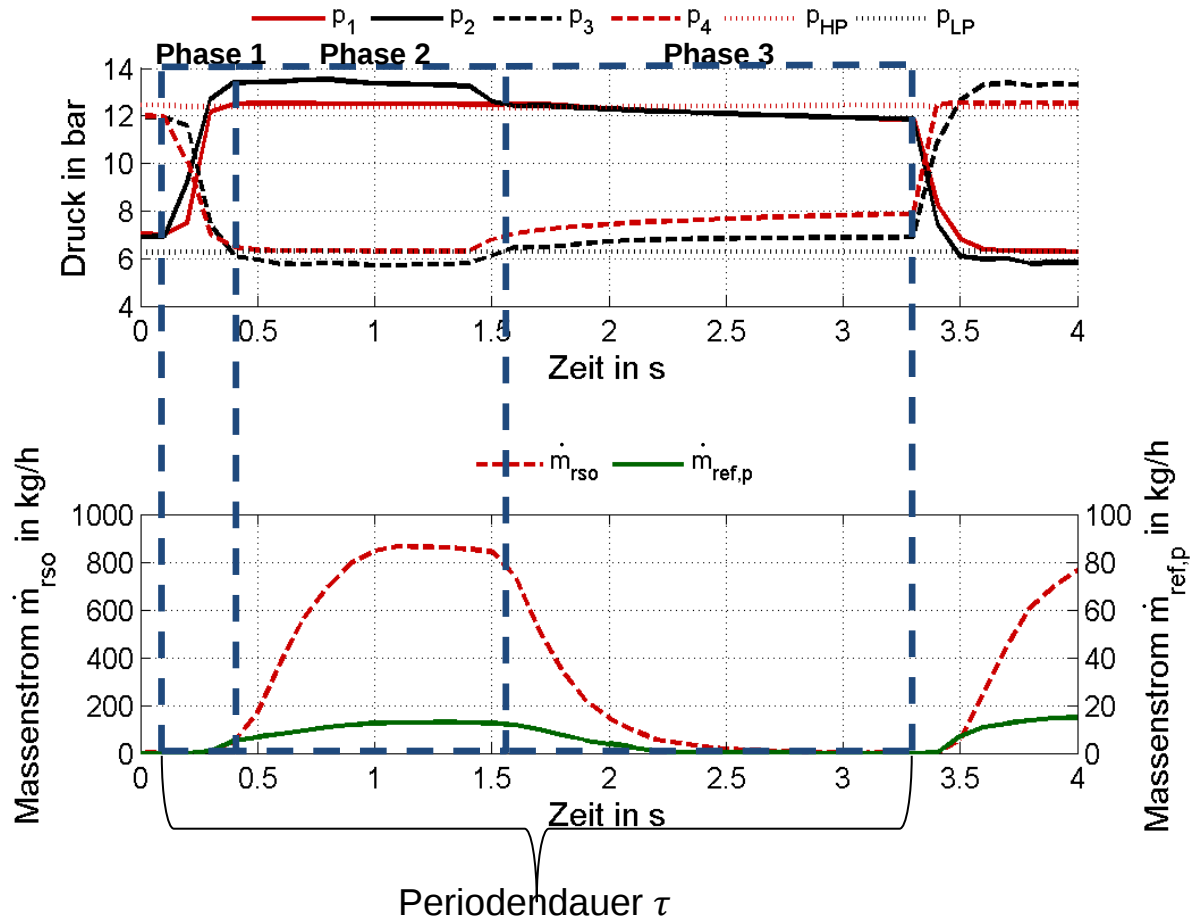


Abbildung 3-4: Gemessene Druckverläufe in den vier Pumpenkammern sowie Hoch- und Niederdruck in der Anlage (oben) und gemessene Massenströme durch die Pumpe (unten) bei einer Kolbenbewegung nach rechts (Arnitz et al., 2016)

Phase 2 beginnt erst, wenn der Druck in Kammer 2 das Hochdruckniveau in einem Ausmaß überschritten und der Druck in Kammer 3 das Niederdruckniveau in einem Ausmaß unterschritten hat, sodass die Rückschlagventile ( $CV_{HP1}$  und  $CV_{LP2}$ ) öffnen. Nur wenn beide Bedingungen erfüllt sind erfolgt die Förderung von reicher Lösung aus Kammer 2 durch das Rückschlagventil  $CV_{HP1}$  auf Hochdruckniveau und das Ansaugen von reicher Lösung in Kammer 3 durch das Rückschlagventil  $CV_{LP2}$  von Niederdruckniveau. Die Kolbenbewegung wird dabei von den geschwindigkeitsabhängigen Druckverlusten der gesamten Anlage begrenzt. Während dieser Bewegung strömt weiterhin Kältemitteldampf in Kammer 1 um das Hochdruckniveau zu halten und Kältemitteldampf aus Kammer 4 um das Niederdruckniveau zu halten. Mit dem Anschlag des Kolbens am rechten Gehäusedeckel gleichen sich die Drücke in den Kammern 1 und 2 an, der zeitliche Massenstromverlauf der reichen Lösung weist einen Knick auf und das Ende der Kolbenbewegung bzw. das Ende von Phase 2 ist erreicht.

Phase 3 beschreibt die Standzeit die benötigt wird, um die Menge des geförderten Massenstroms an den jeweiligen Bedarf anzupassen. Vor dem Ende von Phase 3 werden die Magnetventile  $SV_{HP1}$  und  $SV_{LP2}$  geschlossen um sicherzustellen, dass nicht Hoch- und Niederdruckventil einer Kammer gleichzeitig geöffnet sind und Kältemitteldampf direkt von der Hoch- zur Niederdruckseite strömen kann. Phase 3 endet durch Öffnen der Ventile  $SV_{HP2}$  und  $SV_{LP1}$  und die Kolbenbewegung nach links beginnt.

### 3.3 Berechnungsgrundlagen

Für die weiteren Ausführungen werden die Konzentrationen der armen Lösung ( $x_{pso}$ ) und des Kältemitteldampfes ( $x_{ref}$ ), mit den in EES (2016) verfügbaren Stoffdaten für Ammoniak/Wasser-Gemische, aus der Druck- und Temperaturmessung am Separator (SEP) (vgl. Abbildung 3-2) ermittelt. Die Konzentration der reichen Lösung ( $x_{rso}$ ) kann dann mit den gemessenen Massenströmen ( $\dot{m}_{ref}$ ,  $\dot{m}_{rso}$ ) aus den Massenbilanzen am SEP berechnet werden.

Die Periodendauer  $\tau$  beschreibt die Dauer von einem Förderhub zum nächsten und kann aus den vorgegebenen Schaltzeiten der Magnetventile berechnet werden. Die Periodendauer wird auch durch die Gesamtdauer der 3 Phasen beschrieben und ist somit in Abbildung 3-4 ersichtlich. Der geförderte Massenstrom an reicher Lösung wird durch die Schaltzeiten der Magnetventile gesteuert und bei Verwendung der Periodendauer  $\tau$ , der Dichte der reichen Lösung auf der Saugseite  $\rho_{rso,p,in}$  und dem verdrängten Volumen  $V_{rso}$  mit Glg. 3-1  $\dot{m}_{rso} = \rho_{rso,p,in} \cdot V_{rso} / \tau$  berechnet.

$$\dot{m}_{rso} = \rho_{rso,p,in} \cdot V_{rso} / \tau \quad \text{Glg. 3-1}$$

Bei der Berechnung des Antriebskältemitteldampfmassenstroms ( $\dot{m}_{ref,p}$ ) treten zusätzliche Einflüsse auf welche in Glg. 3-2 berücksichtigt sind. Die verwendeten Magnetventile weisen eine von der Druckdifferenz abhängige Leckage auf. Diese wurde aus den Messdaten ermittelt und wird durch einen aus Messdaten ermittelten linearen Term ( $f(\Delta p)$ ) beschrieben. Während eines Förderhubes finden Wärmetransportvorgänge statt, die zu einem teilweisen auskondensieren von Kältemitteldampf führen. Dies ist bei der Berechnung der Dampfdichte ( $\rho_{ref,p}$ ) zum Ende des Förderhubes bzw. zum Ende von Phase 3 zu berücksichtigen. Bei einer ideal ausgeführten Konstruktion ist das minimale Volumen der Kältemitteldampfkammern gleich Null, in einer realen Konstruktion ist jedoch zusätzliches Volumen in den Kältemitteldampfkammern vorhanden (z.B.: Anschlussleitung der Magnetventile). Dieses Volumen muss ebenfalls mit Kältemitteldampf befüllt werden bis sich die Kammer auf Hochdruck befindet. Das Volumen ( $V_{ref,p,max}$ ) beschreibt dabei das maximale Volumen einer Antriebskältemitteldampfkammer (vgl. Abbildung 3-3, Phase 3, Kammer 1) und das Volumen ( $V_{ref,p,min}$ ) das minimale Volumen (vgl. Abbildung 3-3, Phase 3, Kammer 4). Um die, während einer Hubbewegung, eingeströmte Masse an Kältemitteldampf zu berechnen wird daher von der gesamten Masse in der Kammer, berechnet aus der Dampfdichte zum Ende des Förderhubes ( $\rho_{ref,p}$ ) und dem maximalen Volumen der Kammer ( $V_{ref,p,max}$ ), die zu Beginn in der Kammer vorhandene Masse, berechnet aus der Dichte ( $\rho_{ref,p,out}$ ), die sich aus dem

Niederdruck und der Temperatur am Austritt aus der Pumpe ergibt und dem minimalen Volumen ( $V_{ref,p,min}$ ), abgezogen. Bei den bisherigen Betrachtungen wurde davon ausgegangen, dass die Kältemittelkonzentration während der Kolbenbewegung konstant ist. Durch die konstruktive Gestaltung kommt es aber dazu, dass die Volumenanteile von Kondensat und Dampf in den Kammern (1, 4) während der Kolbenbewegung schwanken. Dies führt zu einer geringfügigen Änderung der Konzentration, der Einfluss auf den Verbrauch an Kältemitteldampf ist jedoch zu vernachlässigen und ist daher in Glg. 3-2 nicht berücksichtigt.

$$\dot{m}_{ref,p} = (\rho_{ref,p} \cdot V_{ref,p,max} - \rho_{ref,p,out} \cdot V_{ref,p,min} + f(\Delta p)) / \tau \quad \text{Glg. 3-2}$$

Der Antriebskältemitteldampfmassenstrom ist, wie in Glg. 3-2 dargestellt, von der Dichte des Dampfes ( $\rho_{ref,p}$ ) abhängig und wird durch den Anteil an kondensiertem Kältemitteldampf beeinflusst. Die Wärmeverluste, welche zur Kondensation führen, treten in der Kältemitteldampfröhreleitung und in der Kältemitteldampfkammer auf. Wobei der größere Teil der Wärmeverluste in der Kältemitteldampfkammer über das Pumpengehäuse an die Umgebung und der restliche Teil über den Kolben und die Membran an die reiche Lösung abgegeben wird.

Der gesamte im Generator erzeugte Kältemitteldampf  $\dot{m}_{ref}$  wird zwischen Pumpe  $\dot{m}_{ref,p}$  und Kältemittelkreis  $\dot{m}_{ref,c}$  nach Glg. 3-3 aufgeteilt. Aus den Massenbilanzen am SEP ergibt sich das in Glg. 3-4 dargestellte Verhältnis zwischen reicher Lösung  $\dot{m}_{rso}$  und erzeugtem Kältemitteldampf  $\dot{m}_{ref}$ , das auch als spezifischer Lösungsumlauf bezeichnet wird, und die Beziehung zu den Konzentrationen ( $x_{ref}$ ,  $x_{rso}$ ,  $x_{pso}$ ) herstellt. Die im Nenner von Glg. 3-4 stehende Differenz aus der Konzentration von reicher und armer Lösung wird als Entgasungsbreite bezeichnet und ist maßgeblich für den erzeugten Kältemitteldampfmassenstrom.

$$\dot{m}_{ref} = \dot{m}_{ref,c} + \dot{m}_{ref,p} \quad \text{Glg. 3-3}$$

$$\dot{m}_{rso} / \dot{m}_{ref} = (x_{ref} - x_{pso}) / (x_{rso} - x_{pso}) \quad \text{Glg. 3-4}$$

Die Gleichung zur Berechnung der Kälteleistung ist in Glg. 3-5 dargestellt und ist vom Massenstrom durch den Verdampfer  $\dot{m}_{ref,c}$  und der Enthalpiedifferenz zwischen Verdampferaustritt  $h_{eva,out}$  und Verdampfereintritt  $h_{eva,in}$  abhängig. Die Effizienz wird mit der Leistungszahl  $COP_C$  nach Glg. 3-6 beschrieben.

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{ref,c} \cdot (h_{eva,out} - h_{eva,in}) \quad \text{Glg. 3-5}$$

$$COP_C = \dot{Q}_{eva} / \dot{Q}_{gen} \quad \text{Glg. 3-6}$$

### 3.4 Auslegung und Konstruktion

Im Rahmen der Auslegung und Konstruktion werden in Kapitel 3.4.1 die zu überwindenden Druckverluste der Anlage welche zur Festlegung der in Kapitel 3.4.2 dargestellten Geometriedaten des realisierten Funktionsmusters geführt haben analysiert. Die Geometriedaten sind zum Erreichen des gewünschten Fördermassenstroms festzulegen. Die Kapitel 3.4.3, 3.4.4 und 3.4.5 beschreiben die kritischen Komponenten in einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe. Das sind die Magnetventile, Membran und Führungs- und Dichtringe.

#### 3.4.1 Druckverluste der Anlage (PinkChiller)

Ausgangspunkt zur Bestimmung der Pumpengeometrie ist neben dem erforderlichen Massenstrom und dem Hoch- und Niederdruck der zu überwindende Druckverlust. Abbildung 3-5 und Abbildung 3-6 zeigen die berechneten Druckverluste des Lösungskreislaufs auf der Nieder- und Hochdruckseite des PinkChillers im Betrieb mit der „DoublePump“.

Da die Kolbengeschwindigkeit von den Drücken beeinflusst wird und eine Anpassung des Massenstromes durch eine Standzeit umgesetzt wird, werden die gemessenen Maximalwerte der Druckverluste im Betrieb mit der „DoublePump“ dem maximalen Massenstrom während eines Förderhubes zugeordnet. Der maximale Massenstrom beträgt dabei in etwa 900 kg/h (vgl. Abbildung 3-4) die gemessenen Druckverluste bei diesem Massenstrom betragen ca. 0,8 bar auf der Hochdruckseite und 0,4 bar auf der Niederdruckseite.

Basierend auf diesen Messdaten wurden die einzelnen Anlagenteile (Wärmetauscher  $\Delta p_{HX}$ , Rohre  $\Delta p_{pipe}$ , geodätische Höhe  $\Delta p_{geodetic}$ , Coriolis Massenstrommessung  $\Delta p_{coriolis}$ , innere Pumpenverluste  $\Delta p_{internal}$ , Armaturen/Umlenkungen  $\Delta p_{armatures}$ ) des PinkChillers mittels einfacher physikalischer Modelle analysiert. Der Druckverlust setzt sich dabei aus einem konstanten und einem variablen, von der Strömungsgeschwindigkeit abhängigen Teil zusammen. Der konstante Anteil beinhaltet die zu überwindende geodätische Höhendifferenz und die Aktivierungsenergie der Rückschlagventile.

Abbildung 3-5 zeigt die Druckverluste des Lösungskreislaufs auf der Hochdruckseite. Die wesentlichen geschwindigkeitsabhängigen Druckverluste werden von drei Plattenwärmetauschern ( $\Delta p_{HX}$ ) und den Rohrleitungen ( $\Delta p_{pipe}$ ) verursacht. Die geodätische Höhendifferenz die überwunden werden muss beträgt ca. 90 cm.

Die Druckverluste des Lösungsumlaufs auf der Niederdruckseite (vgl. Abbildung 3-6) werden wie auf der Hochdruckseite zum größten Teil vom Wärmetauscher und den Rohrleitungen beeinflusst. Die Druckverluste in den Rohrleitungen sind trotz kürzerer Gesamtlänge aufgrund eines Teilstücks mit kleinerem Durchmesser in etwa gleich hoch wie auf der Hochdruckseite. Der Druckverlust im Absorber (Rohrbündelwärmetauscher in Fallfilmbauweise) wurde aufgrund der unvollständigen Kenntnis über die Strömungssituation (Dampf- und Flüssiganteil, Gleich- und Gegenstromanteil) aus dem gemessenen Gesamtdruckverlust abzüglich der berechneten Anteile für Verrohrung, Armaturen, geodätischer Höhe

und Internen Verluste berechnet. Die auf diese Weise berechneten Druckverluste im Absorber sind in etwa gleich hoch wie die Druckverluste eines Plattenwärmetauschers auf der Hochdruckseite. Durch den Einfluss des Dampfanteils ist dies trotz der größeren Querschnittsfläche plausibel.

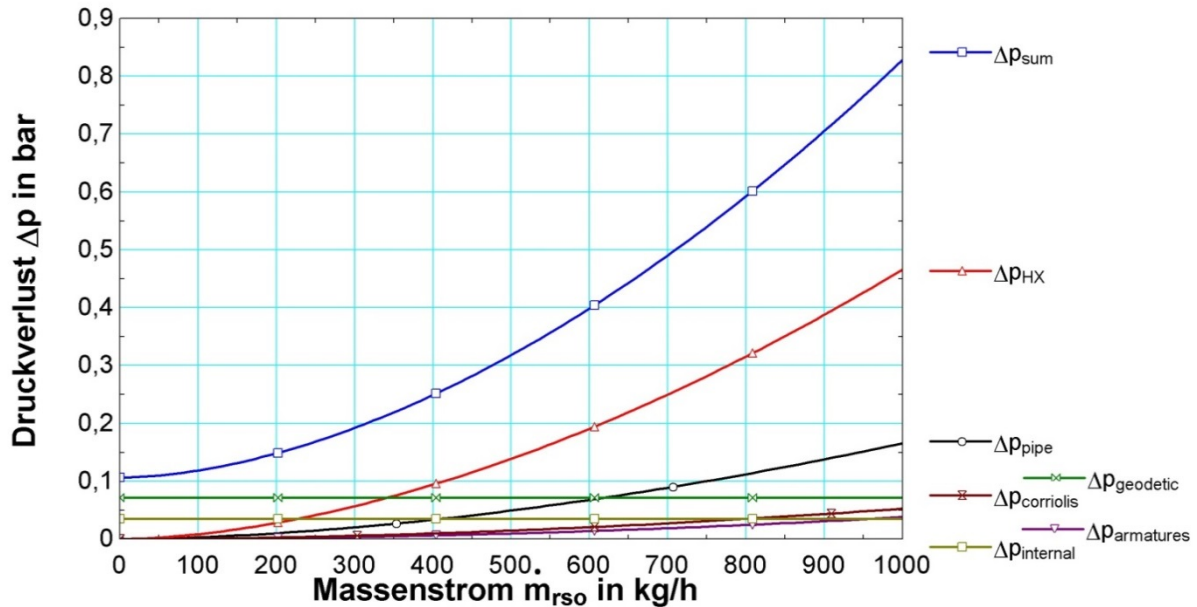


Abbildung 3-5: Druckverluste im Lösungskreislauf auf der Hochdruckseite des PinkChillers im Betrieb mit der „DoublePump“

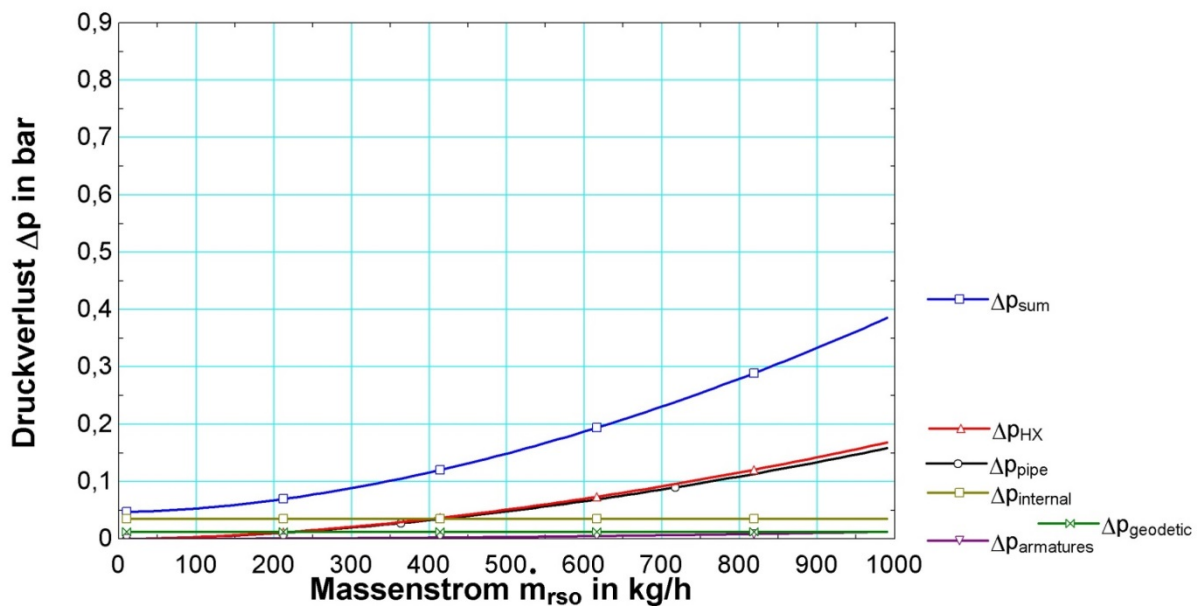


Abbildung 3-6: Druckverluste im Lösungskreislauf auf der Niederdruckseite des PinkChillers im Betrieb mit der „DoublePump“

### 3.4.2 Geometriedaten des realisierten Prototyps

Die Auslegung des realisierten Prototyps erfolgte auf einen Fördermassenstrom von 600 kg/h. Da der vorherrschende Hoch- und Niederdruck über die Bewegungsgleichung die Kolbengeschwindigkeit beeinflusst, muss die Kolbengeometrie zusätzlich zum Fördermassenstrom und den Druckverlusten auf den Hoch- und Niederdruck abgestimmt werden. Die minimale Druckdifferenz, bei der der Fördermassenstrom erreicht werden muss, wird auf 6 bar Niederdruck und 10 bar Hochdruck festgelegt.

Abbildung 3-7 zeigt das realisierte Funktionsmuster der „DoublePump“ mit den Hauptabmessungen und den 2/2-Wege Magnetventilen zur Steuerung der Dampfbeaufschlagung. Die reiche Lösung wird über die unteren beiden Rückschlagventile angesaugt und über die oberen beiden Rückschlagventile ausgeschoben. Die oberen Kugelhähne werden zur Entlüftung der beiden Förderkammern verwendet.

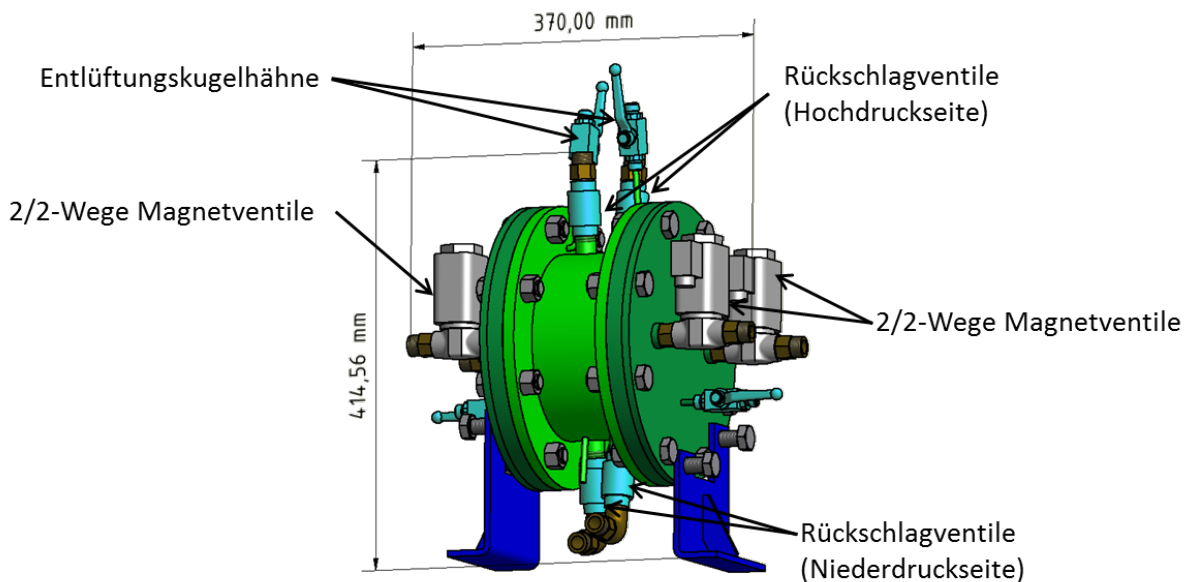


Abbildung 3-7: „DoublePump“ mit den Hauptabmessungen (Zauner, 2016)

Tabelle 3-1 listet die wichtigsten Geometriedaten der „DoublePump“ zur Festlegung des Fördermassenstromes, die einzelnen Werte sind in Abbildung 3-8 eingezeichnet. Das Flächenverhältnis setzt die Kolbendeckelfläche der Antriebskammern mit der Kolbendeckelfläche der Förderkammer ins Verhältnis. Je höher dieser Wert gewählt wird desto höher ist die mögliche Kolbengeschwindigkeit, der Antriebskältemitteldampfbedarf je kg geförderter Lösung steigt dabei jedoch was die Effizienz reduziert. Das verdrängte Volumen während eines Hubes ergibt sich aus dem Vergleichskolbendurchmesser der großen Membran  $d_{vk}$  (vgl. Zauner, 2016) und dem Hub. Diese beiden Werte stehen über die maximal mögliche Verformung der Membran in Zusammenhang und können nicht unabhängig voneinander gewählt werden. Um diesen Zusammenhang genauer zu analysieren wurden Vorversuche durchgeführt in denen die notwendige Kraft zur Verformung einer Membran über der Auslenkung aufgezeichnet wurde, basierend auf diesen Ergebnissen wurde ein Hub bei geringer Verformungskraft gewählt. Vetter (1990) nennt bei dem gewählten Vergleichskolbendurchmesser einen maximal möglichen Hub von ca. 30 mm und ist demnach doppelt so hoch als beim realisierten Funktionsmuster, was auf Verbesserungspotential hinweist.

| Größe           | Wert |
|-----------------|------|
| $A_{ratio}$     | 1,22 |
| $d_{vk}$ in mm  | 190  |
| $d_{ks}$ in mm  | 81   |
| $l_{hub}$ in mm | 14,5 |

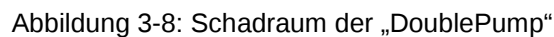


Tabelle 3-2: Zusammensetzung des Schadraumvolumens „DoublePump“

|                        | Volumen in ml | Anteil in % |
|------------------------|---------------|-------------|
| $V_{ref,max}$          | 487,1         | 100         |
| $V_{MV,innen}$         | 6             | 1,2         |
| $V_{MV,Holländer}$     | 30,6          | 6,3         |
| $V_{MV,Gehäusedeckel}$ | 6,8           | 1,4         |
| $V_{MV,Anschlag}$      | 4             | 0,8         |
| $V_{Verteil}$          | 8,6           | 1,8         |
| $V_{Weg}$              | 6,2           | 1,3         |
| $V_{Druck}$            | 12,9          | 2,6         |

In Tabelle 3-3 ist das durch den Kolben verdrängte Volumen der inneren Kammern (vgl. Abbildung 3-8) angeführt, die Kolbenstange nimmt einen Anteil von 22,1% ein. Anhand der in Kapitel 4.1 analysierten Messergebnisse zeigt sich, dass der Prototyp für den PinkChiller etwas überdimensioniert ist. Dies ergab sich zum einen aus einem Sicherheitsaufschlag bei den Druckverlusten gemeinsam mit der etwas zu klein gewählten minimalen Druckdifferenz. Der Anteil des Kolbenvolumens am Pumpvolumen kann für die Verwendung im PinkChiller noch geringfügig reduziert werden.

Tabelle 3-3: Anteil des Kolbens am Pumpvolumen „DoublePump“

|            | Volumen in ml | Anteil in % |
|------------|---------------|-------------|
| $V_{rso}$  | 337,3         | 100         |
| $V_{Kolb}$ | 74,7          | 22,1        |

### 3.4.3 Magnetventile

Die Magnetventile steuern die Dampfbeaufschlagung des Kolbens mit Antriebskältemitteldampf und sind für die korrekte Funktion der „DoublePump“ essentiell. Für einen bestmöglichen Betrieb sind folgende Eigenschaften wünschenswert:

- Dichtes Schließen
- Hohe Schaltspielzahl
- Hoher Durchflusswert (kv-Wert)

Als Ergebnis einer durchgeführten Marktrecherche standen zwei Magnetventile in der engeren Auswahl. 2/2-Wege zwangsgesteuerte Hubankermagnetventile mit einem kv-Wert von 2,2 m<sup>3</sup>/h und 3/2-Wege direktgesteuerte Koaxialventile mit einem kv-Wert von 4,3 m<sup>3</sup>/h. Der erforderliche Durchfluss wird mit beiden Ventilen erreicht. Wobei im allgemeinen festgehalten werden kann, dass Koaxialventile auch mit hohen kv-Werten aufgrund der Bauform direktgesteuert (d.h. nur durch die Magnetkraft) schalten können, Hubankerventile sind für den erforderlichen Durchfluss nur als zwangsgesteuerte (d.h. zusätzlich zur Magnetkraft wird die Druckdifferenz zum Öffnen des Ventils benötigt) Variante erhältlich.

Hinsichtlich eines dichten Schließens ist bei beiden Ventilen anzuführen, dass bei den 2/2-Wege Hubankerventilen, aufgrund der beim Schließvorgang fehlenden Druckdifferenz über dem Ventil ein Leckagevolumenstrom auftritt. Eine ähnliche Leckage tritt auch bei der Verwendung von 3/2-Wege Ventilen auf, wobei hier die Leckage aufgrund eines Kurzschlusses beim Schließen entsteht und nicht durch die von der Anwendung gegebenen Druckverläufe während des Schaltens der Magnetventile.

Schlussendlich fiel die Entscheidung auf die Hubankerventile da diese günstiger und die angeführte erreichbare Schaltspielzahl höher ist.

Um die Leckage bei der Verwendung von Hubankerventilen zu vermeiden, sollten Ventile des Typs „normally open“ verwendet werden, da der Schließvorgang bei diesem Ventiltyp nicht durch die Federkraft sondern durch die Magnetkraft verursacht wird, welche meist größer ist. Leider wurde im

Rahmen des Projektes kein Ventil dieses Typs mit einem ausreichenden kv-Wert gefunden, daher wurde ein Ventil vom Typ „normally closed“ verwendet.

### 3.4.4 Membran

Die Membran wird zur Abdichtung der äußeren Kammern verwendet und muss der Druckdifferenz zwischen Antriebs- und Förderkammern standhalten. Die Druckdifferenz zwischen diesen Kammern resultiert aus der Kräftebilanz am Kolben. Des Weiteren tritt, aufgrund der unterschiedlichen Temperaturen von Antriebskältemitteldampf und reicher Lösung, ein Wärmeaustausch über die Membranfläche auf, der möglichst klein zu halten ist. Die Befestigung der Membran erfolgt über Klemmflächen die mittels Schraubverbindungen fixiert werden und eine ausreichende Flächenpressung zur Abdichtung der beiden Kammern gewährleisten müssen. Dies ist in der Konstruktion und Auslegung der Schraubverbindungen zu berücksichtigen.

Im realisierten Funktionsmuster wurde eine PTFE-Membran verwendet. Grund hierfür war die Verfügbarkeit und der Preis im Vergleich zur Alternative (EPDM-Membran mit PA-66 Gewebeeinlage) wie sie im Projekt „ThermoPump“ verwendet wurde. Weitere, jedoch kostspielige Alternativen, sind auf die Anwendung abgestimmte Spezialmembranen.

### 3.4.5 Führungs- und Dichtringe

Die Führungs- und Dichtringe werden zur Abdichtung der beiden inneren Kammern zueinander verwendet. Zwischen den inneren Kammern herrschen deutlich höhere Druckdifferenzen (Differenz zwischen Hoch- und Niederdruck) als zwischen einer äußeren und inneren Kammer, weshalb hier eine Alternative zur Verwendung einer kleinen Membran verwendet wurde.

Führungs- und Dichtringe sind Standardkomponenten aus der Hydraulikanwendung und werden für Medien mit hoher Schmierwirkung verwendet. Die Verwendung dieser Komponenten mit Ammoniak, einem Medium mit äußerst geringer Viskosität, stellte dabei ein gewisses Risiko dar. Die Führungsringe und der Dichtring bestanden dabei aus einer PTFE/Glas/MoS<sub>2</sub> Mischung wobei beim Dichtring zusätzlich ein O-Ring aus EPDM erforderlich ist um die Anpresskraft und somit die Wirkung des Dichtringes zu erhöhen.

Dicht- und Führungsring eignen sich für die Verwendung in der „DoublePump“ wobei zur Herstellung der erforderlichen Härte und Formtoleranzen der Gegenauflfläche ein erhöhter Fertigungsaufwand entsteht.

## 3.5 Simulationsmodell

Für die Kälteanlage ist ein detailliertes thermodynamisches Modell in EES (2016) erstellt worden. Dieses Modell wird in diesem Kapitel hinsichtlich der Modellierung beschrieben. Im Kapitel 4.2 wird dieses

Modell zur Durchführung von Parametervariationen verwendet, um den Einfluss einzelner Effekte (Absorberunterkühlung, Leckage der Magnetventile, Kondensationsproblematik,...) zu analysieren.

### 3.5.1 Einbindung und Modellierung

Abbildung 3-9 zeigt den Kälteanlagenkreislauf mit der Einbindung der „DoublePump“. Der Kreislauf ist gleich aufgebaut wie bereits in Kapitel 3.1 beschrieben. In Abbildung 4-2 sind zusätzlich die 15 Zustandspunkte, welche zur Beschreibung des Kreislaufes verwendet werden, dargestellt.

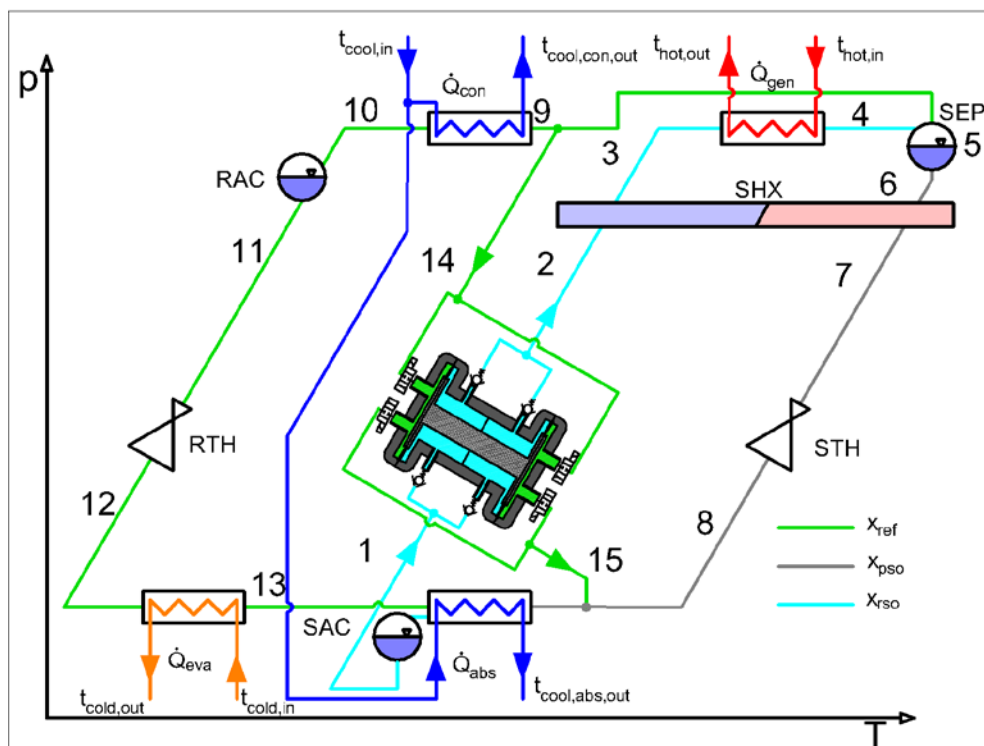


Abbildung 3-9: Kälteanlagenkreislauf

Zur Modellierung des Kreislaufes ist die in Tabelle 3-4 angeführte Anzahl an Variablen notwendig, wobei die 8 externen Temperaturen und 4 externen Volumenströme zusätzlich als Variablen angeführt sind. Zusätzlich zu den Massen- und Energiebilanzen werden physikalische Gleichungen für die Pumpenarbeit, Förder- und Antriebsmassenstrom sowie eine Gleichung zur Darstellung des Regelverhaltens für den Niederdruck verwendet. Der Leckagevolumenstrom der Magnetventile wurde mit einem aus Messdaten abgeleiteten Polynom berücksichtigt.

Als Eingabegrößen für die Simulation bieten sich beispielsweise 8 externe Temperaturen und die Periodendauer an. Für die weiteren Vorgabewerte wurden teilweise konstante Werte und teilweise Polynome als Funktion von Fördermassenstrom und extern vorgegebenen Temperaturen gewählt.

Größte Bedeutung hat die Modellierung der Absorbereffizienz, da diese aufgrund des hohen Fördermassenstromes bei kleiner Entgasungsbreite den größten Einfluss auf die Kälteleistung und Effizienz hat.

Tabelle 3-4: Anzahl an Variablen, Gleichungen und Vorgabewerten für das Kälteanlagenmodell

| Variablen            |           | Gleichungen                              |           |
|----------------------|-----------|------------------------------------------|-----------|
| Drücke               | 2         | Massenbilanzen                           | 2         |
| Massenströme         | 4         | Energiebilanzen (int.)                   | 10        |
| Konzentrationen      | 3         | Pumpenarbeit                             | 1         |
| Temperaturen (int.)  | 15        | Niederdruckregelung                      | 1         |
| Pumpenarbeit         | 1         | Förder- und Antriebsmassenstrom<br>Pumpe | 2         |
| Leistungen extern    | 4         | Energiebilanzen (ext.)                   | 4         |
| Leistungen intern    | 1         | <b>Summe</b>                             | <b>20</b> |
| Periodendauer        | 1         | <b>Konstante Vorgabewerte</b>            |           |
| Temperaturen (ext.)  | 8         | Dampfziffer                              | 2         |
| Volumenströme (ext.) | 4         | Periodendauer                            | 1         |
| <b>Summe</b>         | <b>43</b> | Temperaturen (ext.)                      | 8         |
|                      |           | <b>Summe</b>                             | <b>11</b> |
|                      |           | <b>Polynomvorgabe</b>                    |           |
|                      |           | Absorbereffizienz                        | 1         |
|                      |           | Kondensatorunterkühlung                  | 1         |
|                      |           | Temperaturen (int.)                      | 8         |
|                      |           | Hochdruck                                | 1         |
|                      |           | Lösungsmittelwärmeübertragereffizienz    | 1         |
|                      |           | <b>Summe</b>                             | <b>12</b> |

### 3.5.2 Gültigkeitsbereich und Validierung

Die am Prüfstand durchgeführten Messungen erfassen einen großen Betriebsbereich sowohl hinsichtlich der externen Temperaturen als auch hinsichtlich des Fördermassenstroms. Dadurch wird der Kälteleistungsbereich von ca. 3 – 20 kW abgedeckt. Die Grenzen des untersuchten Bereichs sind in Tabelle 3-5 dargestellt, wobei die Temperaturspreizungen in den externen Kreisläufen auf 7/6/3 K (Heiß-/Kühl-/Kaltwasser) eingestellt und konstant gehalten wurden. Für die Validierung des Simulationsmodells wurden 90 stationäre Betriebspunkte verwendet.

Tabelle 3-5: Gültigkeitsbereich des Simulationsmodells

| Parameter               | min | max |
|-------------------------|-----|-----|
| $t_{hot,in}$ in °C      | 70  | 95  |
| $t_{cool,in}$ in °C     | 24  | 32  |
| $t_{cold,out}$ in °C    | 5   | 15  |
| $\dot{m}_{rso}$ in kg/h | 150 | 650 |

Das Simulationsmodell wurde für diesen Bereich validiert, aufgrund der hohen Fördermassenstromvariation ist eine Abweichung der simulierten Werte von den gemessenen Werten

mit +/-10 % vertretbar, dies ist in Abbildung 3-10 für die Effizienz und die Kälteleistung dargestellt. Nur bei kleinen Kälteleistungen ( $\dot{Q}_{eva} < 3 \text{ kW}$ ) kam es teilweise zu Überschreitungen dieser „Grenzen“.

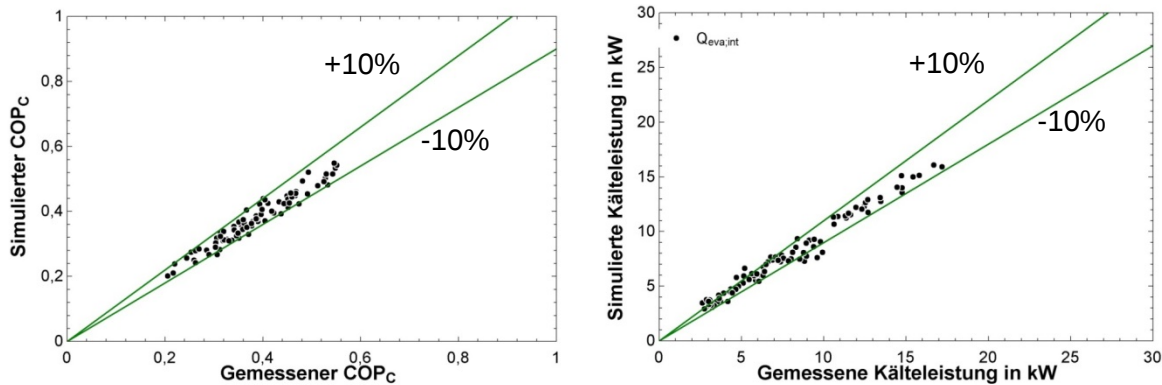


Abbildung 3-10: Validierung des Simulationsmodells für den PinkChiller im Betrieb mit der „DoublePump“ hinsichtlich Effizienz und Kälteleistung

In Abbildung 3-11 wird der simulierte Antriebskältemitteldampfmassenstrom mit den Messwerten verglichen. Hier zeigt sich eine deutlichere Abweichung über die +/- 10% Grenzen hinweg. Dies ist auf die interne Leckage der Magnetventile zurückzuführen, welche den Antriebskältemitteldampfmassenstrom beeinflusst. Die Leckage wurde in einem eigenen Prüfstand nachgewiesen und genauer untersucht wobei eine Abhängigkeit von Periodendauer, Dampfziffer, Temperatur, Differenzdruck, Reibungskräfte und Strömungseffekte festgestellt wurde. Aufgrund dieser Vielzahl an Abhängigkeiten wurde die Modellierung des Leckagemassenstroms mittels Regressionspolynom durchgeführt.

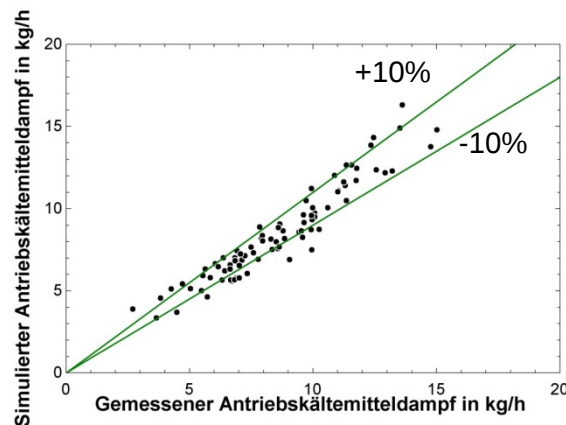


Abbildung 3-11: Validierung des Simulationsmodells für den Antriebskältemitteldampfmassenstrom im der „DoublePump“

## 4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

In Kapitel 4.1 werden die Messergebnisse aus den experimentellen Untersuchungen am Prüfstand behandelt, in Kapitel 4.2 folgt eine Parameterstudie, um den Einfluss einzelner Parameter auf Effizienz und Kälteleistung genauer zu analysieren, dann wird in Kapitel 4.3 das entworfene Regelungskonzept präsentiert und zum Schluss folgen in Kapitel 4.4 die Ergebnisse der Umsetzungsstudie.

### 4.1 Interpretation der Messergebnisse

In den Kapiteln 4.1.1, 4.1.2 und 4.1.3 werden Ergebnisse aus stationären Messungen bei unterschiedlichen Kühlwasser- und Heißwassereintrittstemperaturen analysiert, in Kapitel 4.1.4 wird das dynamische Verhalten bei Änderung des Fördermassenstromes genauer betrachtet und in Kapitel 4.1.5 wird der Anfahrvorgang vom Stillstand dargestellt.

#### 4.1.1 Förder- und Antriebsmassenstrom

Der Inhalt in diesem Kapitel basiert auf dem Konferenzbeitrag Arnitz et al. (2016). Abbildung 4-1 (links) zeigt den Massenstrom der reichen Lösung, für unterschiedliche Kühlwassereintrittstemperaturen, auf der linken Ordinate und den Antriebskältemitteldampfmassenstrom auf der rechten Ordinate, beide fallen, gemäß Glg. 3-1 und Glg. 3-2, mit steigender Periodendauer. Der Einfluss der Kühlwassereintrittstemperatur ist, aufgrund der druckabhängigen Dichte des Dampfes und der druckabhängigen Leakage der Ventile, beim Antriebskältemitteldampfmassenstrom stärker ausgeprägt und dieser steigt demnach mit steigender Kühlwassereintrittstemperatur. In Abbildung 4-1 (rechts), sind die Massenströme für verschiedene Heißwassereintrittstemperaturen dargestellt. Grundsätzlich nimmt die Dichte für gesättigten Dampf mit steigender Temperatur zu und erhöht dadurch den Antriebskältemitteldampfbedarf. Durch die höhere Temperatur des Kältemitteldampfes steigen auch die Wärmeverluste bzw. der Wärmeaustausch und es kondensiert mehr Kältemitteldampf.

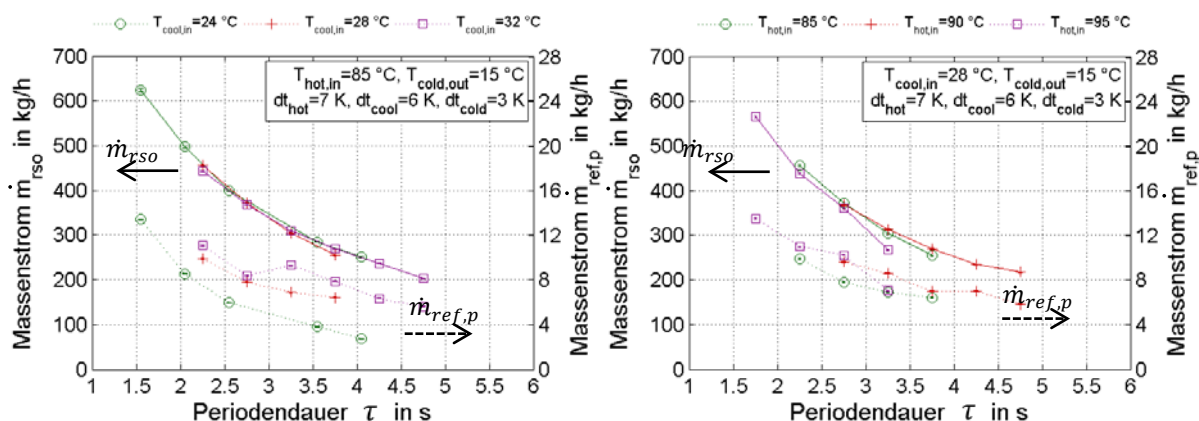


Abbildung 4-1: Gemessener Massenstrom der reichen Lösung ( $\dot{m}_{rso}$ ) und des Antriebskältemitteldampfes ( $\dot{m}_{ref,p}$ ) für unterschiedliche Kühlwassereintrittstemperaturen (links) und unterschiedliche Heißwassereintrittstemperaturen (rechts) dargestellt über der Periodendauer (Arnitz et al., 2016)

#### 4.1.2 Kälteleistung und Effizienz

Abbildung 4-2 zeigt die gemessene Kälteleistung und Effizienz bei unterschiedlichen Kühlwassertemperaturen (links) und unterschiedlichen Heißwassertemperaturen (rechts). Es zeigt sich, dass sowohl Kälteleistung als auch Effizienz ein Maximum bei einer bestimmten Periodendauer aufweisen.

Ursache hierfür ist eine Kombination aus Änderung des Massenstromes durch den Verdampfer gemeinsam mit einer Änderung der Enthalpiedifferenz über den Verdampfer. Die Änderung des Massenstroms resultiert aus dem stärker steigenden Bedarf an Antriebskältemitteldampf im Vergleich zum zusätzlich ausgetriebenen Kältemitteldampf im Generator. Die Enthalpiedifferenz im Verdampfer wird vom Absorber und den Öffnungszeiten der Kältemitteldrossel beeinflusst. Bei sinkender Enthalpiedifferenz ist der Niederdruck zu reduzieren bzw. weniger Kältemitteldampf vom Kältemittelventil in den Verdampfer einzuspritzen.

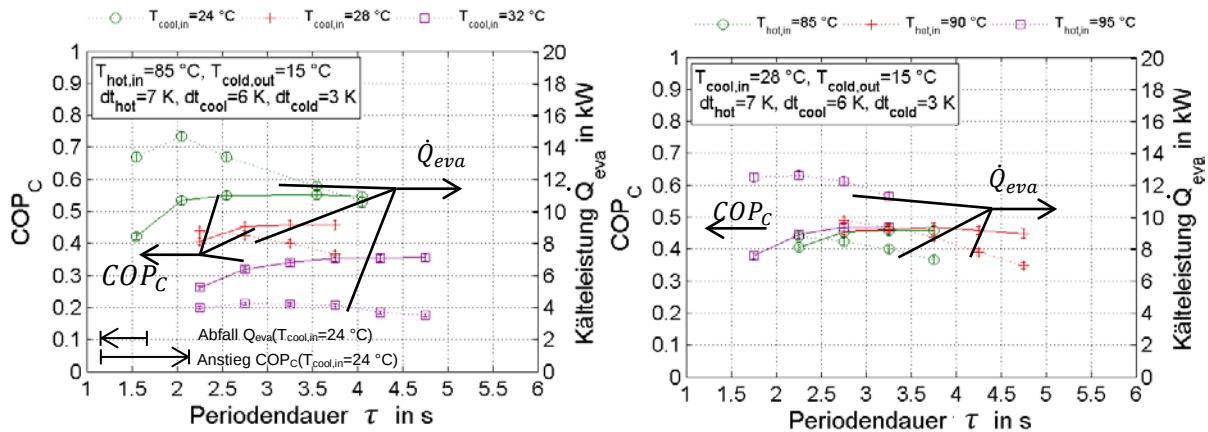


Abbildung 4-2: Gemessene Kälteleistung ( $\dot{Q}_{eva}$ ) und  $COP_c$  bei unterschiedlichen Kühlwassereintrittstemperaturen (links) und bei unterschiedlichen Heißwassereintrittstemperaturen (rechts) dargestellt über der Periodendauer (Arnitz et al., 2016)

Das Maximum der Kälteleistung ist für die Betriebsstrategie von größter Bedeutung, da eine Reduzierung der Periodendauer, unter die das Maximum der Kälteleistung kennzeichnende Periodendauer, zu einem ineffizienten Betrieb führt.

#### 4.1.3 Absorbereffizienz

Im Rahmen der Validierung des Simulationsmodells wurde ein Unterschied der Absorbereffizienz zwischen elektrisch und thermisch angetriebener Pumpe festgestellt der in diesem Kapitel genauer betrachtet wird.

Dieser Unterschied wird auf zwei Einflüsse zurückgeführt. Die unterschiedlichen Anschlüsse (rechte und linke Seite am Lösungsmittelsammelbehälter SAC vgl. Abbildung 4-3) der jeweiligen Pumpen führen zu ungleichen Strömungsbedingungen von Lösung und Kältemitteldampf wodurch die Anreicherung der reichen Lösung im Betrieb mit der „DoublePump“ verschlechtert wird.

Werden nun die Anschlüsse der beiden Pumpen betrachtet so ist ersichtlich, dass der Massenstrom  $\dot{m}_{rso,EP}$  länger im Gegenstrom zum Kältemitteldampfmassenstrom  $\dot{m}_{ref,c,2}$  geführt wird, wodurch sich die reiche Lösung weiter mit Ammoniak anreichern kann. Zusätzlich tropft nicht verdampftes Kältemittel direkt vom Verdampfer in die darunter befindliche Lösung, was eine weitere Anreicherung der Lösungskonzentration bewirkt.

Zusätzlich kommt es durch die Rückführung des Antriebskältemitteldampfes in die Leitung der armen Lösung vor Eintritt in den Absorber bereits zu einer teilweisen Absorption wodurch die Lösung reicher in den Absorber eintritt. Dieser Effekt ist vor allem bei höheren Fördermassenströmen relevant und ist eine Erklärung für die in Kapitel 4.1.2 angeführte Verringerung der Enthalpiedifferenz über den Verdampfer.

Eine weitere Beeinflussung erfolgt durch die unterschiedliche Temperatur des Antriebskältemitteldampfmassenströms welcher eine um 5-20 K höhere Temperatur als der vom Verdampfer einströmende Kältemitteldampf hat.

Der Einfluss der unterschiedlichen Anschlüsse wird anhand von Abbildung 4-3 beschrieben. Diese zeigt die Anordnung von Absorber (rechts) und Verdampfer (links) welche direkt auf dem SAC aufgebaut sind. Der in den Verdampfer strömende Kältemitteldampf  $\dot{m}_{ref,c}$  teilt sich in den Massenstrom  $\dot{m}_{ref,c,1}$ , welcher über eine eigene Verbindungsleitung zwischen Absorber und Verdampfer strömt und den Massenstrom  $\dot{m}_{ref,c,2}$ , welcher durch den SAC vorhandene Verbindung zwischen Absorber und Verdampfer strömt, auf.

Abbildung 4-4 zeigt die aus Messdaten berechnete Absorbereffizienz dargestellt über dem Fördermassenstrom für je zwei ausgewählte Betriebspunkte im Betrieb mit der elektrisch und der thermisch angetriebenen Pumpe. Die Effizienz steigt bei sinkendem Fördermassenstrom sowohl für die elektrisch als auch für die thermisch angetriebene Pumpe. Es kommt jedoch zu einer deutlichen Abweichung der Effizienz zwischen den beiden Pumpen wobei dieser Unterschied bei kleinem Temperaturhub stärker ausgeprägt ist.

Die Absorbereffizienz  $e_{abs}$  ist das Verhältnis der tatsächlichen Anreicherung der Lösung zur theoretisch möglichen Anreicherung der Lösung und kann nach Niebergall (1981) mit Glg. 4-1 beschrieben werden. Die theoretische Lösungskonzentration  $x_{rso,th}$  wird durch den Niederdruck und die Temperatur der Lösung am Austritt aus dem Absorber bestimmt wobei zusätzlich eine Sättigung der Lösung (Dampfziffer gleich 0) angenommen wird. Die tatsächliche Lösungskonzentration wurde mittels gemessenen Massenströmen und aus Messwerten ermittelten Konzentrationen von Kältemittel und armer Lösung aus den Massenbilanzen ermittelt.

$$e_{abs} = \frac{x_{rso} - x_{pso}}{x_{rso,th} - x_{pso}} \quad \text{Glg. 4-1}$$

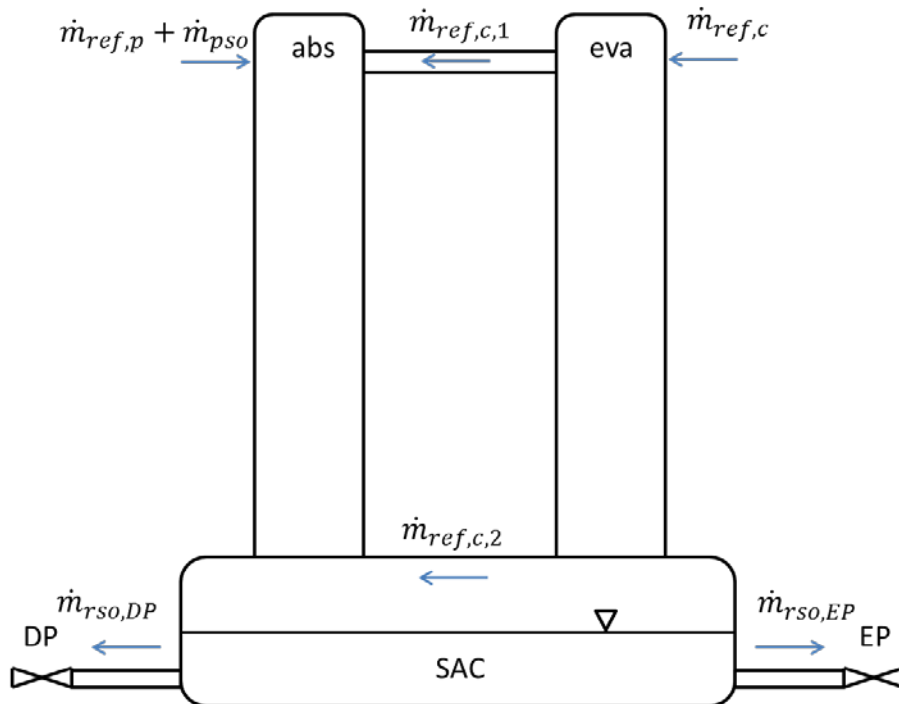


Abbildung 4-3: Aufbau von Absorber und Verdampfer über dem Lösungsmittelsammelbehälter (SAC) mit eingezeichneten Massenströmen und der jeweiligen Strömungsrichtung

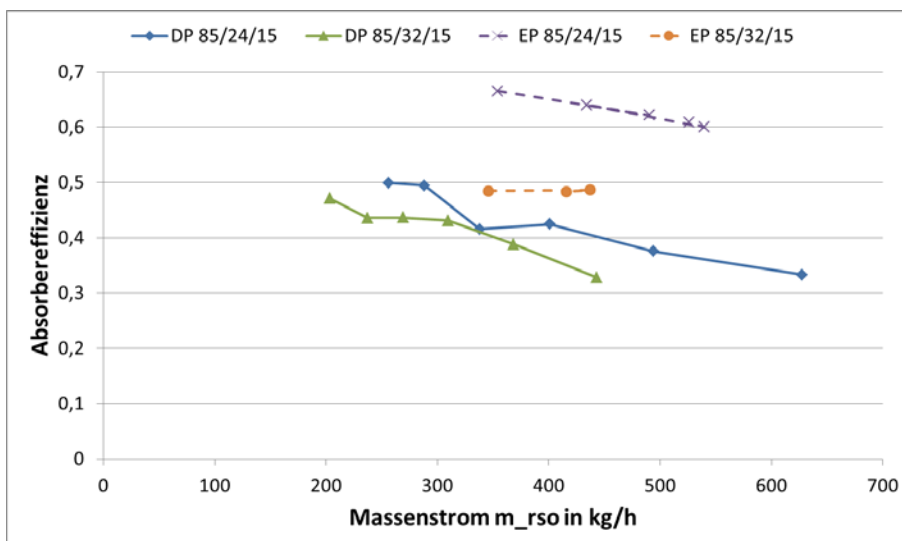


Abbildung 4-4: Vergleich der gemessenen Absorbereffizienz zwischen elektrisch (EP) und thermisch angetriebener Lösungsmittelpumpe (DP) bei ausgewählten Betriebspunkten

#### 4.1.4 Dynamisches Verhalten

Um das dynamische Verhalten der „DoublePump“ zu untersuchen wurde der Einfluss einer Massenstromänderung auf die Kaltwasseraustrittstemperatur untersucht. Anschließend wurde die Messreihe zur Bestimmung der Parameter eines Verzögerungsglieds erster Ordnung mit einem Algorithmus basierend auf der Methode der kleinsten Fehlerquadrate verwendet, um dann das dynamische Verhalten von elektrisch und thermisch angetriebener Pumpe mittels Sprungantworten zu vergleichen.

Abbildung 4-5 (oben) vergleicht die gemessene Kälteleistung mit der simulierten Kälteleistung wenn der in Abbildung 4-5 (unten links) dargestellte Verlauf des Fördermassenstromes der reichen Lösung bzw. der in Abbildung 4-5 (unten rechts) dargestellte Verlauf der Periodendauer auf das System einwirkt.

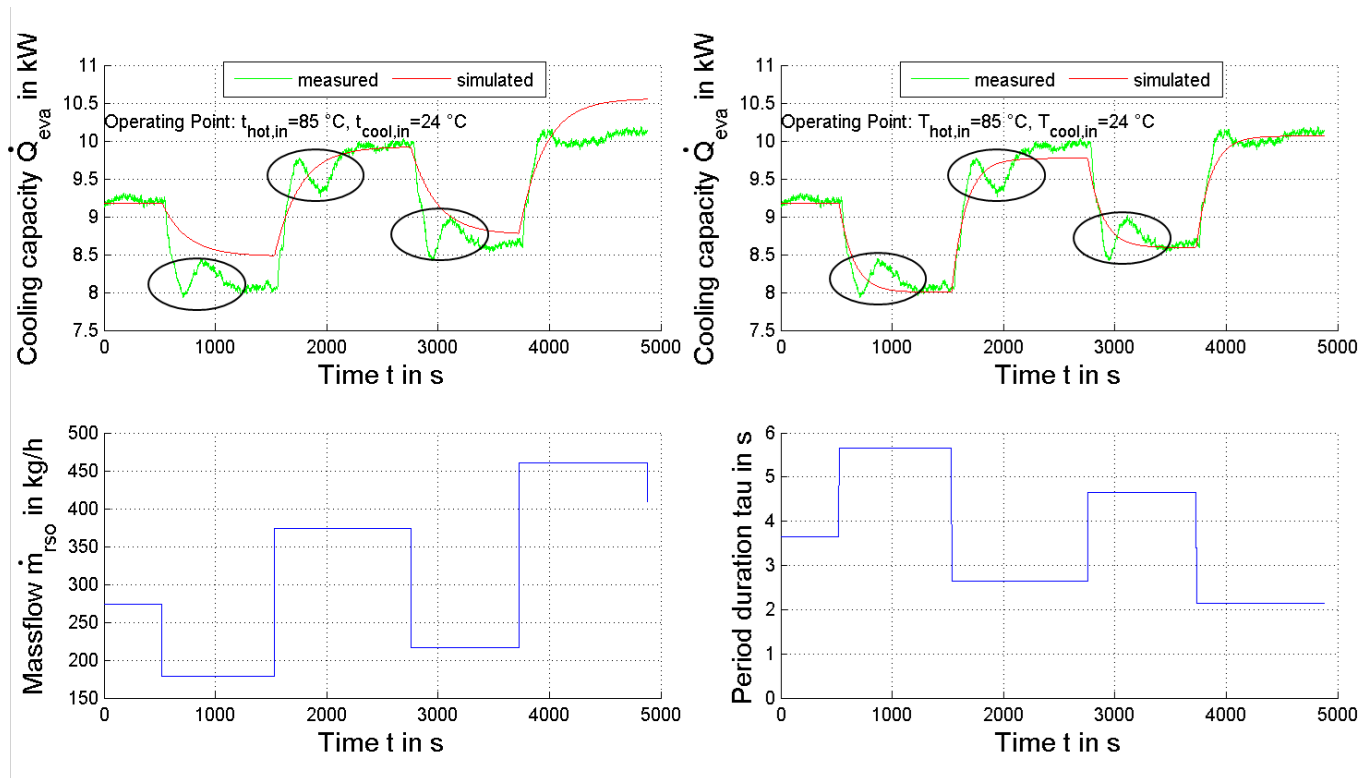


Abbildung 4-5: Vergleich der gemessenen mit der simulierten Kälteleistung des PinkChillers im Betrieb mit der DoublePump (oben), wenn der dargestellte Verlauf des Fördermassenstroms (unten links) bzw. der dargestellte Verlauf der Periodendauer (unten rechts) vorgegeben wird

Es zeigt sich in Abbildung 4-5 (links), dass die gemessene Kaltwasseraustrittstemperatur bei einer Erhöhung des Massenstroms von ca. 280 kg/h auf ca. 380 kg/h vom Modell gut wiedergegeben wird, bei einer Massenstromänderungen von ca. 280 kg/h auf ca. 470 kg/h kommt es jedoch zu einer größeren Abweichung was auf die Modellierung eines nichtlinearen Prozesses mit einem linearen Modell zurückgeführt werden kann.

Abbildung 4-5 (rechts) zeigt, dass die Identifikation der Modellparameter mit der Periodendauer als Eingangsgröße eine höhere Genauigkeit aufweist. Dies wird auf eine Linearisierung des Prozesses durch den zusätzlichen Zusammenhang von Massenstrom und Periodendauer zurückgeführt. Da der Massenstrom ohnehin über die Periodendauer vorgegeben wird, ist zum Entwurf einer Regelung ein Modell mit der Periodendauer als Eingangsgröße besser geeignet.

Die Schwingung der gemessenen Kaltwasseraustrittstemperatur an den in Abbildung 4-5 mit Kreisen gekennzeichneten Stellen ergibt sich durch das Beimischventil im Heißwasserkreis, welches zur Heißwassereintrittstemperaturregelung verwendet wird und bei Änderung des Lösungsmittelfördermassenstroms die Stellung ändert, um die Eintrittstemperatur konstant zu halten. Das Kühlwasserventil ist ebenfalls in einen eigenen Regelkreis eingebunden, jedoch ist die Änderung

der Ventilstellung bei Veränderung des Lösungsmittelfördermassenstromes von untergeordneter Bedeutung.

Abbildung 4-6 vergleicht die mit dem identifizierten Modell simulierten Sprungantworten der Kaltwasseraustrittstemperatur bei einer Erhöhung des Fördermassenstromes von ca. 270 kg/h um 80 kg/h im Betrieb mit elektrisch angetriebenen Pumpe (EP) und im Betrieb mit der „DoublePump“ (DP).

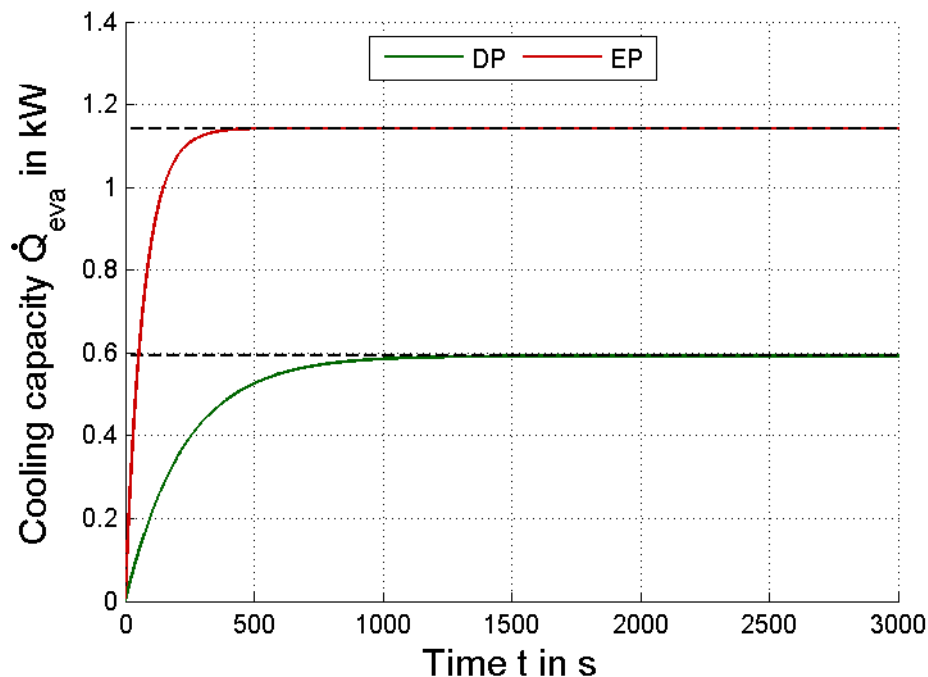


Abbildung 4-6: Simulierte Sprungantworten des PinkChillers im Betrieb mit der elektrisch angetriebenen Pumpe (EP) und der „DoublePump“ (DP) bei 24 °C Kühlwassereintrittstemperatur und einem Sprung des Fördermassenstromes von 80 kg/h

Auffallend ist, dass der PinkChiller im Betrieb mit der elektrisch angetriebenen Pumpe bei einer Massenstromerhöhung von 80 kg/h eine Erhöhung von ca. 1,2 kW der Kälteleistung nach ca. 500 s erreicht. Die DoublePump erreicht mit ca. 0,6 kW lediglich die Hälfte und benötigt dafür mit ca. 1000 s in etwa die doppelte Zeit.

Die Identifikation eines Modells für beispielsweise eine Kühlwassertemperatur von 28 °C bei einer Heißwassereintrittstemperatur von 85 °C ist nur im Betrieb mit der elektrischen Pumpe möglich. Im Betrieb mit der „DoublePump“ sind die Auswirkungen einer Änderung des Fördermassenstromes auf die Kaltwasseraustrittstemperatur zu klein und durch die zusätzlich auftretenden Schwingungen der Kaltwasseraustrittstemperatur wird die Identifikation erschwert.

Weitere Informationen zum dynamischen Verhalten des PinkChillers im Betrieb mit der elektrisch und der thermisch angetriebenen Pumpe bei zusätzlicher Betrachtung der Temperaturen in den externen Kreisläufen sind in Arnitz et al. (2017b) enthalten.

#### 4.1.5 Anfahrvorgang

Abbildung 4-7 zeigt den Anfahrvorgang der Anlage mit der „DoublePump“ gegliedert in 3 Phasen. In der oberen Abbildung sind Hoch- und Niederdruck sowie die Drücke in den einzelnen Kammern dargestellt und in der unteren Abbildung sind der Fördermassenstrom der reichen Lösung in rot, der Antriebskältemitteldampfmassenstrom in grün und der Kältemitteldampfmassenstrom in blau dargestellt.

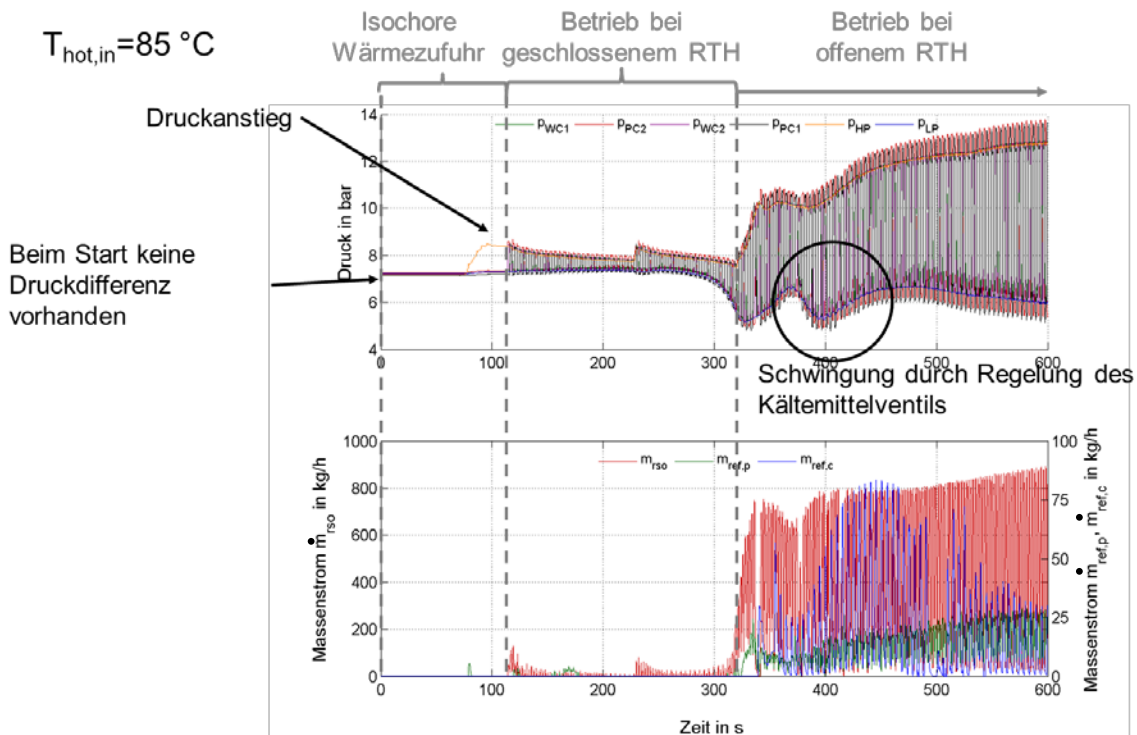


Abbildung 4-7: Anfahrvorgang des PinkChillers im Betrieb mit der „DoublePump“

Zu Beginn ist keine Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck vorhanden, um eine Druckdifferenz zu erzeugen erfolgt eine isochore Wärmezufuhr bei geschlossenem Kältemittel-, Lösungsmittel- und Magnetventil der Pumpe bis ein deutlicher Druckanstieg (bei ca. 80 s nach dem Start) im Generator ersichtlich ist.

In Phase 2 beginnt die Pumpe bei geschlossenem Kältemittelventil zu fördern, d.h. es wird lediglich der Lösungskreislauf betrieben. Dabei wird der zum Antrieb verwendete Kältemitteldampf im Absorber von der armen Lösung absorbiert bis der Niederdruck zu sinken beginnt, da zusätzlich Kältemitteldampf aus dem Verdampfer absorbiert wird.

In Phase 3 wird auch das Kältemittelventil mit eigenem Regelkreis betrieben. Durch den vom Absorber reduzierten Niederdruck wird sofort Kältemitteldampf in den Verdampfer eingespritzt und der Niederdruck beginnt wieder zu steigen. Aufgrund des anfänglich großen Druckunterschiedes kommt es zu einem Einschwingvorgang bis der Niederdruck den gewünschten Wert von ca. 6,25 bar nach ca. 500 s erreicht hat.

Die Schwierigkeit beim Anfahren mit der thermischen Pumpe liegt vor allem darin, dass der im Generator vorhandene Anteil an absorbiertem Kältemittel begrenzt ist und sowohl vom zur Verfügung stehenden Temperaturniveau beim Anfahren als auch vom vorherrschenden Temperaturniveau beim Ausschalten abhängt. So kann es beispielsweise vorkommen, dass durch eine zu hohe Generatortemperatur beim Ausschalten das verfügbare Heißwassertemperaturniveau beim Einschalten nicht ausreicht, um den für eine volle Hublänge erforderlichen Kältemitteldampf aus der im Generator befindlichen Lösung auszutreiben. Dadurch endet der Pumpvorgang nach einer kurzen Kolbenbewegung. Um dies zu vermeiden, ist beim Ausschalten der Pumpe die Generatortemperatur bei noch laufender Pumpe langsam zu reduzieren, um die Konzentration im Generator für den nächsten Einschaltvorgang so hoch wie möglich zu halten.

Dennoch kann es vorkommen, dass durch eine Notabschaltung bei hoher Generatortemperatur oder durch einen Fehler beim Anfahren eine Wiederinbetriebnahme nicht möglich ist. Um dies zu verhindern sollte eine Falleitung vom Kältemittelsammelbehälter zurück zum Generator vorgesehen werden, was jedoch ein zusätzliches Ventil erfordert, um im Normalbetrieb nicht eine unerwünschte Bypassleitung zu schaffen.

### 4.1.6 Kombiniertes Antriebs mit armer Lösung und Kältemitteldampf

Zusätzlich zur ausschließlichen Beaufschlagung der beiden äußeren Antriebskammern (vgl. Abbildung 3-2) mit Kältemitteldampf wurde am Versuchsstand der kombinierte Antrieb der „DoublePump“ mit armer Lösung und Kältemitteldampf untersucht. Dabei wird eine Seite der „DoublePump“ mit Kältemitteldampf und die andere Seite mit armer Lösung beaufschlagt. Am Versuchsstand wurde dafür eine zusätzliche Rohrleitung vorgesehen. Dadurch kann die arme Lösung nach dem Austritt aus dem Lösungsmittelwärmeübertrager und vor dem Eintritt in das Expansionsventil entnommen und, wie in Abbildung 4-8 dargestellt, durch schließen des Kugelhahnes 1 und öffnen des Kugelhahnes 2 zur rechten Kammer der „DoublePump“ geführt werden.

Diese Antriebsart bietet das Potential den Verbrauch an Kältemitteldampf zum Antrieb der „DoublePump“ zu halbieren ohne dabei auf die interne Wärmerückgewinnung durch den Lösungsmittelwärmeübertrager verzichten zu müssen. Die experimentellen Ergebnisse zeigten jedoch, dass dieses Potential mit der realisierten Geometrie nur unter bestimmten Betriebsbedingungen genutzt werden kann. Dies hängt mit dem Massenstrom der armen Lösung zusammen, da dieser beispielsweise bei hohen Heißwassertemperaturen, aufgrund der damit verbundenen höheren Austreibung von Kältemitteldampf im Generator, nicht ausreicht um das Volumen der rechten Antriebskammer vollständig zu füllen. Dadurch wird zusätzlicher Kältemitteldampf mitgerissen und es kommt zu keiner Reduktion des Kältemitteldampfverbrauchs im Vergleich zum ausschließlichen Antrieb mit Kältemitteldampf.

Mit dem realisierten Funktionsmuster konnte im Versuchsstand durch den kombinierten Antrieb mit armer Lösung und Kältemitteldampf bei den beiden Betriebspunkten 75/28/15 und 80/32/15 ( $t_{hot,in}/t_{cool,in}/t_{cold,out}$ ) und konstanten Spreizungen in den externen Kreisläufen von 7/6/3 (Heiß-/Kühl-

/Kaltwasserspreizung) eine Verbesserung gegenüber dem ausschließlichen Antrieb mit Kältemitteldampf erzielt werden.

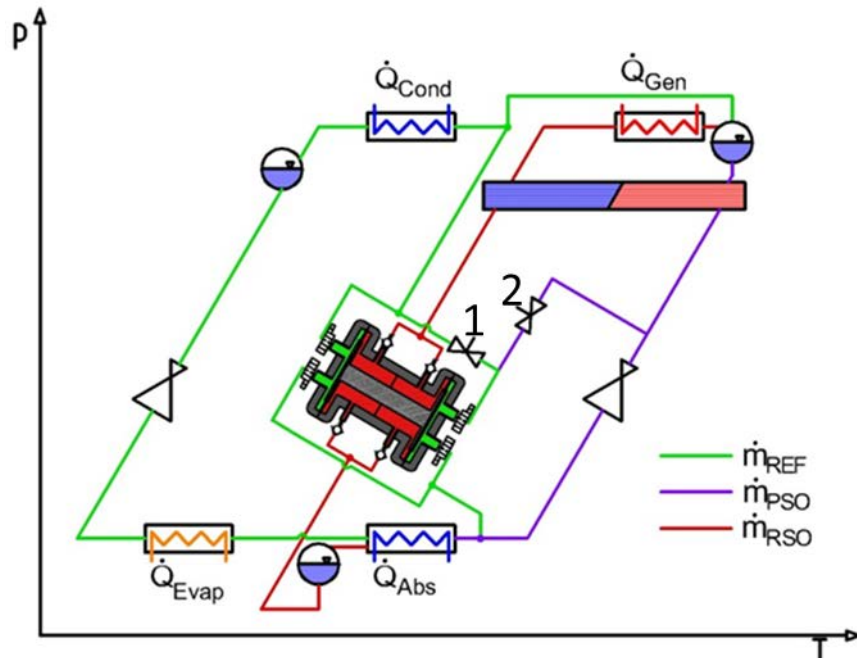


Abbildung 4-8: Schematische Darstellung des Kältekreislaufs bei kombiniertem Antrieb der „DoublePump“ mit armer Lösung und Kältemitteldampf

Abschließend kann festgehalten werden, dass die Nutzung der armen Lösung eine Verbesserung von Effizienz und Kälteleistung ermöglicht wenn das Kammervolumen der mit armer Lösung beaufschlagten Kammer auf den beim jeweiligen Betriebspunkt vorhandenen Massenstrom der armen Lösung abgestimmt wird. Dadurch ist diese Kammer kleiner auszuführen, als die mit Kältemitteldampf beaufschlagte Kammer und der Betriebsbereich, in dem diese Antriebsart effizienter ist, wird eingeschränkt. Durch die unterschiedlichen Größen der beiden Kammern und die zusätzlichen Anforderungen (z.B. unterschiedliche Anforderungen an den kv-Wert der Magnetventile für Kältemitteldampf und arme Lösung) wird die Konstruktion aufwändiger.

## 4.2 Simulationsstudie

In diesem Kapitel wird das Simulationsmodell genutzt um den stationären Betrieb der „DoublePump“ mit dem stationären Betrieb der elektrisch angetriebenen Pumpe zu vergleichen und die Abweichungen auf einzelne Parameter aufzuteilen. Dabei wird zu Beginn der Einfluss einzelner Konstruktionsparameter auf Kälteleistung und Effizienz im Rahmen einer Sensitivitätsanalyse analysiert und anschließend werden Kälteleistung und Effizienz für zwei exemplarische Betriebspunkte bei einer Heißwasseraustrittstemperatur von 85 °C einer Kaltwassertemperatur von 15 °C und Kühlwassertemperaturen von 24 bzw. 32 °C über dem Fördermassenstrom dargestellt.

In Abbildung 4-9 ist die Sensitivitätsanalyse einzelner Parameter auf Kälteleistung und Effizienz dargestellt. Höchstes Potential zur Verbesserung der Effizienz bietet die Verringerung der Leckage gefolgt von einer Erhöhung des Hubes und Verkleinerung des Flächenverhältnisses. Die Kälteleistung kann durch größeren Hub und Kolbendurchmesser sowie kleineres Flächenverhältnis am besten verbessert werden.

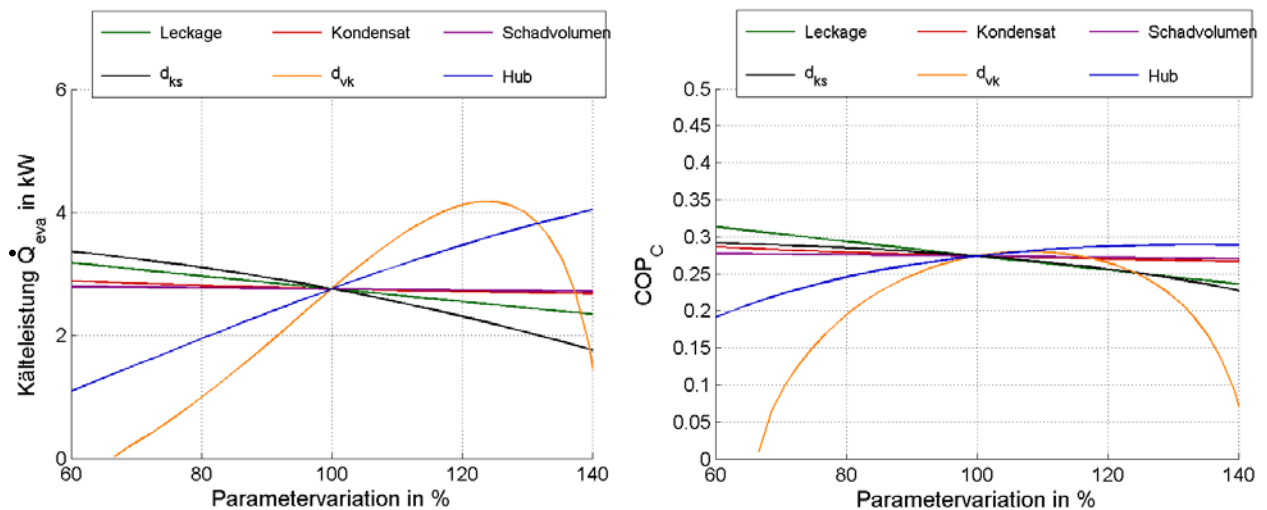


Abbildung 4-9: Variation einiger Konstruktionsparameter zur Analyse der Auswirkungen auf Effizienz und Kälteleistung beim Betriebspunkt 85/32/15 ( $t_{hot,in}/t_{cool,in}/t_{cold,out}$ ) und konstanten Spreizungen in den externen Kreisläufen 7/6/3 (Heiß-/Kühl-/Kaltwasserspreizung)

Um den Einfluss einzelner Parameter zu analysieren werden die interne Leckage, der Schadraum, der Kondensationseffekt, das Flächenverhältnis und die Absorbereffizienz im Simulationsmodell ausgehend vom realisierten Funktionsmuster („real“) Schritt für Schritt um je eine Optimierungsmaßnahme verbessert. Das bedeutet, dass die Simulation „optCond“ auch die Optimierungsmaßnahmen „optLeak“ und „optVol“ enthält.

Optimierungsmaßnahmen zur Analyse des Optimierungspotentials:

1. Interne Leckage - Annahme: keine Leckage („optLeak“)
2. Optimierter Schadraum - Annahme: Reduzierung um 5% (von 57,84 ml auf 54,95 ml) („optVol“)
3. Optimierter Wärmeverlust - Annahme: Dampffizier am Austritt aus der Antriebskältemitteldampfkammer von 0,93 auf 0,98 erhöht („optCond“)
4. Optimiertes Flächenverhältnis - Annahme: Verringerung von 1,222 auf 1,086 („optArea“)
5. Verbesserte Absorbereffizienz - Annahme: Erhöhung um einen konstanten Wert (0,1 bei 85/24/15 und 0,05 bei 85/32/15) („optAbs“)

Die erhaltenen Simulationsergebnisse sind in Abbildung 4-10 und Abbildung 4-11 dargestellt, wobei zusätzlich die Kälteleistung und Effizienz des PinkChillers im Betrieb mit der elektrisch angetriebenen Pumpe (EP) ergänzt wurden.

Abbildung 4-10 zeigt Kälteleistung und Effizienz bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 24 °C was einem sehr kleinen Temperaturhub entspricht. Die Pumpenparameter haben bei diesem Betriebspunkt

sowohl auf Kälteleistung als auch auf Effizienz nur geringen Einfluss. Eine Verbesserung der Absorbereffizienz zeigt jedoch einen hohen Einfluss auf die Kälteleistung.

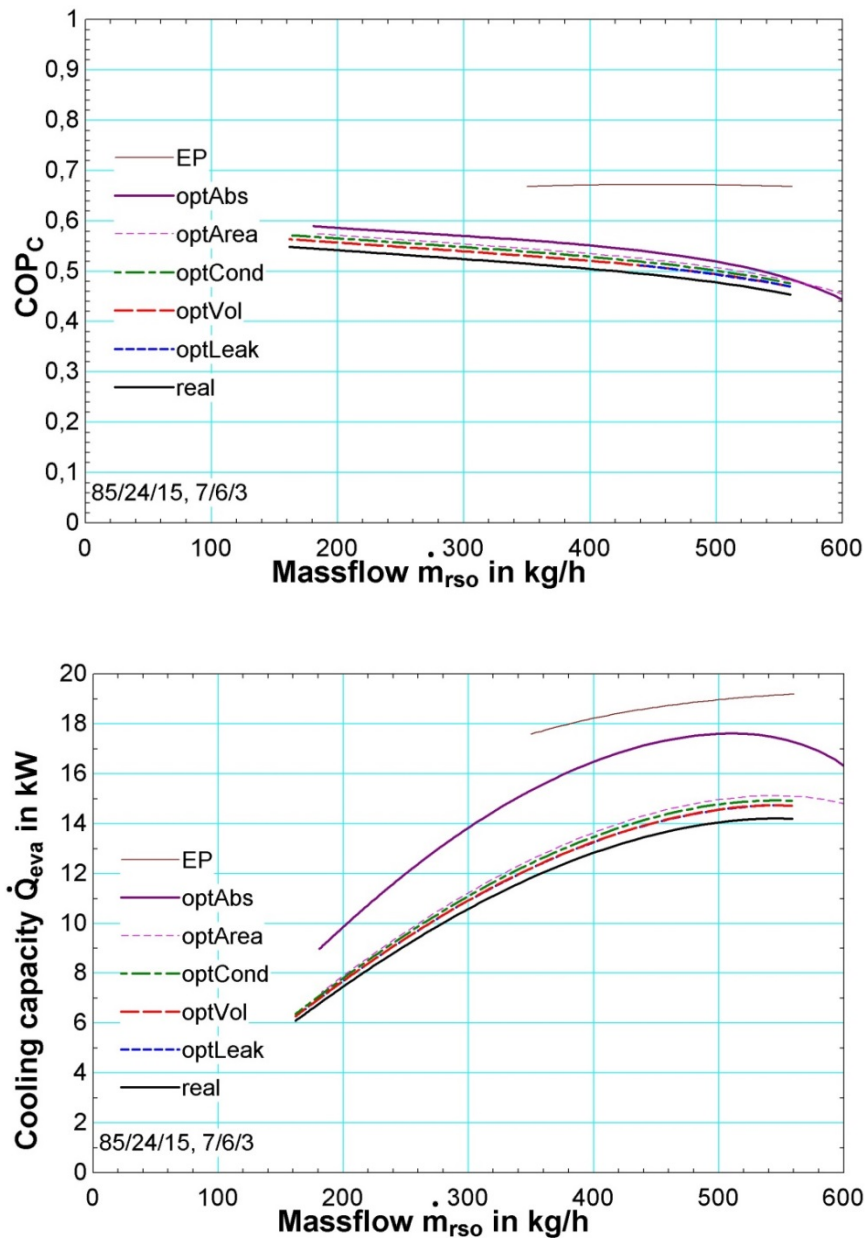


Abbildung 4-10: Analyse des Optimierungspotentials bei dem Betriebspunkt 85/24/15 ( $t_{hot,in}/t_{cool,in}/t_{cold,out}$ ) und konstanten Spreizungen in den externen Kreisläufen 7/6/3 (Heiß-/Kühl-/Kaltwasserspreizung)

Abbildung 4-11 zeigt Kälteleistung und Effizienz bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 32 °C, dies entspricht im Betrieb mit dem realisierten Funktionsmuster bei einer Heißwassereintrittstemperatur von 85 °C dem höchst möglichen Temperaturhub. Der Einfluss der Absorbereffizienz auf die Kälteleistung hat wieder den größten Einfluss. Bei der Effizienz zeigt sich nun verstärkt die Problematik durch die Leckage der Magnetventile. Der Leckagemassenstrom steigt bei höherer Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck an und verringert die Effizienz und Kälteleistung deutlich. Die Effizienz kann bei einer

Kühlwassereintrittstemperatur von 32 °C und einem Massenstrom von 400 kg/h durch die Vermeidung der Leckage von ca. 0,24 auf ca. 0,34 gesteigert werden und die Kälteleistung kann von ca. 3 kW auf 5 kW erhöht werden. Bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 24 °C und einem Massenstrom von 400 kg/h kann die Effizienz lediglich von ca. 0,5 auf ca. 0,52 und die Kälteleistung von ca. 12,75 kW auf ca. 13,25 kW gesteigert werden.

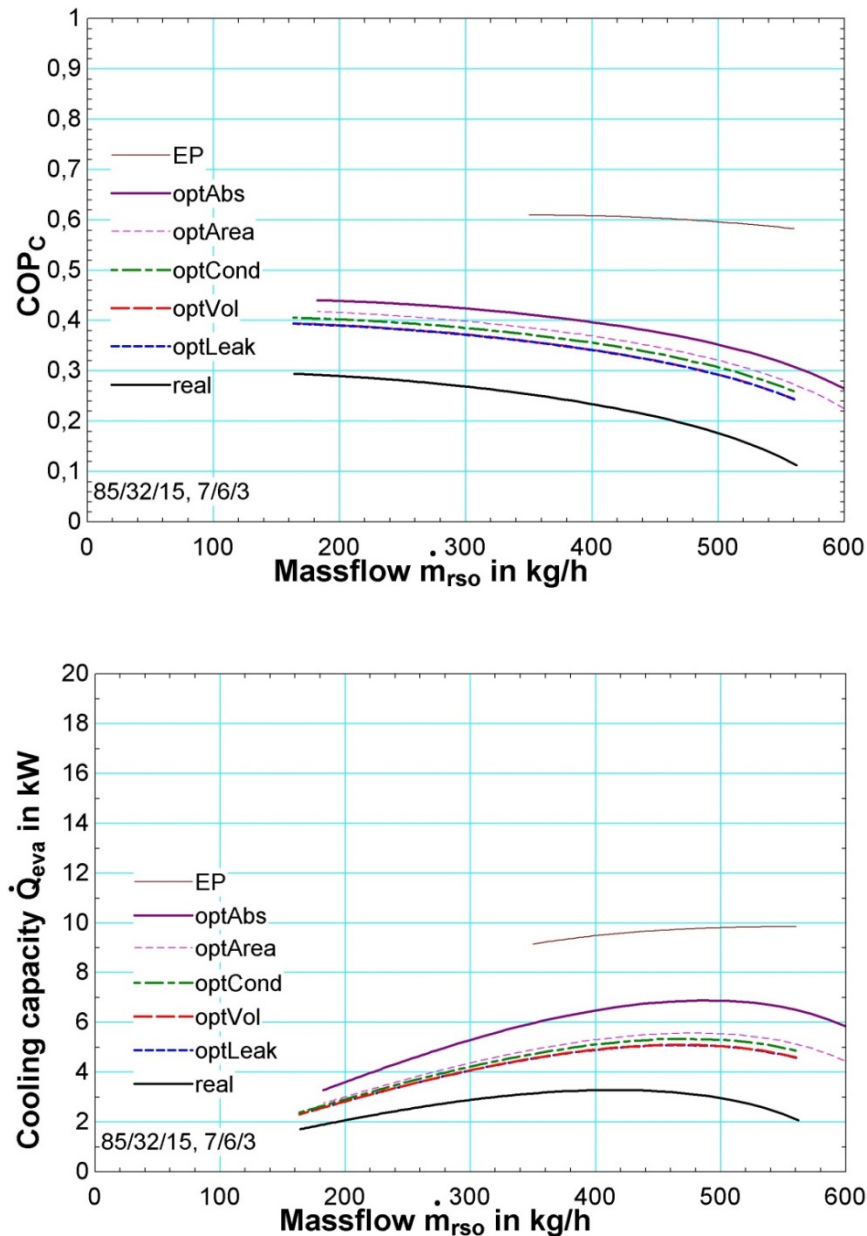


Abbildung 4-11: Analyse des Optimierungspotentials bei dem Betriebspunkt 85/32/15 ( $t_{hot,in}/t_{cool,in}/t_{cold,out}$ ) und konstanten Spreizungen in den externen Kreisläufen 7/6/3 (Heiß-/Kühl-/Kaltwasserspreizung)

Zusammengefasst kann folgendes festgehalten werden:

- Eine Optimierung des Schadraumes um 5 % zeigt keine nennenswerte Verbesserung weder bei der Effizienz noch bei der Kälteleistung.
- Eine weitere Verringerung der Kondensation durch verbesserte Wärmedämmung verbessert Effizienz und Kälteleistung nur geringfügig.
- Eine zu „starke“ Pumpe durch ein zu groß gewähltes Flächenverhältnis (Kolbengeschwindigkeit) ist aufgrund des geringen Einflusses auf Kälteleistung und Effizienz nur wenig problematisch.
- Der größte Einfluss welcher direkt der Konstruktion zuzuordnen ist, ergibt sich durch die interne Leckage der Magnetventile. Diese ist zusätzlich zum Betriebspunkt von mehreren Faktoren (Periodendauer, Dampffziffer am Eintritt,...) abhängig.
- Der größte Einfluss ergibt sich durch die unterschiedliche Absorbereffizienz. Diese resultiert aus den unterschiedlichen Anschlüssen am Lösungsmittelsammelbehälter (vgl. Abbildung 4-3) und ist zu einem überwiegenden Teil der konkreten Versuchsanlage zuzuordnen. Wobei hier das Verbesserungspotential bei höherer Druckdifferenz geringer ausfällt.

## 4.3 Regelung

Im Rahmen dieses Projektes wurde auch eine Regelungsstrategie entwickelt die es ermöglicht die für eine bestimmte Kälteleistung erforderliche Periodendauer in Abhängigkeit von den externen Temperaturen zu ermitteln. Diese Strategie basiert auf der charakteristischen Gleichung wie sie von Ziegler (1997) beschrieben wurde. Um den Einfluss des variablen Fördermassenstroms auf Kälteleistung und Effizienz mit dieser Gleichung darzustellen wurden der Steigungs- und Verlustterm in Abhängigkeit vom Antriebskältemitteldampf- und vom Fördermassenstrom modelliert. Diese Regelungsstrategie ist in Arnitz et al. (2017) beschrieben und kann im Weiteren in einer dynamischen Regelung als Stellgrößenbeschränkung verwendet werden. In Arnitz et al. (2017) wurde ebenfalls erwähnt, dass diese Vorgangsweise prinzipiell auf für den Betrieb einer Absorptionswärmepump-Anlage mit elektrisch angetriebener Pumpe möglich ist. Eine dynamische Regelung wird in Arnitz et al. (2017b) beschrieben, wobei auf eine konstante Kaltwassertemperatur geregelt wird. Für weitere Informationen zur Regelung wird auf diese beiden Veröffentlichungen verwiesen.

## 4.4 Umsetzungsstudie

Im Rahmen der Umsetzungsstudie wurde die konkrete Umsetzung der „DoublePump“ in der Kälte- und Heizanwendung untersucht und ein Vergleich der Kälte- bzw. Wärmegestehungskosten im Betrieb mit der elektrisch und thermisch angetriebenen Pumpe durchgeführt. Im Rahmen dieses Berichts werden nur die Ergebnisse der Kälteanwendung dargestellt.

Die Abschätzung der Herstellkosten für die „DoublePump“ ergab für eine Serie von 100 Stück pro Jahr ca. EUR 2.264. Die Herstellkosten der elektrisch angetriebenen Pumpe wurden von der Firma Pink mit ca. EUR 800 angeführt. Somit ergibt sich eine Differenz von ca. EUR 1.500 bei den Herstellkosten. Die Herstellkosten einer 20 kW Kälteanlage mit elektrisch angetriebener Pumpe betragen ca. EUR 10.000.

Bei der Berechnung der Herstellkosten einer Kälteanlage mit „DoublePump“ müssen die verringerte Kälteleistung aufgrund des Kältemitteldampfmassenstromes zum Antrieb der Pumpe und die erhöhten Herstellkosten der „DoublePump“ berücksichtigt werden. Die Berechnung erfolgt mit Glg. 4-2 bei einer angenommenen Verringerung der Nennkälteleistung um 3 kW.

$$p_{PC,DP} = \frac{10.000+1500}{17} \cdot 20 \sim 13.600 \text{ EUR} \quad \text{Glg. 4-2}$$

Die einzelnen Parameterwerte am Referenzpunkt sind in Tabelle 4-1 dargestellt. In der Sensitivitätsanalyse wurden der Wärmepreis  $p_{th}$ , der Strompreis  $p_{el}$ , die Herstellkostendifferenz der Gesamtkälteanlage  $\Delta p_{PC}$ , die Betriebsstunden pro Jahr  $op. hours$  und die COP<sub>C</sub>-Differenz  $\Delta COP_C$  variiert. Die Nutzungsdauer wird benötigt um die Herstellkosten auf die über die gesamte Lebensdauer der Anlage erbrachte Kälteleistung zu beziehen. Zusätzlich sind die Temperaturen in den externen Kreisen ( $t_{hot,in}$ ,  $t_{cool,in}$ ,  $t_{cold,out}$ ), die Frequenz der elektrischen Pumpe sowie die Periodendauer der thermischen Pumpe, bei denen die angeführte COP<sub>C</sub>-Differenz auftritt, angeführt.

Tabelle 4-1: Parameterwerte am Referenzpunkt für die Kälteanwendung

| Größe                             | Referenz |
|-----------------------------------|----------|
| $p_{th}$ [EUR/kWh <sub>th</sub> ] | 0,03     |
| $p_{el}$ [EUR/kWh <sub>el</sub> ] | 0,15     |
| $\Delta p_{PC}$ [EUR]             | 1.800    |
| Op. hours [h/a]                   | 1000     |
| $\Delta COP_C$ [%]                | 24       |
| Nutzungsdauer [a]                 | 15       |
| $t_{hot,in}$ [°C]                 | 85       |
| $t_{cool,in}$ [°C]                | 28       |
| $t_{cold,out}$ [°C]               | 15       |
| $f$ [Hz]                          | 40       |
| $\tau$ [s]                        | 1,9      |

Am Referenzpunkt ergibt sich für die Kälteanwendung mit dem PinkChiller im Betrieb mit der „DoublePump“ bei einem COP<sub>C</sub> von 0,5 ein Kältegestehungspreis von ca. 0,076 EUR/kWh. Der Kältegestehungspreis im Betrieb mit der elektrisch angetriebenen Pumpe beträgt bei einem COP<sub>C</sub> von 0,65 hingegen lediglich 0,058 EUR/kWh.

Abbildung 4-12 zeigt die Sensitivitätsanalyse für die Differenz der Kältegestehungspreise der beiden Pumpen. Da für die Herstellkostendifferenz der gesamten Kälteanlage am Referenzpunkt bereits ein optimierter Wert verwendet wurde ist eine weitere Verringerung dieses Parameters aus heutiger Sicht unwahrscheinlich. Auch eine weitere Erhöhung der Betriebsstunden ist bei der Raumklimatisierung unwahrscheinlich. Wird die Kälteanlage beispielsweise zur Serverraumkühlung verwendet so ist eine Erhöhung der Betriebsstunden möglich. Die Auswirkungen sind jedoch von untergeordneter Bedeutung.

Um die Wirtschaftlichkeit der „DoublePump“ zu verbessern ist eine Verringerung der  $COP_C$ -Differenz notwendig. Bei Betrachtung der in Kapitel 4.2 dargestellten Optimierungsmaßnahmen ist eine Reduzierung der  $COP_C$ -Differenz um 50% durchaus erreichbar. Wenn zusätzlich die Wärmekosten um 50% reduziert und der Strompreis um 25% erhöht wird so ist die Kälteerzeugung mit der „DoublePump“ wirtschaftlicher als mit der elektrischen angetriebenen Lösungsmittelpumpe.

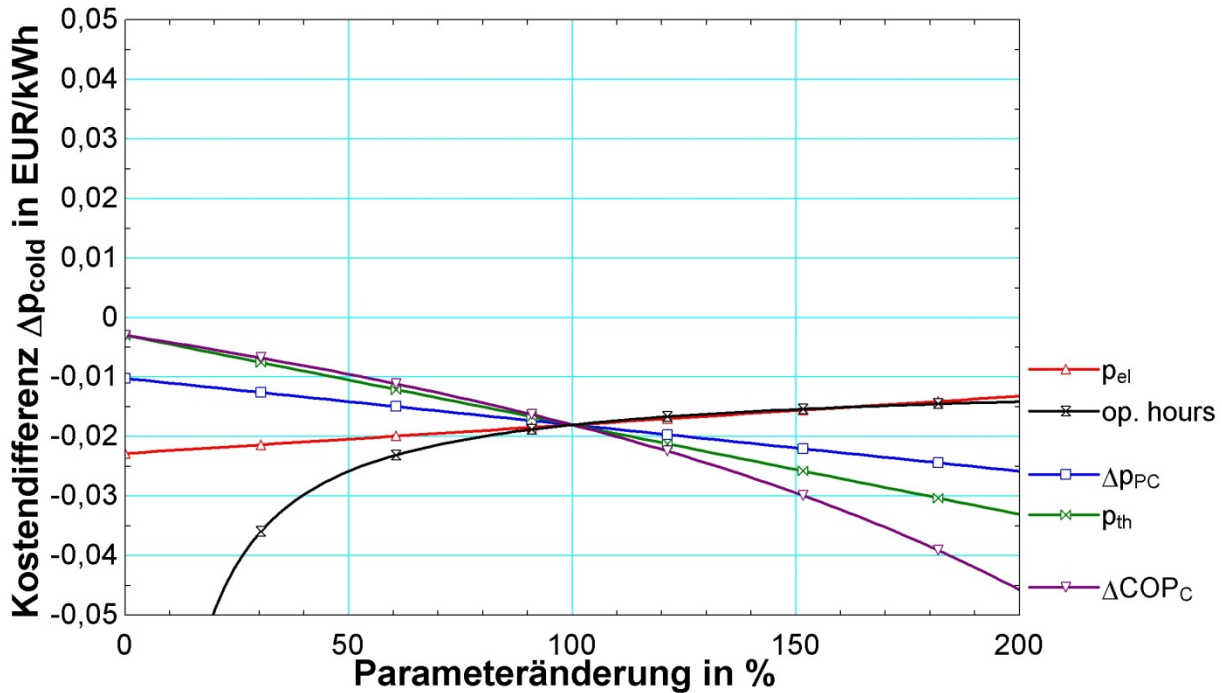


Abbildung 4-12: Sensitivitätsanalyse der Differenz der Kältegestehungskosten zwischen „DoublePump“ und elektrisch angetriebener Pumpe ohne externen Stromverbrauchern

## 5 Ausblick und Empfehlungen

Die Ergebnisse zeigen, dass die Umsetzung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe technisch möglich ist. Sowohl der Anfahrvorgang als auch ein effizienter Betrieb können mit den erarbeiteten Strategien erreicht werden. Die Abweichung der Effizienz des PinkChillers im Betrieb mit „DoublePump“ und elektrisch angetriebener Pumpe wurden hinsichtlich unterschiedlicher Parameter quantifiziert und konnten nachvollzogen werden.

Im Rahmen der Umsetzungsstudie konnte gezeigt werden, dass unter bestimmten Rahmenbedingungen ein wirtschaftlicher Betrieb mit der „DoublePump“ darstellbar ist. Leider lässt sich dieser nur schwer darstellen, da die Herstellkosten über den Erwartungen liegen. Die Herstellkosten werden zum einen durch die höheren Kosten in der Herstellung der „DoublePump“ im Vergleich zur elektrisch angetriebenen Pumpe und des Weiteren durch die geringere Kälteleistung im Betrieb mit der „DoublePump“ verursacht. Eine möglichst hohe Anzahl an Betriebsstunden reduziert diesen Einfluss nur geringfügig.

Die größten Einflüsse auf die Effizienz und Kälteleistung des im Versuchsstand verbauten Funktionsmusters waren durch den saugseitigen Anschluss der Pumpe an den Absorber gegeben, was zu einer Reduktion der Absorbereffizienz im Vergleich zum Betrieb mit der elektrischen Pumpe führte. Dies ist jedoch eine Besonderheit der Versuchsanlage und könnte durch Tausch der Anschlussseite wesentlich verbessert werden. Am Versuchsstand war dieser Wechsel nicht möglich, da dies eine völlige Demontage der Kälteanlage und eine Neupositionierung mehrerer Komponenten erfordert hätte. Bei Anlagen mit anderem Absorberdesign ist dieser Einfluss vermutlich weniger stark ausgeprägt.

Zusätzlich zeigte sich, dass Hubankermagnetventile vom Magnetventiltyp „normally closed“ schlecht für die Druckverläufe, wie sie in der „DoublePump“ auftreten, geeignet sind. Wenn beim Schließen der Magnetventile kein Differenzdruck über die Ventile vorhanden ist, sollten Ventile vom Typ „normally open“ verwendet werden. Die Leckage der verwendeten Magnetventile hat nach der Absorbereffizienz den größten Einfluss auf Kälteleistung und Effizienz des Gesamtsystems.

Das weitere Verbesserungspotential durch Optimierung von Schadraum, Wärmeaustausch und Flächenverhältnis ist im Vergleich zur Absorbereffizienz und Leckage der Ventile von untergeordneter Bedeutung.

Die ursprüngliche Anforderung, dass die Pumpe als Ersatz in bestehenden Systemen verwendet werden kann konnte nur teilweise erfüllt werden, da zur Sicherstellung des Anfahrvorganges eine zusätzliche Fallleitung vom Kondensator zum Generator notwendig ist welche mittels Ventil oder Kugelhahn im Betrieb verschlossen werden muss. Abgesehen von diesem Punkt ist eine Verwendung der „DoublePump“ in bestehenden Anlagen jedoch ohne weitere Einschränkungen möglich.

Die im Rahmen des Projektes entwickelte Regelungsstrategie, welche einen effizienten Betrieb der „DoublePump“ sicherstellen soll, stellt einen neuen Regelungsansatz für den Lösungsförder-

massenstrom in Absorptionswärmepump-Kreisläufen dar. Da dieser Ansatz auf der charakteristischen Gleichung basiert, kann dieser für unterschiedliche Absorptionswärmepump-Kreisläufe verwendet werden. Die Verwendung der charakteristischen Gleichung auf unterschiedliche Absorptionswärmepump-Kreisläufe wurde bereits in verschiedenen internationalen Forschungsbeiträgen erfolgreich untersucht. Da dies auch Absorptionswärmepump-Anlagen mit elektrisch angetriebener Lösungsmittelpumpe einschließt hat dieser Ansatz Potential zu einer weiteren Verbreitung. In Kreisläufen mit elektrisch angetriebener Lösungsmittelpumpe könnte dadurch eine Verringerung der elektrischen Leistungsaufnahme erreicht werden.

Durch die Untersuchungen des dynamischen Verhaltens der Kälteanlage im Betrieb mit elektrisch und thermisch angetriebener Lösungsmittelpumpe konnte die Möglichkeit aufgezeigt werden, dass Temperaturänderungen in den externen Kreisen durch Anpassung der Fördermenge, in vom Betriebspunkt abhängigem Ausmaß, kompensiert werden können. Dadurch können in der Kälteanwendung Schwankungen der Kaltwasseraustrittstemperatur aufgrund veränderter Kühl- oder Heißwassereintrittstemperaturen reduziert werden, was zu einer Verbesserung des Betriebsverhaltens führt. Auch dieser Ansatz kann auf unterschiedliche Kreisläufe angewandt werden.

Abschließend wird festgehalten, dass sich die „DoublePump“ als Ersatz der von den Projektpartnern hergestellten elektrischen Pumpen aufgrund der höheren Herstellkosten aus heutiger Sicht nicht durchsetzen wird. Aufgrund der guten Skalierbarkeit der „DoublePump“, vor allem auf kleine Förderleistungen, ist es jedoch durchaus realistisch, dass die „DoublePump“ in neuen Anwendungen Verwendung findet bei denen die selbst hergestellten elektrischen Pumpen nicht verwendet werden können und die am Markt verfügbaren Pumpen zu teuer sind. In diesem Fall kann die Verwendung der „DoublePump“ auch einen wirtschaftlichen Vorteil durch geringere Herstellkosten bringen.

## 6 Literaturverzeichnis

Arnitz, A., Rieberer, R. (2016) Entwicklung und Erprobung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpen und –kältemaschinen, DKV-Tagung Kassel

Arnitz, A., Rieberer, R. (2017) Working principle and operating strategy of an absorption chiller with thermally driven solution pump, International Journal of Refrigeration (In Vorbereitung)

Arnitz, A., Rieberer, R. (2017b) Dynamik einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für eine NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O-Absorptionskältemaschine, DKV-Tagung Bremen (Kurzfassung eingereicht)

EES (2016), Engineering Equation Solver, V10.091, F-Chart Software, Madison Wisconsin.

Inventor (2016), Autodesk Inventor Professional 2012, Build: 160, Autodesk, Inc.

MATLAB (2011), Version 7.11.866 (R2010b) SP1, The MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts, United States.

Niebergall, W. (1981), Sorptions-Kältemaschinen, Reprint, Springer-Verlag, Heidelberg.

Vetter, G. (1990), Leckfreie Pumpen, Vulkan Verlag Essen

Zauner, B. (2016), Simulationsgestützte Auslegung und Konstruktion einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe, Masterarbeit, Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik, Graz.

Ziegler, G. (1997), Sorptionswärmepumpen, Forschungsberichte des DKV Nr. 57, Erding.

Zotter, G., Rieberer, R., Handler, C., Kotnig, C., Kotenko, O., Moser, H. (2013), ThermoPump Thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser Absorptionswärmepumpen kleiner Leistung, Publizierbarer Endbericht, Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik, Graz.

## 7 Kontaktdaten

### **ProjektleiterIn:**

Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik (IWT)

Inffeldgasse 25/B

8010 Graz

Tel.: +43 (0) 316 873 7301

Fax.: +43 (0) 316 873 7305

E-Mail: [office@tugraz.at](mailto:office@tugraz.at)

[www.iwt.tugraz.at](http://www.iwt.tugraz.at)

### **ProjektpartnerInnen:**

E-Sorp GmbH

Sportplatzweg 18

6336 Langkampfen

Tel.: +43 (0) 5332 88799

E-Mail: [info@e-sorp.com](mailto:info@e-sorp.com)

[www.e-sorp.com](http://www.e-sorp.com)

Pink GmbH

Bahnhofstrasse 22

8665 Langenwang

Tel.: +43 (0) 3854 3666

Fax.: +43 (0) 3854 3666 40

E-Mail: [info@pink.co.at](mailto:info@pink.co.at)

[www.pink.co.at](http://www.pink.co.at)