

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

13/08/2019

„FluePump“

Effizienzsteigerung durch kältemittelgekühlten Rauchgaskondensator für gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen

Projektnummer: 853579

Energieforschungsprogramm - 2. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ausschreibung	2. Ausschreibung Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/06/2016
Projektende	30/06/2019
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	37 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	Institut für Wärmetechnik, TU Graz E-Sorp GmbH
AnsprechpartnerIn	Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer
Postadresse	Inffeldgasse 25B, 8010 Graz
Telefon	+43 (316) 873 7302
Fax	+43 (316) 873 7305
E-mail	rene.rieverer@tugraz.at
Website	http://www.iwt.tugraz.at

FluePump

Effizienzsteigerung durch kältemittelgekühlten
Rauchgaskondensator für gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen

AutorInnen:

Philipp Wagner

René Rieberer

Andreas Höger

1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	5
3	Inhaltliche Darstellung	9
3.1	Wärmepumpenkreislauf	9
3.2	Simulationsmodell	11
3.2.1	Berechnungsgrundlagen	11
3.2.2	Einbindung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers	13
3.2.3	Erste Erkenntnisse aus dem Simulationsmodell	13
3.2.4	Überprüfung des Simulationsmodells	18
3.3	Versuchsstand zur Untersuchung der Absorption von heißem Sorptiv	19
3.3.1	Kreislaufbeschreibung	20
3.3.2	Versuchsdurchführung	22
3.4	Versuchsträger und Versuchsaufbau zur Untersuchung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers	26
3.4.1	Kreislaufbeschreibung	26
3.4.2	Aufbau und Einbindung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers	29
3.4.3	Versuchsdurchführung	32
3.5	Wirtschaftlichkeit und ökologische Analyse – Grundlagen und Annahmen	34
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	38
4.1	Ergebnisse der Untersuchungen der Absorption von heißem Sorptiv	38
4.2	Ergebnisse der Untersuchungen am Versuchsträgers	42
4.3	Weitere Simulationsergebnisse	47
4.4	Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsanalyse und der ökologischen Analyse	47
5	Ausblick und Empfehlungen	52
6	Literaturverzeichnis	54
7	Kontaktdaten	57

2 Einleitung

In Österreich wird rund die Hälfte der Haushalte mit fossilen Brennstoffen (Heizöl, Flüssig- oder Erdgas) beheizt (Statistik Austria, 2019b). Etwa 50 % der installierten Öl- und 17 % der Gaskessel sind älter als 15 Jahre und entsprechen damit nicht mehr dem Stand der Technik. Zudem sind viele dieser älteren Anlagen überdimensioniert, da dies zur Zeit ihrer Installation üblich war. Als Folge zahlen Österreichs Haushalte nicht nur rund 690 Mio. Euro pro Jahr zu viel an Heizkosten, sondern emittieren in etwa doppelt so viel an CO₂-Emissionen, als es aufgrund neuester Technologien notwendig wäre. Erdgasbefeuerte Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpen (GAWPs) können einen wesentlichen Beitrag dazu leisten, die Emissionen bei der Beheizung von Gebäuden zu verringern. Insbesondere dann, wenn zum Antrieb der Wärmepumpe Gas, welches regenerativ erzeugt wird (Biogas), verwendet wird. Im Vergleich zu herkömmlichen Gasthermen bieten Ammoniak/Wasser Absorptionswärmepumpen den Vorteil, dass zusätzlich Energie aus der Umgebung auf ein zum Heizen erforderliches Temperaturniveau gehoben werden kann und diese frei zur Verfügung steht.

Moderne Gasthermen sowie GAWPs verfügen über eine Brennwertechnik, um die Abgasverluste gering zu halten. Dabei wird das Abgas in der Regel in einem (herkömmlichen/konventionellen) Abgaswärmeübertrager (Rauchgaskondensator) durch den Heizungsrücklauf unter den Taupunkt abgekühlt, wodurch Wasserdampf auskondensieren kann (Nutzung von latenter Wärme). Allerdings führen hohe Rücklauftemperaturen im Heizungssystem (vor allem in Gebäuden älterer Bausubstanz - „Retro-Fit-Bereich“) dazu, dass das Abgas nicht unter den Taupunkt abgekühlt werden kann und somit kein Kondensat ausgeschieden werden kann. Dadurch wird latente Abgaswärme ungenutzt in die Umgebung emittiert. In Abbildung 1 ist das Schema einer GAWP mit herkömmlichem Abgaswärmeübertrager (FlueHX1), welcher im Heizungsrücklauf eingebaut ist, dargestellt.

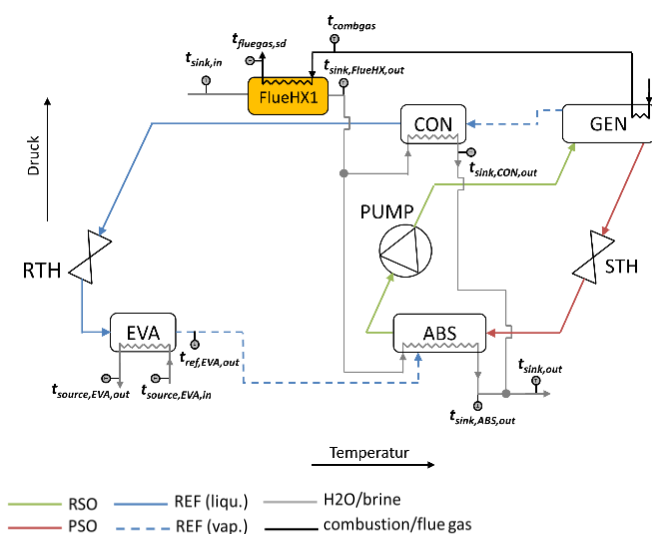


Abbildung 1: Einfacher Absorptionswärmepumpenkreislauf mit herkömmlichem Abgaswärmeübertrager (Wagner und Rieberer, 2018a)

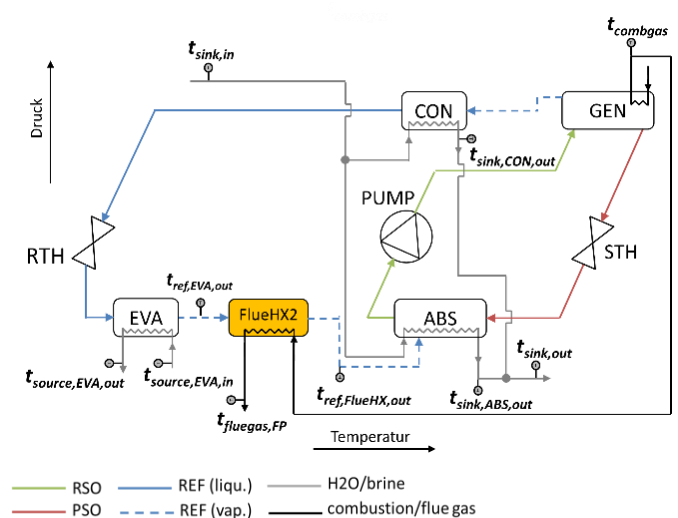


Abbildung 2: Einfacher Absorptionswärmepumpenkreislauf mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager (Wagner und Rieberer, 2018a)

Aufgabenstellung

Im vorliegenden Projekt war das Ziel, die latente Abgaswärme auch bei hohen Rücklauftemperaturen im Heizungssystem zu nutzen und dadurch die Brennstoffausnutzung und die Effizienz von GAWPs deutlich zu verbessern. Abhilfe für das zuvor erwähnte Problem schafft ein in diesem Projekt entwickelter und simulativ sowie experimentell untersuchter (kältemittelgekühlter) Abgaswärmeübertrager, welcher in gasbetriebenen Absorptionswärmepumpen eingebaut werden kann und die dem Abgas entzogene Wärme auf das Kältemittel und nicht – wie sonst üblich - auf den Heizungsrücklauf überträgt. Durch die wesentlich geringere Temperatur des Kältemittels im Vergleich zur Temperatur des Heizungswasserrücklaufs, kann unter allen Betriebsbedingungen die Kondensation von Wasserdampf im Abgas sichergestellt werden. In Abbildung 2 ist das Schema einer GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager (FlueHX2), welcher im Kältemittelkreislauf zwischen Verdampfer (EVA) und Absorber (ABS) eingebaut ist, dargestellt. Allerdings führt der Einbau eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers zu einer wesentlich höheren Eintrittstemperatur des Kältemittels (Sorptivs) in den Absorber, wodurch der Absorptionsprozess beeinflusst wird. Dieser Einfluss wurde ebenfalls im Rahmen dieses Projekts an einer Absorptionswärmepumpe experimentell untersucht.

Schwerpunkte des Projektes

Das Hauptaugenmerk lag auf der Verbesserung der Brennstoffausnutzung und damit die Steigerung der Effizienz von GAWPs vor allem bei höheren Heizungswasserrücklauftemperaturen im Heizungssystem. Damit einher geht auch das Ziel, der deutlichen Verringerung der Treibhausgasemissionen bei der Beheizung von Wohnraum. Durch den hohen Anteil des Energieeinsatzes für Raumheizung und Warmwasser von ca. 31 % am gesamten Primärenergieverbrauch in der Europäischen Union (European Commission, 2016) kann der Einsatz von GAWPs dazu beitragen den Primärenergieeinsatz durch die Nutzung von Umgebungswärme und der latenten Abgaswärme unter allen Betriebsbedingungen deutlich zu reduzieren. Durch die Konzeptentwicklung einer GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager kann ein weiterer Schritt zur Verbesserung der Effizienz von GAWPs gemacht werden und die Effizienzvorteile von GAWPs gegenüber herkömmlichen Öl- und Gasbrennwertkesseln weiter verbessert werden. Bei einem Austausch alter Öl- und Gasbrennwertkesseln durch GAWPs kann ein wesentlicher Beitrag zur Erreichung der Klimaziele geleistet werden. Aufgrund der durch den Einbau des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers gestiegenen Effizienz von GAWPs ergibt sich eine noch deutlichere Einsparung der Betriebskosten für den Endverbraucher. Dadurch stellen GAWPs auf lange Sicht auch eine wirtschaftliche Alternative gegenüber herkömmlichen Öl- und Gasbrennwertkesseln für den Endverbraucher dar.

Einordnung in das Programm

Das vorliegende Projekt adressiert eindeutig das Themenfeld *TF3/3.5 Wärmepumpen* (Klima und Energiefonds, 2015) und darin den Bereich der Sorptionswärmepumpen. Die durch den Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers erreichte Effizienzsteigerung von GAWPs - vor allem bei hohen Rücklauftemperaturen im Heizungssystem - kann einen wesentlichen Beitrag zur Reduzierung des Primärenergieverbrauchs sowie der CO₂-Emissionen bei der Beheizung leisten. Ebenso profitieren

Endkunden von geringeren Betriebskosten (aufgrund des geringeren Primärenergiebedarfs), sodass die Leistbarkeit von nachhaltiger Energie und innovativen Energietechnologien erleichtert wird. Durch dieses Projekt wird die internationale Wettbewerbsfähigkeit des Industriepartners 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 der Stand der Technik von Abgaswärmeübertragern auf Basis einer Literatur- und Internetrecherche erhoben sowie eine Konzeptskizzierung zur Anwendung in einer Absorptionswärmepumpe durchgeführt. Zur Abschätzung des übertragbaren Wärmestroms sowie zur Ermittlung der Wärmeübertragerfläche wurde ein Simulationsmodell einer GAWP mittels EES (EES, 2019) aufgebaut. Im Rahmen einer Simulationsstudie wurden unterschiedliche Kreislaufvarianten untersucht und der Kreislauf für die Versuchsanlage festgelegt. Um die Einflüsse des heißen Kältemitteldampfes am Absorbereintritt auf das Absorptionsverhalten zu untersuchen, wurde ein Versuchsstand aufgebaut, mit welchem das Kältemittel vor dem Eintritt in den Absorber auf eine vorgegebene Temperatur aufgeheizt werden konnte. Die Erkenntnisse aus diesen Untersuchungen konnten in den Aufbau der Versuchsanlage mit einfließen. Für die detaillierte experimentelle Untersuchung wurde ein geeigneter Versuchsstand mit einer seriennahen GAWP aufgebaut. Neben unterschiedlichen Kreislaufkonfigurationen wurden in dieser Anlage sowohl der senkengeköhlte als auch der kältemittelgeköhlte Abgaswärmeübertrager eingebaut. Das Ziel des entwickelten Messkonzepts war, Leistungskenndaten sowie Effizienzen zu ermitteln, um einen Vergleich zwischen den beiden Abgaswärmeübertragervarianten durchführen zu können. Die erhaltenen Messdaten wurden in weiterer Folge für eine Optimierung des Simulationsmodells herangezogen, um die Laboranlage genauer abbilden zu können. Aufbauend auf den Mess- und Simulationsergebnissen wurde eine Wirtschaftlichkeitsanalyse sowie eine ökologische Betrachtung einer GAWP mit kältemittelgeköhltem im Vergleich zu einer GAWP mit senkengeköhltem Abgaswärmeübertrager durchgeführt.

Aufbau der Arbeit

Der inhaltliche Teil (**Kapitel 3**) beschreibt den Wärmepumpenkreislauf der GAWP im Simulationsmodell sowie jenen der aufgebauten Versuchsanlage. Ebenso werden in diesem Kapitel aufbauend auf den ersten Ergebnissen des Simulationsmodells die Randbedingungen für die experimentelle Untersuchung der Absorption des heißen Sorptivs erläutert. In Kapitel 3.3 werden der Aufbau des Prüfstandes zur Untersuchung der Absorption von heißem Sorptiv, sowie das Messkonzept erläutert. Weiters wird darin

die Versuchsdurchführung und Messmatrix beschrieben. Kapitel 3.4 beschreibt den Aufbau des Versuchsträgers sowie die Versuchsdurchführung und die Messmatrix. In Kapitel 3.5 werden die Rahmenbedingungen für die wirtschaftliche und ökologische Analyse beschrieben.

Kapitel 4 fasst die Messergebnisse und die Schlussfolgerungen der experimentellen Untersuchung der Absorption des heißen Sorptivs zusammen. In Kapitel 4.2 wird ein Vergleich zwischen dem senkengeköhlten und dem kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertrager basierend auf den Messergebnissen des Versuchsträgers gezeigt. Das mögliche Potential des kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertragers wird anhand einer Simulationsstudie in Kapitel 4.3 gezeigt. Zudem werden die Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsanalyse und der ökologischen Analyse dargestellt.

In **Kapitel 5** werden die wesentlichen Ergebnisse zusammengefasst, sowie auf das weitere Optimierungspotential hingewiesen.

3 Inhaltliche Darstellung

Die inhaltliche Darstellung umfasst zu Beginn die Erklärung des Wärmepumpenkreislaufs, welcher für das Simulationsmodell ausgewählt und im Funktionsmuster umgesetzt wurde. In Kapitel 3.2 wird das Simulationsmodell näher erläutert und die Erkenntnisse aus dem Simulationsmodell, welche für den Versuchsstand zur Untersuchung der Absorption von heißem Sorptiv sowie das Funktionsmuster notwendig waren, dargelegt. Die Inhalte von Kapitel 3.2 basieren im Wesentlichen auf dem Konferenzbeitrag von Wagner und Rieberer (2017) bei der DKV-Tagung 2017 in Bremen. Kapitel 3.3 beschreibt den Versuchsstand sowie die Messdurchführung zur Untersuchung der Absorption von heißem Sorptiv. Der Inhalt dieses Kapitels basiert im Wesentlichen auf dem Konferenzbeitrag von Wagner und Rieberer (2018b) bei der DKV-Tagung 2018 in Aachen. Der Aufbau des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers und des Versuchsstandes zur Untersuchung der GAWP mit senkengeköhltem und kältemittelgekühltem sowie die Vorgehensweise bei der Messdurchführung sind in Kapitel 3.4 dargestellt.

3.1 Wärmepumpenkreislauf

Die Festlegung des Wärmepumpenkreislaufs der GAWP hat einen wesentlichen Anteil an der erreichbaren Effizienz und dem zusätzlichen Nutzen eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers im Vergleich zu einem senkengeköhlten Abgaswärmeübertrager. Aus diesem Grund wurde sowohl im Simulationsmodell als auch im Funktionsmuster ein Kreislauf mit vielzähligen Verschaltungen vorgesehen, um unterschiedliche Kreislaufvarianten untersuchen zu können. Als Grundlage für die Festlegung des Kreislaufes dienten die Ergebnisse aus dem Projekt „NexGen“ (Emhofer et al., 2015). Abbildung 3 zeigt eine schematische Darstellung des modularen Absorptionskreislaufes.

Der Absorptionskreislauf beinhaltet einen Desorber, welcher aus dem Generator (GEN), der Rektifikationskolonne (REC) und dem Dephlegmator (DEP) besteht. Durch eine aus einer Verbrennung stammenden Wärmezufuhr wird die reiche Lösung im Generator teilweise verdampft. Das aus dem Generator austretende heiße Abgas wird bei herkömmlichen Anlagen mit Brennwertechnik im senkengeköhlten Abgaswärmeübertrager (FlueHX1) zur Vorwärmung des Heizungswasserrücklaufs ($t_{\text{sink,in}}$) verwendet. Mit Hilfe des Dephlegmators und der Rektifikationskolonne kann die Kältemittelkonzentration (NH_3 -Konzentration) wesentlich beeinflusst werden. Im Dephlegmator erfolgt im Wesentlichen eine (Teil-) Kondensation des im Generator mitausgetriebenen Wasserdampfes, welcher durch die reiche Lösung (r_{so}) gekühlt wird. Dabei kann der Massenstrom der reichen Lösung, welcher durch den Dephlegmator geführt wird, variiert werden und somit die Wärmeübertragung im Dephlegmator beeinflusst werden. Der nicht durch den Dephlegmator geführte Massenstrom wird über einen Bypass an diesem vorbeigeführt (siehe Zustandspunkt 6 in Abbildung 3). Ebenso kann der Anteil an reicher Lösung, welcher in die Rektifikationskolonne geführt wird (siehe Zustandspunkt 9 in Abbildung 3) variiert werden und somit der Stoff- und Wärmeaustausch in der Rektifikationskolonne beeinflusst werden.

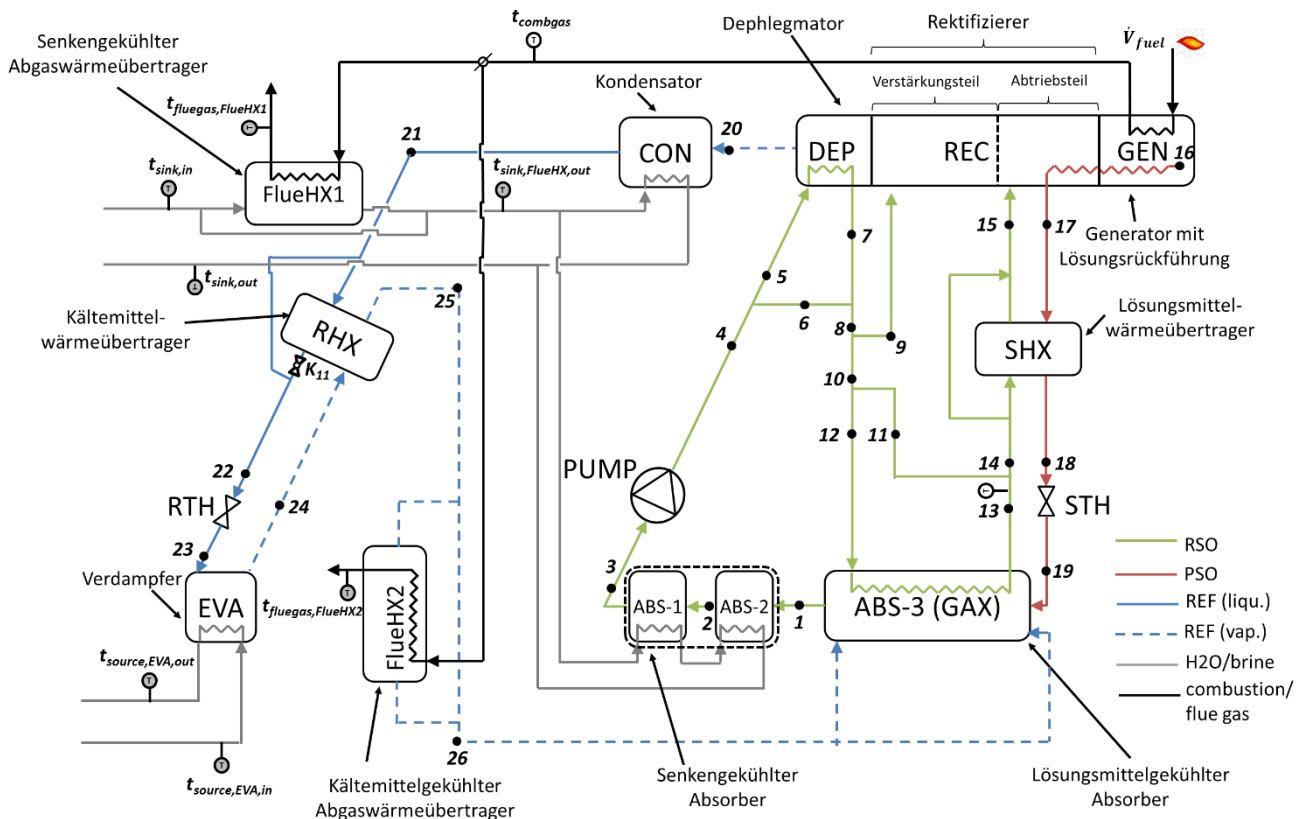


Abbildung 3: Schematische Darstellung des modularen Absorptionskreislaufes (Wagner und Rieberer, 2017)

Der aus dem Desorber austretende Kältemitteldampf wird im Kondensator (CON) unter Abgabe von Wärme verflüssigt. Um eine teilweise Verdampfung des Kältemittels bei der anschließenden Drosselung auf Niederdruck (p_{EVA}) in der Kältemitteldrossel (RTH) nach Möglichkeit zu vermeiden, wurde ein Kältemittelwärmeübertrager (RHX), welcher auch über einen Bypass weggeschaltet werden kann, vorgesehen. Nach der Drosselung gelangt das Kältemittel in den Verdampfer (EVA), wodurch dieses unter Wärmezufuhr zum größten Teil verdampft wird. Die weitere Verdampfung erfolgt im anschließenden Kältemittelwärmeübertrager sowie, im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager (FlueHX2), sofern dieser verwendet wird. Im lösungsgekühlten Absorber (ABS-3 (GAX)) wird das stark erwärmte Kältemittel von der armen Lösung, welche über die Lösungsrückführung im Desorber und die Lösungsmitteldrossel aus dem Generator in den Absorber gelangt, absorbiert. Aufgrund der hohen Temperatur kann keine vollständige Absorption im lösungsgekühlten Absorber erfolgen, sodass zusätzlich zwei senkengekühlte Absorber (ABS-1 & ABS-2) vorgesehen wurden. Mittels der Lösungsmittelpumpe (PUMP) wird die reiche Lösung (RSO) mit einem hohen Massenanteil an Ammoniak anschließend auf den Hochdruck (p_{CON}) gebracht.

Die genaue Beschreibung des Kreislaufes und der Funktionsweise einzelner Komponenten können in Wagner und Rieberer (2017), Wagner und Rieberer (2018a), Wagner et al. (2019) sowie in Wagner und Rieberer (2019a) nachgelesen werden.

3.2 Simulationsmodell

Die Modellierung des Absorptionskreislaufes erfolgte mit der Software Engineering Equation Solver (EES) (EES, 2019). Dabei wurde ein Gleichungssystem basierend auf Energie-, Massen- und Stoffbilanzen aufgestellt. Zu Beginn des Projekts wurde das Modell auf Basis von Messungen aus dem Projekt NexGen (Emhofer et al., 2015), welche an einer GAWP mit einem senkengekühlten Abgaswärmeübertrager durchgeführt wurden, aufgebaut. Im Laufe dieses Projekts konnten über 200 Messpunkte aufgezeichnet und das Modell verfeinert werden. Zur Berechnung der Stoffdaten für das Gemisch Ammoniak/Wasser ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) wurde auf die in EES (2019) hinterlegte Stoffdatenbank basierend auf der Zustandsgleichung von Ibrahim und Klein (1993) zurückgegriffen.

3.2.1 Berechnungsgrundlagen

Bei der Simulation wurde angenommen, dass im gesamten System keine Druckverluste sowie Wärmeverluste/-einträge erfolgen. Die restlichen Annahmen erfolgten aus den Erkenntnissen bei der messtechnischen Untersuchung des Versuchsträgers (GAWP):

- Der zugeführte Wärmestrom am Generator wurde über einen Wirkungsgrad aus der vorgegebenen Brennerleistung ermittelt.
- Die Modellierung der Rektifikationskolonne erfolgte nach der Ponchon-Methode (Bogart, 1981), wie bei Fernández-Seara et al. (2003).
- Die Zustandsänderung des Kältemitteldampfes im Dephlegmator wurde mittels einer Murphree Efficiency modelliert (Fernández-Seara et al., 2003), die Wärmeübertragung an die kühlende reiche Lösung über eine Wärmeübertragereffektivität (ϵ_{DEP} , Gl. (1)). ϵ_{DEP} stellt das Verhältnis des übertragenen Wärmestromes zum theoretisch möglichen übertragbaren Wärmestrom dar. Die kühlende reiche Lösung kann sich maximal auf die Temperatur der aus dem Dephlegmator austretenden Flüssigphase erwärmen ($\dot{Q}_{\text{DEP},\text{rso},\text{max}}$, Gl. (2)) bzw. der aus dem Dephlegmator austretende Kältemitteldampf kann sich nicht weiter, als auf die Temperatur der eintretenden reichen Lösung abkühlen ($\dot{Q}_{\text{DEP},\text{ref},\text{max}}$, Gl. (3)). Die Wärmeübertragereffektivität folgte aus den Messdaten am Versuchsträger. Ebenso wurde eine Massenstromabhängigkeit der Wärmeübertragereffektivität berücksichtigt.

$$\epsilon_{\text{DEP}} = \frac{\dot{Q}_{\text{DEP}}}{\min\{\dot{Q}_{\text{DEP},\text{rso},\text{max}}; \dot{Q}_{\text{DEP},\text{ref},\text{max}}\}} = f(\dot{m}_{\text{rso}}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{\text{DEP},\text{rso},\text{max}} = \dot{m}_{\text{rso}} \cdot (h_{7,\text{id}} - h_5) \quad (2)$$

$$\text{mit: } h_{7,\text{id}} = f(t_{\text{DEP},\text{liq},\text{out}}, p_{\text{CON}}, x_{\text{rso}})$$

$$\dot{Q}_{\text{DEP},\text{ref},\text{max}} = \dot{m}_{\text{DEP},\text{vap},\text{in}} \cdot h_{\text{DEP},\text{vap},\text{in}} - \dot{m}_{\text{DEP},\text{liq},\text{out}} \cdot h_{\text{DEP},\text{liq},\text{out}} - \dot{m}_{20} \cdot h_{20,\text{id}} \quad (3)$$

$$\text{mit: } h_{20,\text{id}} = f(t_3, p_{\text{CON}}, x_{\text{ref}})$$

- In den Zustandspunkten 16 (arme Lösung) und 20 (Kältemitteldampf) wurden gesättigte Zustände angenommen.

- Am Kältemittelwärmeübertrager sowie am Lösungsmittelwärmeübertrager wurden zur Berechnung der Wärmeübertragung - wie bereits beim Dephlegmator gezeigt - ebenfalls Wärmeübertragereffektivitäten angenommen. Die Wärmeübertragereffektivitäten folgten aus den Messdaten am Versuchsträger. Ebenso wurde eine Massenstromabhängigkeit der Wärmeübertragereffektivität berücksichtigt.
- Am Austritt aus dem Verdampfer wurde eine Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelleneintrittstemperatur ($t_{\text{source,in}}$) und der Kältemitteltemperatur (t_{24}) angenommen.
- Am Austritt aus dem Kondensator wurde eine Temperaturdifferenz zwischen der Senkeneintrittstemperatur ($t_{\text{sink,FlueHX,out}}$) und der Kältemitteltemperatur (t_{21}) angenommen.
- Zur Ermittlung des Hochdrucks wurde zusätzlich eine definierte Unterkühlung am Austritt aus dem Kondensator angenommen. Am Austritt des senkengekühlten Absorbers (ABS-1, Zustandspunkt 3 in Abbildung 3) wurde eine konstante Temperaturdifferenz zwischen der reichen Lösung und der Wärmesenke angenommen. Weiters wurde angenommen, dass in diesem Zustandspunkt eine konstante Unterkühlung vorliegt.
- Zur Berechnung der internen Wärmerückgewinnung durch die Lösungsrückführung der armen Lösung im Generator, wurde eine konstante Temperaturdifferenz zwischen der aus dem Desorber austretenden armen Lösung (Zustandspunkt 17) und der in der Rektifikationskolonne nach unten strömenden Flüssigphase angenommen.
- Am Austritt des Abgases aus dem senkengekühlten Abgaswärmeübertrager wurde anhand der Messdaten eine Temperaturdifferenz zur senkenseitigen Eintrittstemperatur angenommen.

Die Ermittlung der Effizienz der GAWP (GUE_{H_s}) erfolgt in Anlehnung an DIN EN 12309-1:2012 nach Gl. (4). Der Heizwert (H_i) bzw. der Brennwert (H_s) wurde je nach Messzeitraum aus Energie Steiermark (2018) bzw. Energie Steiermark (2019) entnommen.

$$GUE = GUE_{H_s} = \frac{\dot{Q}_{\text{sink}}}{\dot{Q}_{\text{fuel,norm},H_s}} = \frac{\dot{Q}_{\text{sink}}}{\dot{V}_{\text{fuel,norm}} \cdot H_{s,\text{norm}}} \quad (4)$$

Ein fairer Vergleich zwischen GAWPs und herkömmlichen Brennwertkessel ist aufgrund der unterschiedlichen Bezugswerte bei der Bestimmung der Effizienz aber nicht möglich. Während bei herkömmlichen Brennwertkesseln der Heizwert (H_i) als Bezugswert herangezogen wird, wird bei GAWPs der Brennwert (H_s) herangezogen. Um eine Vergleichbarkeit von GAWPs mit herkömmlichen Brennwertkesseln zu ermöglichen, wird in diesem Bericht bei der Darstellung der Effizienz ebenso die auf den Heizwert bezogenen Effizienz (GUE_{H_i}) nach Gl. (5) dargestellt.

$$GUE_{H_i} = \frac{\dot{Q}_{\text{sink}}}{\dot{Q}_{\text{fuel,norm},H_i}} = \frac{\dot{Q}_{\text{sink}}}{\dot{V}_{\text{fuel,norm}} \cdot H_{i,\text{norm}}} \quad (5)$$

Die Ermittlung der relativen Effizienzsteigerung von FlueHX2 (kältemittelgekühlt) im Vergleich zu FlueHX1 (senkengekühlt) erfolgt nach Gl. (6)

$$\Delta GUE = \frac{GUE_{\text{FlueHX2}} - GUE_{\text{FlueHX1}}}{GUE_{\text{FlueHX1}}} \cdot 100 \% \quad (6)$$

3.2.2 Einbindung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers

Aufgrund der Bedeutung des Abgaswärmeübertragers (senkengekühlt (FlueHX1) sowie kältemittelgekühlt (FlueHX2)) wurde dieser detaillierter modelliert. Die Eintrittstemperatur des Abgases in den Abgaswärmeübertrager (t_{combgas}) wurde über eine Korrelation in Abhängigkeit der Generatorfußtemperatur (t_{16}) im Modell hinterlegt. Da in EES (EES, 2019) keine Stoffdaten für das Abgas, welches aus einer Erdgasverbrennung mit einem bestimmten Luftverhältnis (λ) stammt, vorhanden waren, wurde dafür eine Verbrennungsrechnung in das Simulationsmodell implementiert. Dadurch kann zum einen die Kondensation des Wasserdampfes im Abgas berücksichtigt werden und zum anderen der Verlauf der Abgastemperatur genau ermittelt werden. Im Simulationsmodell wurde der Abgaswärmeübertrager in zwei Abschnitte mit jeweils 30 Unterabschnitten unterteilt. Im ersten Abschnitt erfolgt die Wärmeübertragung vom heißen Abgas auf das Kältemittel, ohne Kondensation von Wasserdampf im Abgas, im zweiten Abschnitt wird die Kondensation des Wasserdampfes im Abgas berücksichtigt. Die Modellierung der Abgaskondensation erfolgte nach Recknagel et al. (2007), wie bei der Kondensation von Wasserdampf aus der feuchten Luft. Es wurde ein konstanter „Wirkungsgrad“ (η_{FlueHX}) angenommen, über welchen der Austrittszustand des Abgases (Feuchtigkeitsgehalt) in jedem Teilabschnitt in Abhängigkeit der abgasseitigen Oberflächentemperatur des Abgaswärmeübertragers ermittelt wurde. Dafür wird in jedem Teilabschnitt i eine berechnete Temperatur ($t_{\text{calc},i}$, Gl. (7)) herangezogen, die um $(1 - \eta_{\text{FlueHX}}) \cdot (\text{Abgastemperatur } t_{\text{combgas}} - \text{mittlerer Oberflächentemperatur } t_{\text{surface,comb,m},i})$ höher ist, als die mittlere abgasseitige Oberflächentemperatur $t_{\text{surface,comb,m},i}$ (Gl. (7)). Die Ermittlung der abgasseitigen Oberflächentemperatur erfolgte über die abgasseitige Wärmeübergangszahl. Als Bedingung für die Kondensation und damit auch für den Übergang vom ersten auf den zweiten Abschnitt wurde angenommen, dass diese startet, sobald die mit Gl. (7) berechnete Temperatur unter den Taupunkt des Abgases, welche bei Erdgas bei etwa 52 °C liegt, sinkt.

$$\begin{aligned} t_{\text{calc},i} &= t_{\text{surface,comb,m},i} + (1 - \eta_{\text{FlueHX}}) \cdot (t_{\text{combgas},i-1} - t_{\text{surface,comb,m},i}) \\ t_{\text{surface,comb,m},i} &= \frac{t_{\text{surface,comb},i} + t_{\text{surface,comb},i-1}}{2} \end{aligned} \quad (7)$$

Zusätzlich wurden im Simulationsmodell die Temperaturverläufe des Kältemittels sowie des Abgases ermittelt. Diese wurden dazu verwendet, um die minimale Annäherung („Pinch-Point“) der beiden Temperaturverläufe (Abgas und Kältemittel bzw. Abgas und Wärmesenke) zu überprüfen.

Dieses Modell wurde auch für die Vorauslegung (Ermittlung der Wärmeübertragungsfläche) des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers herangezogen. Dafür wurden zusätzlich die abgasseitigen sowie kältemittelseitigen Wärmeübergangszahlen ermittelt.

3.2.3 Erste Erkenntnisse aus dem Simulationsmodell

Mit Hilfe des in Kapitel 3.3.2 beschriebenen Simulationsmodells wurde vor Beginn der Untersuchung der Absorption des heißen Sorptivs eine Parameterstudie durchgeführt, um den Einfluss der Kreislaufkonfiguration, der Kältemittelkonzentration sowie der Wärmequellentemperatur auf den Wärmepumpenkreislauf zu bestimmen. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wurden die Betriebsbedingungen sowie die untersuchten Kreislaufkonfigurationen für die Untersuchung der Absorption des heißen Sorptivs sowie des Versuchsträgers definiert.

Folgende Kreislaufvarianten mit unterschiedlicher interner Wärmerückgewinnung wurden, für beide Varianten des Abgaswärmeübertragers, untersucht:

- Lösungsgekühlter Absorber (ABS-3) im Lösungsmittelkreislauf
- Lösungsmittelwärmeübertrager (SHX) im Lösungsmittelkreislauf
- Lösungsgekühlter Absorber (ABS-3) im Lösungsmittelkreislauf und Kältemittelwärmeübertrager (RHX) im Kältemittelkreislauf
- Lösungsmittelwärmeübertrager (SHX) im Lösungsmittelkreislauf und Kältemittelwärmeübertrager (RHX) im Kältemittelkreislauf

Als vorzugebende Parameter wurden die Sole- bzw. Wasser-Temperaturen an der Wärmequelle und Wärmesenke, sowie die Brennerleistung ausgewählt. Die Dephlegmatoreffektivität und damit die Wärmeübertragung des Dephlegmators wurde variiert. Tabelle 1 zeigt einen Überblick der in der Simulation vorgegebenen Werte.

Tabelle 1: Übersicht der Vorgabewerte (Wagner und Rieberer, 2017)

Parameter	Vorgabewerte
Brennerleistung ($\dot{Q}_B$) in kW	12,5
Wärmequelleneintrittstemperatur/-austrittstemperatur ($t_{\text{source,EVA,in/out}}$) in °C	+8/+5, -9/-12
Wärmesenkeneintrittstemperatur/-austrittstemperatur ($t_{\text{sink,in/out}}$) in °C	30/35, 45/50, 55/70
Wärmeübertragereffektivität Dephlegmator ϵ_{DEP}	0,45 (Prototyp (Emhofer et al., 2015)) ... 0,2

Abgesehen von diesen Werten können zwei weitere Parameter von der Regelung beeinflusst werden. Dies können die Generatorfußtemperatur (t_{16} in Abbildung 3), der Niederdruck (p_{EVA}) oder der Lösungsumlauf (Verhältnis des Massenstroms der reichen Lösung m_{rso} zum Kältemittelmassenstrom m_{ref}) sein. In der hier durchgeführten Parameterstudie wurden, wie bereits bei Wechsler und Rieberer (2015) der Niederdruck (p_{EVA}) und die Generatorfußtemperatur (t_{16}) für verschiedene Betriebsbedingungen (Tabelle 1) variiert. Dabei ergibt sich bei einer entsprechenden Kombination von Generatorfußtemperatur und Niederdruck ein maximaler GUE, welcher als $\text{GUE}_{\text{Hi,max}}$ bzw. $\text{GUE}_{\text{HS,max}}$ in Abbildung 4 und Abbildung 5 dargestellt ist (siehe Wechsler und Rieberer, 2015).

In Abbildung 4 ist exemplarisch der Einfluss der Wärmeübertragereffektivität des Dephlegmators (ϵ_{DEP}) auf den GUE bei $t_{\text{sink}} = 55/70$ °C und $t_{\text{source}} = -9/-12$ °C dargestellt. Der Dephlegmator hat neben der Rektifikationskolonne sowie der Generatorfußtemperatur t_{16} einen wesentlichen Einfluss auf die Kältemittelkonzentration.

Je geringer die Wärmeübertragereffektivität des Dephlegmators ist, desto weniger wird der aufsteigende Kältemitteldampf gekühlt und desto weniger mitausgetriebener Wasserdampf kondensiert, wodurch der Kältemittelmassenstrom ansteigt. Allerdings ist dadurch aufgrund der höheren Temperatur am Austritt aus dem Desorber die Kältemittelkonzentration geringer. Diese sinkt von 0,98 bei $\epsilon_{\text{DEP}} = 0,4$ auf ca. 0,98 bei $\epsilon_{\text{DEP}} = 0,2$. Dies führt dazu, dass im Verdampfer trotz eines höheren Kältemittelmassenstroms weniger Wärme übertragen werden kann (da der Temperaturanstieg des zeotropen Gemisches durch den höheren Wasseranteil höher ist) und demzufolge die Gesamteffizienz sinkt.

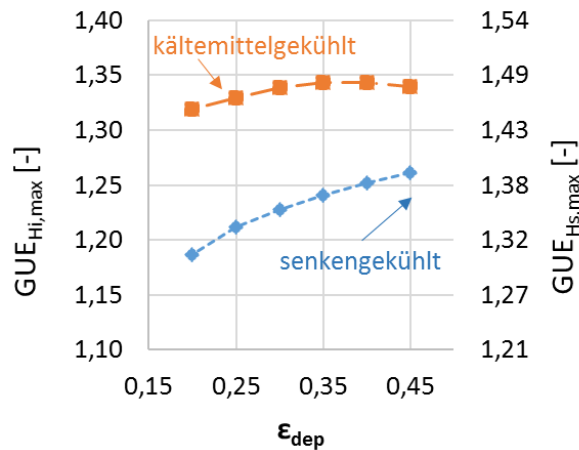


Abbildung 4: Vergleich des GUE zwischen senkengekühltem und kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager in Abhängigkeit der Wärmeübertragereffektivität des Dephlegmators (ϵ_{DEP}) bei $t_{sink} = 55/70$ °C und $t_{source} = -9/-12$ °C (Wagner und Rieberer, 2017)

Beim kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager kann die negative Auswirkung des geringeren verdampften Kältemittelanteils (geringerer Dampfgehalt), bedingt durch die geringere Kältemittelkonzentration, durch die Wärmezufuhr aus dem Abgas an das Kältemittel vor Eintritt in den Absorber kompensiert werden. Daraus lässt sich schließen, dass die Kältemittelkonzentration bei Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers niedriger sein kann, um die gleiche bzw. eine bessere Effizienz zu erreichen, als bei Verwendung eines senkengekühlten Abgaswärmeübertragers. Abbildung 4 zeigt, dass es bei der Variante mit senkengekühltem Abgaswärmeübertrager zu einem Abfallen des GUE kommt, wenn die Wärmeübertragereffektivität (ϵ_{DEP}) und daraus folgend die Kältemittelkonzentration im Vergleich zum Prototyp (mit $\epsilon_{DEP} = 0,45$) geringer wird, während es bei der Variante mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager zuerst zu einem leichten Anstieg (bis $\epsilon_{DEP} \approx 0,35$) und erst danach zu einem Abfall kommt.

Abbildung 5 zeigt einen Vergleich der GUE-Werte für den senkengekühlten und den kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager für unterschiedliche Kreislaufvarianten mit lösungsgekühltem Absorber (ABS-3) oder Lösungsmittelwärmeübertrager (SHX) jeweils mit und ohne Kältemittelwärmeübertrager (RHX) bei $t_{sink} = 55/70$ °C und $t_{source} = -9/-12$ °C und einer Wärmeübertragereffektivität $\epsilon_{DEP} = 0,2$. Ob im Lösungsmittelkreislauf die interne Wärmerückgewinnung mit einem lösungsgekühlten Absorber (ABS-3) oder mit einem Lösungsmittelwärmeübertrager (SHX) ausgeführt wird, zeigt bei den gewählten Parametern, bei Verwendung eines senkengekühlten Abgaswärmeübertragers, kaum einen Einfluss auf die Effizienz ($GUE_{Hi} \approx 1,15$). Durch zusätzliche Verwendung eines Kältemittelwärmeübertragers (RHX), neben dem lösungsgekühlten Absorber bzw. dem Lösungsmittelwärmeübertrager, kann die Effizienz bei Verwendung eines senkengekühlten Abgaswärmeübertragers um etwa 5 % (von ca. 1,13 auf ca. 1,19) gesteigert werden.

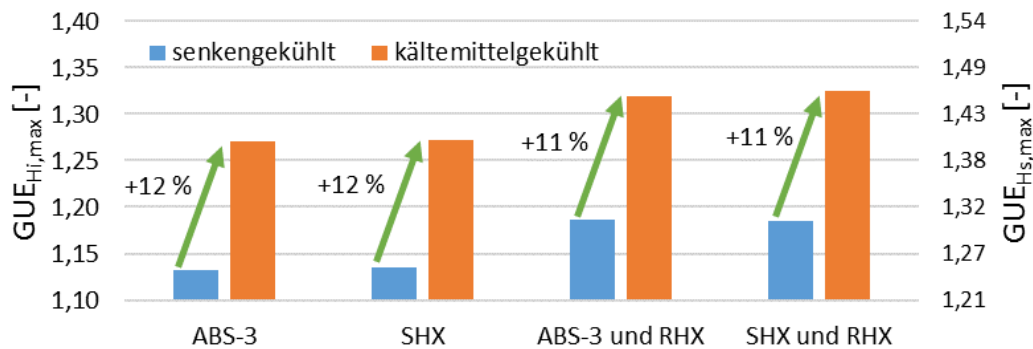


Abbildung 5: Vergleich des GUE bei verschiedenen Kreislaufkonfigurationen mit einem senkengekühlten bzw. kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager bei $t_{sink} = 55/70\text{ °C}$ und $t_{source} = -9/-12\text{ °C}$ (Wagner und Rieberer, 2017)

Verwendet man zur internen Wärmerückgewinnung einen lösungsgekühlten Absorber bzw. einen Lösungsmittelwärmeübertrager und statt des senkengekühlten Abgaswärmeübertragers einen kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager, so lässt sich die Effizienz um bis zu 12 % (Gl. (6)), von ca. 1,13 auf ca. 1,27 steigern. Diese Steigerung erfolgt aufgrund dessen, dass das Abgas durch den kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager auf eine niedrigere Temperatur abgekühlt werden kann und mehr Wärme aus dem Abgas rückgewonnen wird. Bei zusätzlicher Verwendung eines Kältemittelwärmeübertragers (ABS-3 und RHX bzw. SHX und RHX) fällt die Effizienzsteigerung bei Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers anstelle eines senkengekühlten Abgaswärmeübertragers mit 11 % (von ca. 1,19 auf ca. 1,32) etwas geringer aus, im Vergleich zu den 12 %, wenn kein Kältemittelwärmeübertrager verwendet wird. Dies ist einerseits darauf zurückzuführen, dass das Kältemittel durch die interne Wärmerückgewinnung im Kältemittelwärmeübertrager mit einer etwas höheren Temperatur in den kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager eintritt, sodass etwas weniger Wärme rückgewonnen werden kann und dadurch das Abgas mit einer geringfügig höheren Temperatur aus dem Abgaswärmeübertrager austritt, andererseits aufgrund der höheren Effizienz der GAWP mit senkengekühltem Abgaswärmeübertrager (Bezugswert) bei Verwendung eines Kältemittelwärmeübertragers (1,19 statt 1,13).

Aus Abbildung 4 und Abbildung 5 zeigt sich, dass bei Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers die Komplexität des Absorptionswärmepumpenkreislaufes verringert werden kann, bei gleichzeitiger Erhöhung der Effizienz. Einerseits genügt eine geringere Reinheit des Kältemittels, wodurch die Rektifikationskolonne und der Dephlegmator wesentlich kleiner ausgeführt werden können, andererseits muss die interne Wärmerückgewinnung nicht gänzlich ausgereizt werden, wodurch Komponenten kleiner gestaltet werden können.

Um eine hohe Wärmerückgewinnung im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager zu erreichen, ist dieser entsprechend den Betriebsbedingungen auszulegen. Die Auslegung erfolgte dabei mit Hilfe des aufgebauten Simulationsmodells (Kapitel 3.2). Dabei ist vor allem auf den Punkt der minimalen Temperaturannäherung („Pinch-Point“) zu achten, der sich aus dem Temperaturverlauf des Abgases bei der Abkühlung und jenem des Kältemittels bei der Erwärmung ergibt. Dieser kann abhängig von den Betriebsbedingungen in der Nähe des Taupunktes des Abgases (Abbildung 6-links) oder am Abgasaustritt (Abbildung 6-Mitte) liegen.

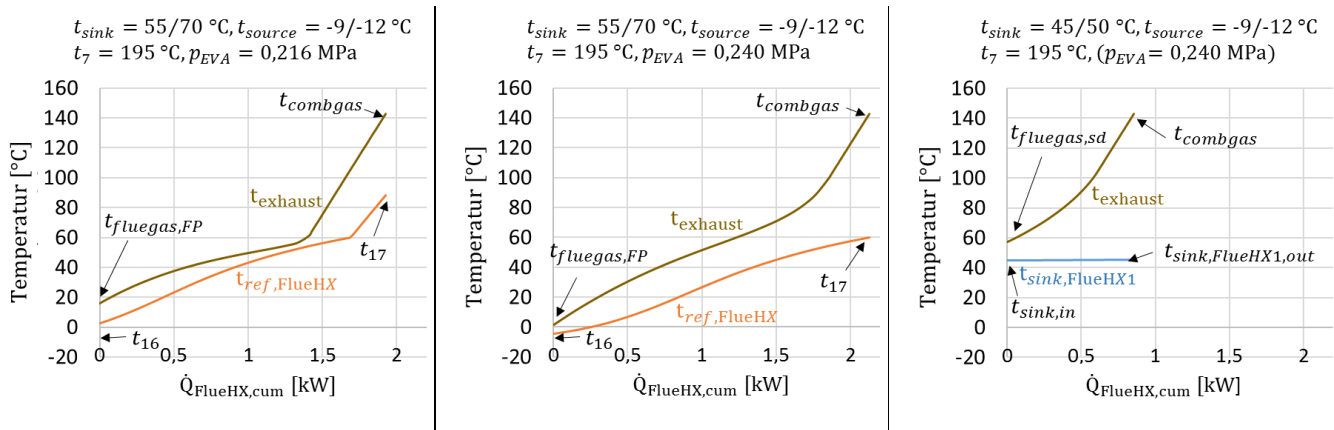


Abbildung 6: Temperaturverlauf des Abgases und des Kältemittels bzw. der Wärmesenke
 Links und Mitte: mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager bei unterschiedlichem Verdampfungsdruck
 Rechts: mit senkengekühlter Abgaswärmeübertrager
 (Wagner und Rieberer, 2017)

Abbildung 6-links und Abbildung 6-Mitte unterscheiden sich prinzipiell nur durch einen unterschiedlichen Niederdruck (p_{EVA}). Bei vorgegebener Wärmequelleneintrittstemperatur ($t_{sink,in}$) verdampft bei einem geringeren Niederdruck mehr Kältemittel im Verdampfer (höherer Dampfgehalt am Austritt) als bei einem höheren Niederdruck (niedriger Dampfgehalt). Dies führt dazu, dass dem Kältemittel bei einem geringeren Niederdruck (z. B. $p_{EVA} = 0,216\text{ MPa}$, Abbildung 6-links) im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager weniger Wärme zugeführt werden kann/muss, bis es vollständig verdampft ist, als bei einem höheren Niederdruck (z. B. $p_{EVA} = 0,240\text{ MPa}$, Abbildung 6-Mitte). Im dargestellten Beispiel in Abbildung 6-links kommt es durch die Wärmezufuhr nicht nur zu einer vollständigen Verdampfung, sondern auch zu einer Überhitzung des Kältemittels. Aufgrund des Temperaturverlaufes des zeotropen Gemisches bei der Verdampfung liegt der „Pinch-Point“ in der Nähe des Taupunktes des Abgases. Wird der Niederdruck erhöht, so sinkt der zugeführte Wärmestrom am Verdampfer, da weniger Kältemittel verdampft wird (geringerer Dampfgehalt nach Verdampfer). Dem Kältemittel kann im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager ein größerer Wärmestrom zugeführt werden, um es zu verdampfen. Da der aus dem Abgas rückgewinnbare Wärmestrom begrenzt ist, kommt der „Pinch Point“ am Austritt des Abgases aus dem Abgaswärmeübertrager zu liegen (Abbildung 6-Mitte) und es kommt zu keiner Überhitzung des Kältemittels. Beim senkengekühlten Abgaswärmeübertrager ist aufgrund des hohen Massenstroms bzw. aufgrund des hohen Wärmekapazitätsstroms ($\dot{m} \cdot c_p$) der Wärmesenke, der „Pinch-Point“ immer am Abgasaustritt (Abbildung 6-rechts). Der Verlauf der Abgastemperatur beim senkengekühlten Abgaswärmeübertrager weicht deutlich vom Verlauf des Abgases beim kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager ab. Dieser Umstand resultiert aus der größeren Temperaturdifferenz zwischen Abgas und kühlendem Medium und der bereits nahe dem Abgaseintritt einsetzenden Kondensation (aufgrund der getroffenen Annahmen – siehe Kapitel 3.2.2), da die Oberflächentemperatur beim senkengekühlten Abgaswärmeübertrager am Eintritt des Abgases in den Abgaswärmeübertrager geringer ist (unter dem Taupunkt des Abgases liegt), als beim kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager. An der Wärmesenke ergibt sich kaum eine Temperaturerhöhung, durch die Zufuhr der Wärme aus dem Abgas.

Die ersten Erkenntnisse aus dem Simulationsmodell wurden beim Aufbau des Versuchstandes zur Untersuchung der Absorption von heißem Sorptiv berücksichtigt. Aufgrund des großen Einflusses des Dephlegmators und der Rektifikationskolonne auf die Kältemittelkonzentration und damit auf den übertragenen Wärmestrom im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager, wurde bereits beim Versuchstand zur Untersuchung der Absorption von heißem Sorptiv eine zu- und wegschaltbare Rektifikationskolonne sowie ein zu- und wegschaltbarer Dephlegmator vorgesehen. Die detaillierte Simulation des abgasseitigen und kältemittelseitigen Temperaturverlaufs (siehe Abbildung 6-links und Abbildung 6-Mitte) zeigte, dass das Kältemittel im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager auf knapp über 80 °C aufgeheizt werden kann. Aus diesem Grund wurde bei der Untersuchung der Absorption von heißem Sorptiv das Kältemittel auf eine Temperatur von 85 °C aufgeheizt.

3.2.4 Überprüfung des Simulationsmodells

Um sicherzustellen, dass das Simulationsmodell des Wärmepumpenkreislaufes und die Labormessungen zusammenpassen, erfolgte im Anschluss an die Vermessung des Versuchsträgers eine Simulation der im Rahmen der Messungen am Prüfstand untersuchten Betriebspunkte (siehe Kapitel 4.2). Abbildung 7 zeigen einen Vergleich zwischen den Ergebnissen des Simulationsmodells und den Messergebnissen für alle mit senkengekühltem (FlueHX1) und kältemittelgekühltem (FlueHX2) am Versuchsträger vermessenen Betriebspunkte. Abbildung 7 zeigt dabei einen Vergleich zwischen den mit dem Simulationsmodell errechneten Effizienzen ($GUE_{Hi,sim}$) und den am Versuchsträger im Labor gemessenen Effizienzen ($GUE_{Hi,meas}$), welche nach Gl. (4) ermittelt wurden. Es zeigt sich hierbei eine sehr gute Übereinstimmung, die im Bereich von $\pm 5\%$ liegt. Bei Berücksichtigung der Messunsicherheit von ca. $\pm 3\%$ kann somit mit Hilfe des Simulationsmodells eine sehr gute Vorhersage der Effizienz in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen und der Konfiguration erfolgen. Der Vergleich des an die Wärmesenke abgegebenen Wärmestromes (Q_{sink}) zwischen dem Simulationsmodell ($Q_{sink,sim}$) und den Messungen ($Q_{sink,meas}$) am Versuchsträger im Labor ist in Abbildung 8 dargestellt. Dabei liegt die maximale Abweichung zwischen den Messergebnissen und den simulierten Werten bei ebenfalls etwa $\pm 5\%$, wodurch der an die Wärmesenke abgegebene Wärmestrom mit dem Simulationsmodell sehr gut in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen und der Konfiguration vorhergesagt werden kann.

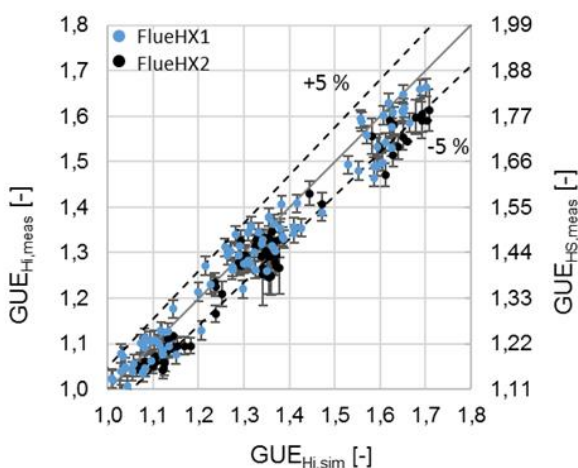


Abbildung 7: Vergleich der Effizienz zwischen Simulation und Messung

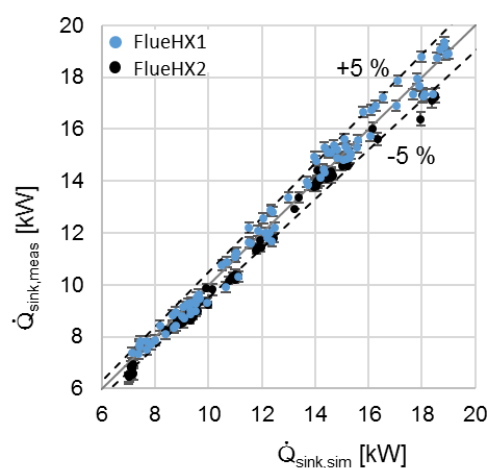


Abbildung 8: Vergleich des abgegebenen Wärmestroms an die Wärmesenke zwischen Simulation und Messung

Mit Hilfe des aufgebauten Simulationsmodells können nun auch Betriebsbedingungen und Kreislaufkonfigurationen untersucht werden, die aufgrund der großen Variantenvielfalt des aufgebauten Kreislaufes und des Zeitaufwandes versuchstechnisch nicht untersucht werden konnten. Unter anderem können – wie auch am Versuchsträger – im Simulationsmodell einzelne Komponenten zur internen Wärmerückgewinnung bzw. Komponenten zur Reinigung des im Generator (GEN) erzeugten Kältemitteldampfes hinzu- und weggeschaltet werden. Zusätzlich können diese Komponenten in ihrer Größe variiert werden, sodass eine Optimierung der Anlage vor allem in Hinblick auf den Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers möglich ist.

Weitere Simulationsergebnisse mit dem erstellten Simulationsmodell sind in Kapitel 4.3 zusammengefasst.

3.3 Versuchsstand zur Untersuchung der Absorption von heißem Sorptiv

Detaillierte Untersuchungen der Auswirkungen einer höheren Kältemitteltemperatur auf das Absorptionsverhalten wurden bislang nicht durchgeführt und auch eine Literaturrecherche brachte keine Erkenntnisse zur Absorption von heißem Kältemitteldampf. Im Zuge der Literaturrecherche wurde festgestellt, dass von einigen Autoren bereits Untersuchungen der Absorption der Stoffpaarung Ammoniak/Wasser ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) durchgeführt wurden. Diese betrachteten allerdings den Absorptionsvorgang zumeist unabhängig von einem $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionswärmepumpenkreislauf. Unter anderem haben Fernández-Seara et al. (2007), Lin und Wang (2016), Kang et al. (2000) sowie Aminyavari et al. (2017) den Absorptionsvorgang simulativ untersucht. Letztere haben diese im Rahmen eines Wärmetransformators untersucht. Killion und Garnilla (2001) haben eine Zusammenfassung über Absorptionsmodelle basierend auf dem gleichzeitigen Stoff- und Massentransport erstellt. Kwon und Jeong (2004) sowie Cerezo et al. (2009) haben unter anderem die Absorption experimentell untersucht.

Bei der Absorption wird das Sorptiv in einem Lösungsmittel gelöst. Im Falle von $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ Absorptionswärmepumpen ist das Sorptiv Ammoniak (NH_3), welches sich im Lösungsmittel Wasser (H_2O) löst. Die Stoffpaarung Ammoniak und Wasser weist keine Mischungslücke auf, wodurch diese häufig in Absorptionswärmepumpen und -kälteanlagen eingesetzt wird. Der Siede- und Kondensationspunkt einer solchen Stoffpaarung liegen dabei immer zwischen den Siedepunkten der reinen Komponenten Ammoniak und Wasser. Während des Absorptionsvorganges tritt dabei eine beträchtliche Lösungswärme auf, welche die Absorption merklich beeinflusst. Dies ist durch molekulare Änderungen der Mischungsbestandteile bedingt.

Zur experimentellen Untersuchung der Auswirkung des heißen Kältemitteldampfes, wurde ein Absorptionswärmepumpenkreislauf am Institut für Wärmetechnik (IWT) der TU Graz aufgebaut. Dabei wurden die Auswirkungen bei einer Kältemitteltemperatur vor dem Eintritt in den Absorber, ähnlich wie sie in einer GAWP mit kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager auftreten wird, untersucht. Die ersten Simulationsergebnisse einer GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmübertrager zeigten dabei eine Temperatur des Kältemittels am Eintritt in den Absorber von knapp über 80 °C (siehe Kapitel 3.2.3). Um sicherzustellen, dass die höchste zu erwartende Kältemitteltemperatur am Eintritt in den Absorber untersucht wird, wurde die Temperatur des Kältemittels am Eintritt in den Absorber bei der Untersuchung der Absorption des heißen Sorptivs auf 85 °C festgelegt.

3.3.1 Kreislaufbeschreibung

Abbildung 9 zeigt das Schema des für die Untersuchung der Absorption des heißen Sorptivs aufgebauten Versuchsstandes. Ersten Erkenntnisse aus dem Simulationsmodell sind bereits in den Aufbau des Versuchsstandes eingeflossen. Zum Unterschied zu einem herkömmlichen Absorptionswärmepumpenkreislauf fällt der zwischen Verdampfer und Absorber zusätzlich eingebaute Wärmeübertrager auf.

Der Generator (GEN) ist als Plattenwärmeübertrager ausgeführt, welcher über einen Wasserkreislauf beheizt wird. Aufgrund des einfacheren Aufbaus und der einfacheren Regelung erfolgte die Wärmezufuhr an den Wasserkreislauf über einen elektrischen Heizstab mit einer maximalen Heizleistung von 3 kW. Die Trennung von Kältemitteldampf (ref) und armer Lösung (pso) erfolgt in einem Lösungsmittelsammelbehälter (SAC), welcher ebenso im Prozess nicht benötigte Lösungsmittelmenge puffert. In der Rektifikationskolonne (REC) und dem Dephlegmator (DEP) wird die NH_3 Konzentration im Kältemitteldampf erhöht, bevor dieser aus dem Dephlegmator austritt. Die Rektifikationskolonne kann mit einem Abtriebsteil und einem Verstärkungsteil betrieben werden. Der Dephlegmator wird durch den Kühlwasserstrom, nach dem Kondensator durchflossen, wodurch es zur Kühlung und vorwiegend zu Kondensation des Wasserdampfanteils im aufsteigenden Kältemitteldampf kommt. Kühlwasserseitig kann der Volumenstrom durch den Dephlegmator über ein Strangreguliertventil und einen Bypass eingestellt werden, sodass zwischen 0 % (kein Dephlegmator; nDEP) und 100 % (maximale Dephlegmatorleistung; DEP) des durch den Kondensator fließenden Volumenstromes durch den Dephlegmator geführt werden kann. Bei ausschließlicher Verwendung des oberen Teiles der Rektifikationskolonne (Verstärkungsteil) werden die Kugelhähne K_1 und K_4 geschlossen und die Kugelhähne K_2 und K_3 geöffnet. Um die Wirkung der Rektifikation zu erhöhen, kann zusätzlich die reiche Lösung vor dem unteren Teil der Rektifikationskolonne (Abtriebsteil) zugeführt werden. Bei zusätzlicher Verwendung des unteren Teils der Rektifikationskolonne (gleichzeitiger Betrieb von Abtriebsteil und Verstärkungsteil) werden die Kugelhähne K_1 und K_4 geöffnet und die Kugelhähne K_2 und K_3 geschlossen. Durch die möglichen Verschaltungen am Dephlegmator und an der Rektifikationskolonne kann die Kältemittelkonzentration wesentlich beeinflusst werden.

Das Kältemittel gelangt nach dem Dephlegmator in den als Plattenwärmeübertrager ausgeführten Kondensator (CON) und wird unter Wärmeabgabe verflüssigt. Zum Ausgleich des Kältemittelbedarfs bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen wurde ein Kältemittelsammelbehälter vorgesehen. Danach wird das Kältemittel über die Drossel (RTH) auf Niederdruck (p_{EVA}) entspannt und im Verdampfer unter Wärmezufuhr verdampft. Bevor das Kältemittel in den Absorber gelangt, kann es über einen Plattenwärmeübertrager („quasi FlueHX“) auf eine höhere Temperatur ($t_{\text{ref,qFlueHX,out}}$) gebracht werden. Die Wärmezufuhr erfolgt dabei - entgegen der späteren realen Anwendung - aufgrund der einfacheren Regelung sowie der besseren Reproduzierbarkeit über einen elektrisch beheizten Wasserkreislauf anstelle von Abgas. Aus diesem Grund wurde dieser Plattenwärmeübertrager mit „quasi FlueHX“ bezeichnet. Somit werden Untersuchungen mit und ohne zusätzlichem Wärmeübertrager zwischen Verdampfer und Absorber möglich. Im Absorber erfolgt, unter Wärmeabgabe an die Wärmesenke, die Absorption des Kältemittels durch die arme Lösung (PSO). Danach wird die mit NH_3 angereicherte Lösung

(reiche Lösung - RSO) über einen Sammelbehälter der reichen Lösung (RSAC) und eine Pumpe (PUMP), welche als Membranpumpe ausgeführt wurde, auf den Hochdruck (p_{CON}) gebracht.

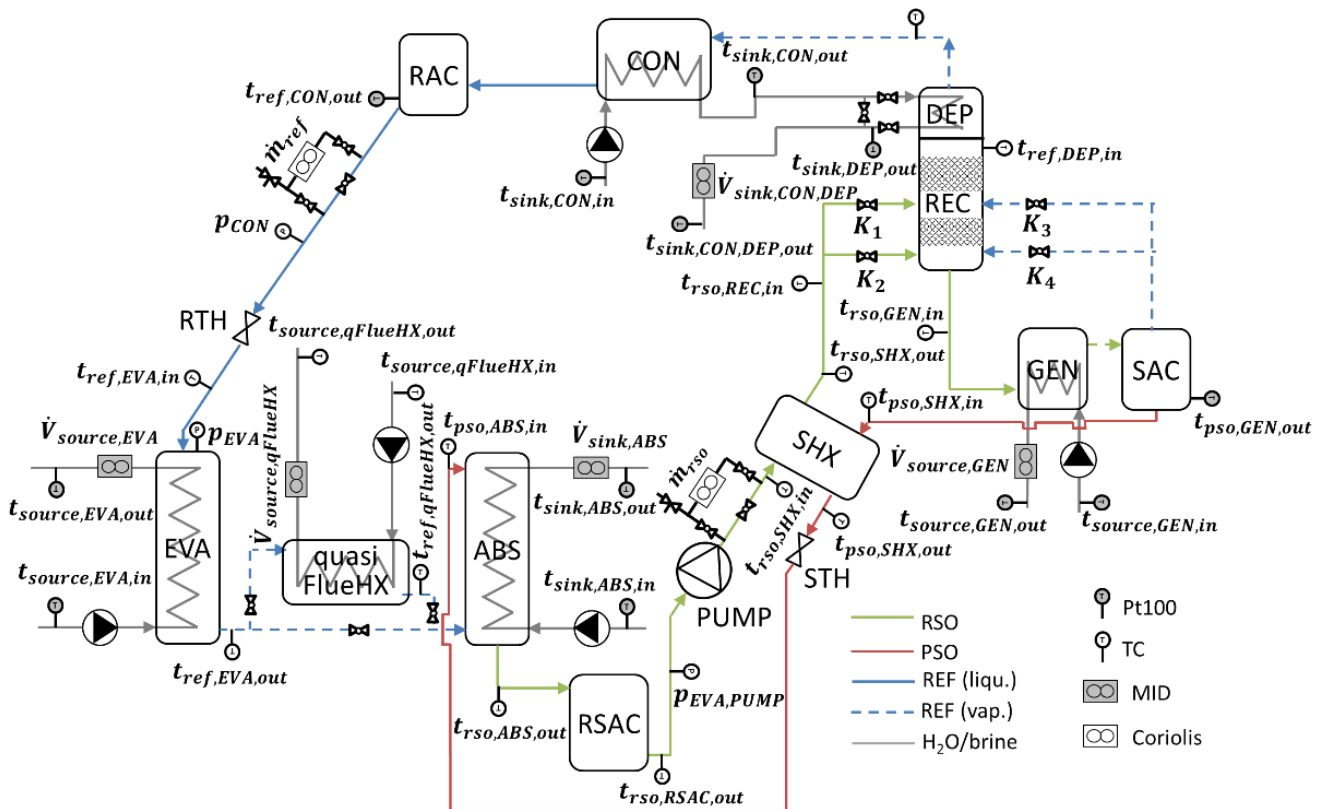


Abbildung 9: Schematische Darstellung des Versuchsstandes zur Untersuchung der Absorption von heißem Sorptiv (Wagner und Rieberer, 2018b)

Der Sammelbehälter ist mit einem Füllstandsensord ausgestattet, welcher zur Regelung der Anlage verwendet werden kann. Die interne Wärmerückgewinnung erfolgt in einem Lösungsmittelwärmeübertrager (SHX), welcher als Plattenwärmeübertrager ausgeführt wurde. Dieser wärmt die reiche Lösung vor, und kühlt die arme Lösung, kommend aus dem Lösungsmittelsammelbehälter ab, bevor diese in der Lösungsmitteldrossel (STH) entspannt wird und in den Absorber gelangt. Abbildung 10 zeigt den aufgebauten Versuchsstand zur Untersuchung der Absorption von heißem Sorptiv im IWT-Labor.

Die genaue Beschreibung des Kreislaufes und der Funktionsweise einzelner Komponenten können in Wagner und Rieberer (2018c), Wagner und Rieberer (2018b) sowie in Wagner und Rieberer (2019b) nachgelesen werden.



Abbildung 10: Versuchsstand zur Untersuchung der Absorption von „heißem“ Sorptiv

3.3.2 Versuchsdurchführung

Zur Ermittlung der Prozesstemperaturen und -drücke wurden zahlreiche Sensoren am Versuchsstand angebracht (siehe Abbildung 9). Die Temperatursensoren in den externen Kreisläufen (Pt100-Sensoren) wurden feucht eingebaut (direkter Kontakt mit dem Medium), im Lösungsmittelsammelbehälter (SAC) sowie im Kältemittelsammelbehälter (RAC) erfolgte die Temperaturmessung mit Hilfe von Sensoren in Tauchhülsen (Pt100-Sensoren). An den übrigen Stellen erfolgte die Messung mittels Anlegefühler (Thermoelemente Typ K). Die Messung der externen Volumenströme (Wasser) erfolgte über MID Volumenstrommessgeräte, die Messung der internen Massenströme (Kältemittel und reiche Lösung) erfolgte mittels Coriolis Massenstrommessgeräten.

Die Regelung der Anlage kann auf unterschiedlichste Art erfolgen. Zetzsche (2012) hat in seiner Arbeit festgestellt, dass die Regelung des Niederdrucks über die Förderleistung der Pumpe ungünstig ist. Mit Hilfe des Kältemittelexpansionsventils konnte allerdings direkt Einfluss auf den Niederdruck genommen werden, womit dieser geregelt wurde. Im Rahmen von umfangreichen Messungen wurde eine Korrelation für den Niederdruck in Abhängigkeit von der Wärmesenkeneintrittstemperatur und der Wärmequellenaustrittstemperatur aufgestellt, durch welche eine optimale Effizienz der Absorptionswärmepumpe erreicht werden soll. Für die Lösungsmitteldrossel wurde durch Messungen eine fixe Einstellung ermittelt, welche einen stabilen Betrieb sicherstellte und während der Messreihen beibehalten wurde. (Zetzsche, 2012)

Der hier aufgebaute Versuchsstand verfügte über eine frequenzgeregelte Lösungsmittelpumpe. Die Regelung der Pumpe erfolgte dabei so, dass der Füllstand im Sammelbehälter der reichen Lösung (RSAC) vor der Pumpe konstant bleibt. Die Veränderung des Massenstromes der armen Lösung erfolgte mit einem elektronisch geregelten Magnetventil als Lösungsmitteldrossel. Als Kältemitteldrossel wurde ebenso ein

elektronisch geregeltes Magnetventil verwendet. Um bei allen Betriebspunkten konstante und vergleichbare Bedingungen zu schaffen und einen stabilen Betrieb der Absorptionswärmepumpe zu gewährleisten, stellte sich im Rahmen der Inbetriebnahme des Versuchszustandes heraus, dass die Regelung auf den Kältemittel Temperaturgleit im Verdampfer ($\Delta T_{\text{Glide,EVA}} = t_{\text{ref,EVA,out}} - t_{\text{ref,EVA,in}}$) sinnvoll ist, da die Verdampfung aufgrund eines geringen Wasseranteils im Kältemittel nicht isotherm erfolgt. Abbildung 11 zeigt beispielhaft den Einfluss des Temperaturgleits auf den Niederdruck sowie den relativ je kg Kältemittel übertragenen Wärmestrom ($\bar{q}_i$) in Bezug auf den je kg Kältemittel übertragenen Wärmestrom bei $\Delta T_{\text{Glide,EVA};2} = 5 \text{ K}$ (Verlauf 2) ($\bar{q}_{2 \text{ max}}$) im Verdampfer bei der Wärmequellentemperatur $t_{\text{source,in/out}} = 10/7 \text{ °C}$ und einer Kältemittelkonzentration $x_{\text{ref}} = 0,995$. Als weitere Rahmenbedingung wurde eine konstante Grädigkeit zwischen dem Medium der Wärmequelle ($t_{\text{source,in}}$) und dem Kältemittel ($t_{\text{ref,EVA,out}}$) von 0,5 K angenommen.

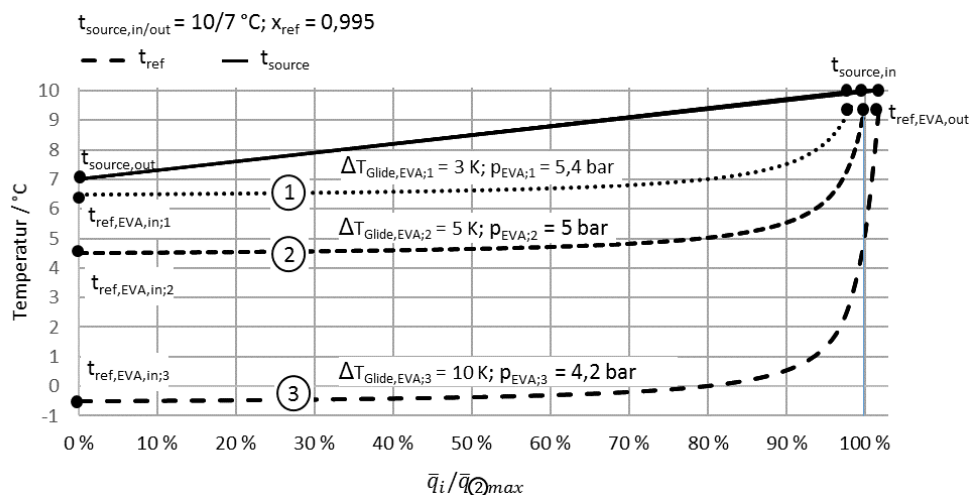


Abbildung 11: Einfluss des Temperaturgleits auf den Niederdruck und den relativen Wärmestrom (Wagner und Rieberer, 2018b)

Vergleicht man Verlauf 1 mit Verlauf 2 in Abbildung 11 so zeigt sich, je niedriger der Temperaturgleit bei der Verdampfung ist, desto höher ist der Verdampfungsdruck und desto niedriger ist der im Verdampfer je kg Kältemittel übertragene Wärmestrom. Umgekehrt, je höher der Temperaturgleit bei der Verdampfung ist, desto niedriger ist der Verdampfungsdruck und desto höher ist der im Verdampfer je kg Kältemittel übertragene Wärmestrom (vgl. Verlauf 2 und Verlauf 3 in Abbildung 11). Der bei höherem Temperaturgleit größere übertragene spezifische Wärmestrom im Verdampfer beeinflusst die Effizienz positiv, allerdings wird durch die höhere Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck die Effizienz negativ beeinflusst, wodurch sich betriebspunktabhängig ein Optimum ergibt. Zetsche (2012) sowie Albert und Rieberer (2017) haben die Auswirkungen des Niederdrucks bzw. des Kältemittel Temperaturgleits im Verdampfer auf die Effizienz einer Absorptionswärmepumpe untersucht und Korrelationen zur Ermittlung des optimalen Niederdrucks bzw. des optimalen Temperaturgleits aufgestellt. Da dies nicht im Fokus der hier durchgeführten Arbeiten liegt, wurde der Temperaturgleit bei allen Betriebspunkten auf 5 K geregelt, was einem Kompromiss zwischen hohem übertragenen Wärmestrom im Verdampfer und einer nicht zu hohen Druckdifferenz entspricht.

Die Temperaturen und die Durchflüsse in den externen Kreisläufen wurden je nach gewünschtem Temperaturniveau geregelt. Die Regelung der Kühlwasser- und Quelleneintrittstemperaturen erfolgte über Stellventile, die Regelung der Spreizungen über drehzahlgeregelte Pumpen durch Veränderung der Volumenströme. Die Kühlkreisläufe im Kondensator und im Absorber konnten dabei getrennt voneinander geregelt werden. Dadurch kann prinzipiell eine parallele als auch eine serielle Kühlung untersucht werden. Im Rahmen der hier durchgeführten Untersuchungen wurde eine parallele Kühlung vorgesehen.

Tabelle 2 zeigt einen Überblick über die bei der ersten Messreihe variierenden Größen. Die Kältemittelkonzentration konnte mit Hilfe des Dephlegmators bzw. durch die Zufuhr von reicher Lösung in den Abtriebsteil der Rektifikationskolonne beeinflusst werden. Es wurde jeweils eine Messung mit und ohne zusätzlichem Wärmeübertrager vor dem Absorber („quasi FlueHX“) durchgeführt. Bei den Messungen mit „quasi FlueHX“ wurde das Kältemittel vor dem Eintritt in den Absorber – wie zuvor bereits erwähnt - auf $t_{\text{ref,qFlueHX,out}} = 85^\circ\text{C}$ aufgeheizt.

Tabelle 2: Messreihe 1

Parameter	Vorgabewerte			
	t _{sink,in/out} =30/35 °C		t _{sink,in/out} =40/45 °C	
Generator Wassereintrittstemperatur (t _{source,GEN,in})	105 °C			
Kältemittelaustrittstemperatur „quasi FlueHX“ (t _{ref,qFlueHX,out})	85 °C			
Wärmesenkenleistung (Q _{sink}) (ohne „quasi FlueHX“)	2,75 kW		1,5 kW	
Wärmequelleneintritts/-austrittstemperatur (t _{source,in/out})	15/12 °C			
Dephlegmator	0 %		100 %	
Abtriebsteil	JA	NEIN	JA	NEIN
Massenstrom reiche Lösung (m _{rso})	konst.	konst.	konst.	konst.

In Tabelle 3 sind die bei der zweiten Messreihe variierenden Größen aufgelistet. Im Vergleich zu Messreihe 1 wurde zusätzlich eine niedrigere Wärmequellentemperatur untersucht sowie eine Variation des Dephlegmators durchgeführt.

Tabelle 3: Messreihe 2

Parameter	Vorgabewerte						
	$t_{\text{sink,in/out}}=30/35^\circ\text{C}$						
Generator Wassereintrittstemperatur ($t_{\text{source,GEN,in}}$)	105 °C						
Kältemittelaustrittstemperatur „quasi FlueHX“ ($t_{\text{ref,qFlueHX,out}}$)	85 °C						
Wärmesenkenleistung (Q_{sink})	2,75 kW						
Wärmequelleneintritts/-austrittstemperatur ($t_{\text{source,in/out}}$)	8/5 °C						
Dephlegmator	0 %	50 %	100 %	0 %	50 %	100 %	
Abtriebsteil	JA			NEIN			
Massenstrom reiche Lösung (m_{rso})	variabel			variabel			

Messreihe 1 und Messreihe 2 unterscheiden sich aber in einem wesentlichen Detail. Bei der Messreihe 1 wurde zuerst der Messpunkt ohne zusätzlichen Wärmeübertrager (ohne „quasi FlueHX“) unter Einhaltung der in Tabelle 2 angegebenen Wärmesenkenleistung (Q_{sink}) aufgezeichnet. Anschließend wurde der Messpunkt mit zusätzlichem Wärmeübertrager (mit „quasi FlueHX“; $t_{\text{ref,qFlueHX,out}} = 85^\circ\text{C}$) unter Beibehaltung des zuvor ermittelten Massenstroms der reichen Lösung aufgezeichnet. Bei der zweiten Messreihe wurden die Vergleiche für alle Messpunkte mit und ohne zusätzlichen Wärmeübertrager („quasi FlueHX“) bei konstanten Wärmesenkenleistungen nach Tabelle 3 durchgeführt.

Die Auswertung der Messergebnisse sowie die Ermittlung der Messunsicherheit erfolgte nach der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung mit der Software Engineering Equation Solver (EES, 2019). Zur Berechnung der Stoffdaten für das Gemisch Ammoniak/Wasser ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) wurde auf die in EES (2019) hinterlegte Stoffdatenbank basierend auf der Zustandsgleichung von Ibrahim und Klein (1993) zurückgegriffen.

Folgende Annahmen wurden bei der Auswertung getroffen:

- Die Konzentration des Kältemitteldampfes wurde unter der Annahme eines gesättigten Zustandes bei der Temperatur am Austritt aus dem Dephlegmator ($t_{\text{ref,CON,in}}$) und dem Hochdruck (p_{CON}) nach Gl. (8) ermittelt. Diese Annahme kann aufgrund des Einbaus eines Tropfenabscheiders oberhalb des Dephlegmators getroffen werden, da keine Tröpfchen in den Kältekreislauf mitgerissen werden.

$$x_{\text{ref}} = f(p_{\text{CON}}, t_{\text{ref,CON,in}}, q = 1) \quad (8)$$

- Es wurde angenommen, dass die arme Lösung am Austritt aus dem Lösungsmittelsammelbehälter (SAC) im gesättigten flüssigen Zustand vorliegt. Die selbe Annahme wurde ebenso für das Kältemittel am Austritt aus dem Kältemittelsammelbehälter (RAC) getroffen. Die Konzentration der armen Lösung kann mit dieser Annahme nach Gl. (9) ermittelt werden.

$$x_{\text{pso}} = f(p_{\text{CON}}, t_{\text{pso,GEN,out}}, q = 0) \quad (9)$$

- Der Massenstrom der armen Lösung wurde aus der Massenbilanz am Absorber (ABS) nach Gl. (10) ermittelt. Diese Annahme kann bei stationären Betriebspunkten getroffen werden.

$$\dot{m}_{\text{rso}} - \dot{m}_{\text{ref}} - \dot{m}_{\text{pso}} = 0 \quad (10)$$

- Die übertragenen Wärmeströme im Generator (GEN), Kondensator (CON), Absorber (ABS), Verdampfer (EVA), Dephlegmator (DEP) und „quasi FlueHX“ wurden aufgrund der geringeren Messunsicherheit über die gemessenen Temperaturen und Volumenströme in den externen Kreisläufen ermittelt. Beispielfhaft ist dies für den Wärmestrom im Verdampfer in Gl. (11) dargestellt.

$$\dot{Q}_{\text{EVA}} = \dot{V}_{\text{source,EVA}} \cdot \rho(t_{\text{source,EVA,out}}) \cdot (h_{\text{source,EVA,in}} - h_{\text{source,EVA,out}}) \quad (11)$$

- Die Ermittlung der Effizienz erfolgte bei diesem Versuchsstand über den Coefficient of Performance (COP) - da die Beheizung des Generators nicht über das Abgas einer Gasverbrennung, sondern über einen elektrisch beheizten Wasserkreislauf erfolgte - nach Gl. (12) unter Vernachlässigung der elektrischen Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe. Gl. (13) dient zur Ermittlung der theoretischen Effizienzsteigerung $\Delta\text{COP}_{\text{qFlueHX}}$ bei zusätzlicher Wärmezufuhr im „quasi FlueHX“ verglichen mit keiner zusätzlichen Wärmezufuhr im „quasi FlueHX“ (COP).

$$\text{COP} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_{\text{sink}}}{\dot{Q}_{\text{GEN}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ABS}} + \dot{Q}_{\text{CON}} + \dot{Q}_{\text{DEP}}}{\dot{Q}_{\text{GEN}}} \quad (12)$$

$$\Delta\text{COP}_{\text{qFlueHX}} = \text{COP} - \text{COP}_{\text{qFlueHX}} \quad (13)$$

- Wärmeverluste sowie Druckverluste wurden vernachlässigt.

Die Messdatenerfassung sowie die Anlagen- und Prüfstandsregelung wurde mit dem Messdatenverarbeitungsprogramm LabView V. 17.0f2 (LabView, 2017) realisiert.

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung der Absorption des heißen Sorptivs sind in Kapitel 4.1 zusammengefasst.

3.4 Versuchsträger und Versuchsaufbau zur Untersuchung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers

Zur messtechnischen Untersuchung des Potentials einer GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager im Vergleich zu einer GAWP mit senkengekühltem Abgaswärmeübertrager wurde ein Versuchsstand aufgebaut. Damit soll gezeigt werden, dass die Effizienzsteigerung, welche bereits in den ersten Simulationsergebnissen gezeigt wurde, auch in Realität erreicht wird. Der Versuchsstand besteht aus dem Versuchsträger (GAWP), dem hydraulischen Aufbau zur Einbindung in die zentrale Infrastruktur am IWT sowie der Messdatenerfassung. Der Aufbau der GAWP erfolgte beim Projektpartner E-Sorp.

Aus den Erkenntnissen der Simulation sowie der Untersuchung der Absorption von heißem Sorptiv wurde der Wärmepumpenkreislauf der GAWP festgelegt. Um gegebenenfalls den Massenstrom der armen Lösung anzupassen zu können, sollte es durch den heißen Kältemitteldampf zu Problemen bei der Absorption kommen, wurde eine vergrößerte Lösungsmitteldrossel (STH) in Kombination mit einem händisch verstellbaren Nadelventil (STH_{Hand}) eingebaut. Ebenso wurde bei der Auslegung der zwei senkengekühlten Absorber (ABS 1 & ABS 2) der - wegen der Wärmeeinbringung im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager - größere abzuführende Wärmestrom berücksichtigt. Die Einbindung der GAWP, sowie die Inbetriebnahme des gesamten Versuchsstandes zur Untersuchung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers erfolgten am IWT.

3.4.1 Kreislaufbeschreibung

Der Kreislauf der untersuchten GAWP ist ident mit dem in Kapitel 3.1 erläuterten Kreislauf. In Abbildung 12 ist der Wärmepumpenkreislauf mit der hydraulischen Verschaltung sowie der vorgesehenen Messtechnik dargestellt.

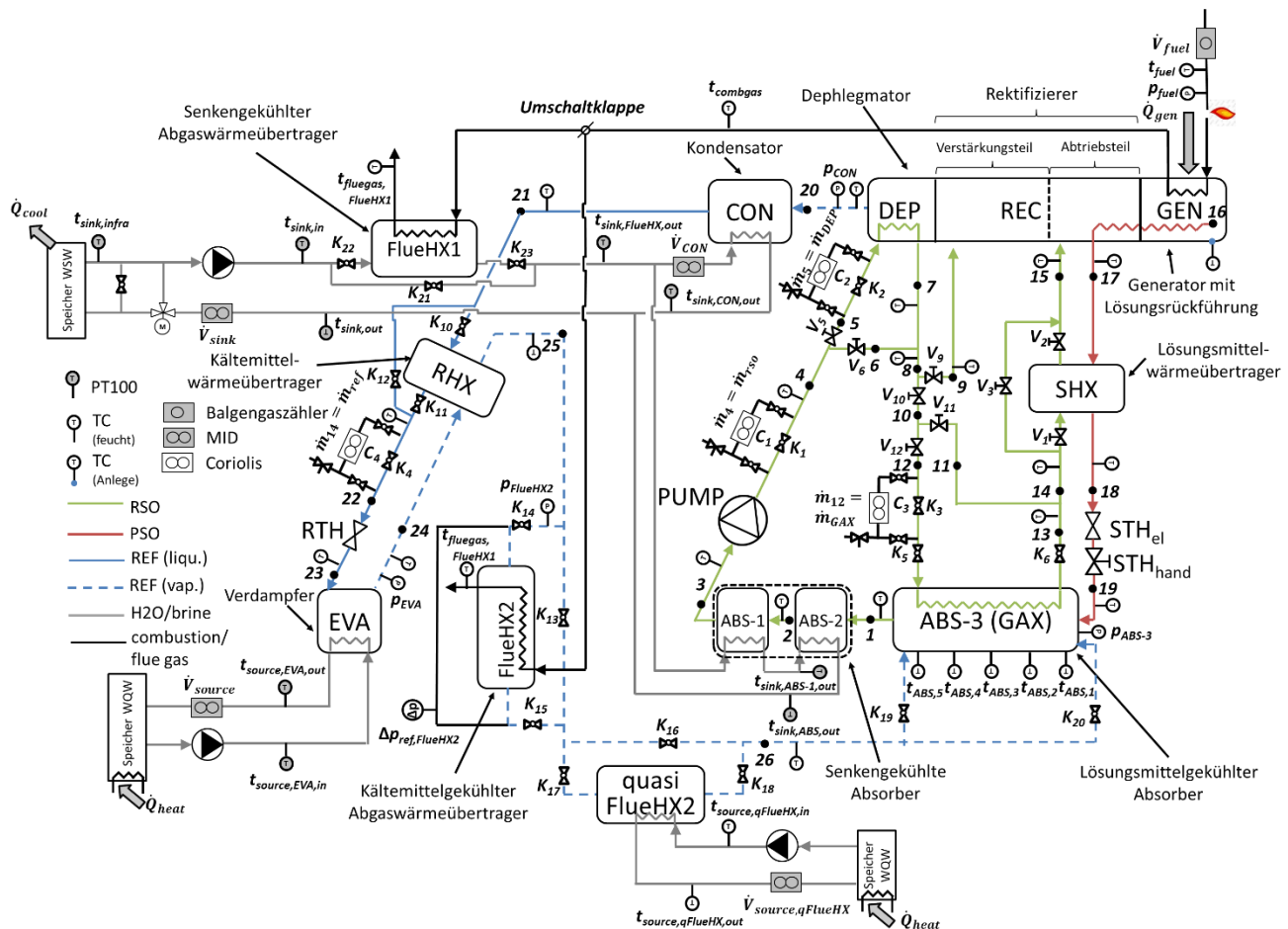


Abbildung 12: Schematische Darstellung des Wärmepumpenprüfstands (Wagner und Rieberer, 2019a)

Die Einbindung des Versuchsträgers in die Infrastruktur am IWT erfolgte über eine separat aufgebaute Hydraulik mit einer Beimischschaltung. Die Beimischschaltung ermöglicht die genaue Einstellung und Regelung unterschiedlicher Betriebsbedingungen in Bezug auf die Wärmesenkeneintrittstemperatur. Die Regelung der Wärmequelleneintrittstemperatur erfolgte über einen leistungsgeregelten Heizstab. Durch den Einbau drehzahl geregelter Pumpen konnten die Spreizungen (Differenz zwischen Aus- und Eintrittstemperatur) geregelt werden. Um Wärmequellentemperaturen unter 0 °C zu ermöglichen wurde als Wärmequellenmedium ein Wasser-Frostschutz-Gemisch verwendet.

Die Volumenströme an der Wärmequelle und Wärmesenke wurden mittels MID-Volumenstromsensoren erfasst. Die externen Temperaturen an der Wärmequelle und -senke wurden mittels feucht eingebauter Pt100-Sensoren gemessen, die internen Temperaturen wurden an jedem Zustandspunkt mittels feucht eingebauter Typ-K Thermoelemente gemessen. Die Erfassung der Massenströme erfolgte mittels Coriolis Massenstromsensoren.

In Abbildung 12 sind sowohl der senkengekühlte (FlueHX1) als auch der kältemittelgekühlte (FlueHX2) Abgaswärmeübertrager dargestellt. Der Abgasstrom konnte durch eine Umschaltklappe entweder zu FlueHX1 oder zu FlueHX2 geleitet werden, entsprechend der zu untersuchenden Konfiguration. Zusätzlich wurde vor dem Einbau des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers ein wasserbeheizter Plattenwärmeübertrager („quasi FlueHX2“ siehe Abbildung 12) in die GAWP eingebaut und deren Verhalt

bei einer erhöhten Kältemitteltemperatur am Eintritt in den Absorber untersucht. Dadurch war es möglich, auch direkt an der GAWP die Auswirkungen der erhöhten Kältemitteltemperatur auf das Absorptionsverhalten und den Wärmepumpenprozess zu untersuchen, bevor der kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager in die GAWP eingebaut wurde. Abbildung 13 zeigt den aufgebauten Versuchsträger mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager im IWT-Labor.

Die Messdatenerfassung sowie die Prüfstandregelung erfolgten wie bereits bei der Untersuchung der Absorption des heißen Sorptivs mit dem Messdatenverarbeitungsprogramm LabView V. 17.0f2 (LabView, 2017).

Die genaue Beschreibung des Kreislaufes und der Funktionsweise einzelner Komponenten können in Wagner et al. (2019) sowie in Wagner und Rieberer (2019a) nachgelesen werden.



Kältemittelgekühlter
Abgaswärmeübertrager

Abbildung 13: Versuchsträger mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager

3.4.2 Aufbau und Einbindung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers

Basierend auf dem Simulationsmodell wurde die benötigte Wärmeübertragungsfläche bestimmt bzw. der Aufbau des Abgaswärmeübertragers festgelegt. Es erfolgte eine Lieferantenrecherche sowie Anfragen bei Herstellern von Wärmeübertragern und Lieferanten von Rippenrohren. Anhand der Ergebnisse aus der Lieferantenrecherche wurde entschieden, den Wärmeübertrager mit zugekauften Rippenrohren selbst aufzubauen. Leider kam es bei der Lieferung der Rippenrohre mehrmalig zu Lieferverzögerungen, sodass der ursprünglich geplante und konstruierte kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager nicht umgesetzt werden konnte und schlussendlich ein alternativer Wärmeübertrager umgesetzt wurde. Es wurde ein Ammoniak-Direktverdampfer gefunden, welcher in etwa die gleiche Wärmeübertragungsfläche des ursprünglich geplanten Abgaswärmeübertragers besitzt und an die Anforderungen des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers angepasst wurde. Der zu einem kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager umgebaute Ammoniak-Direktverdampfer besteht aus 60 Rohren mit einer Länge von jeweils 470 mm, welche kältemittelseitig in Serie durchströmt werden. Das Lamellenpaket ist in Abbildung 14 dargestellt.

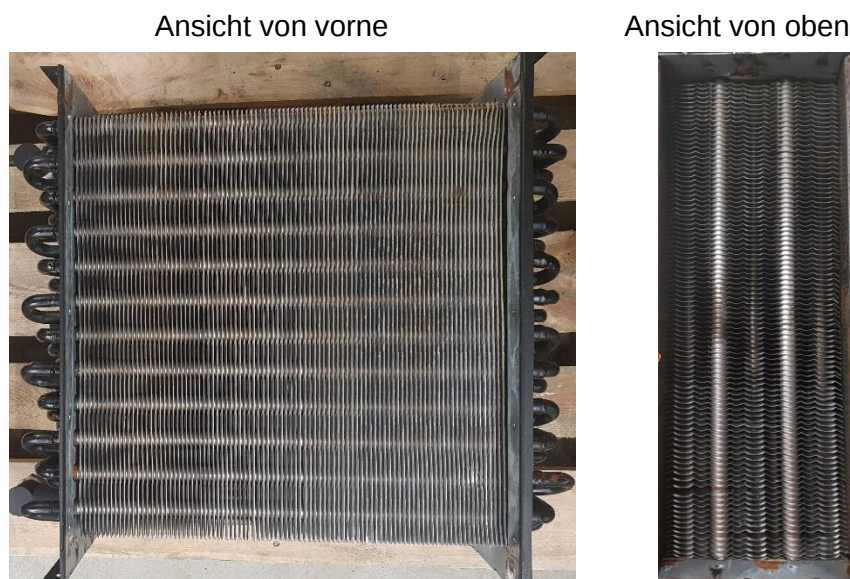


Abbildung 14: Kältemittelgekühlter Abgaswärmeübertrager (Lamellenpaket)

Den zusammengebauten kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager zeigt Abbildung 15. Am kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager wurden zusätzlich am kältemittelseitigen Zu- und Ablauf Schaugläser angebracht, um ein mögliches Aufstauen von Kältemittel erkennen zu können.

Energieforschungsprogramm - 2. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 15: Kältemittelgekühlter Abgaswärmeübertrager (Zusammenbau)

Um Wärmeverluste an die Umgebung zu minimieren wurde der Wärmeübertrager mit Steinwollplatten rundum gedämmt und abschließend mit einer Alufolie umwickelt. Das gedämmte Funktionsmuster des Abgaswärmeübertragers ist in Abbildung 16 dargestellt.



Abbildung 16: Kältemittelgekühlter Abgaswärmeübertrager (Dämmung)

Abbildung 17 zeigt schematisch die Einbindung des Abgaswärmeübertragers in den Versuchsträger. Das Kältemittel, kommend vom Kältemittelwärmeübertrager (RHX), tritt oben in den Abgaswärmeübertrager ein und strömt über die Rohrschlangen nach unten. Dabei nimmt das Kältemittel Wärme des Abgases auf, wodurch das Abgas abgekühlt und das Kältemittel erwärmt wird. Je nach Wärmeaufnahme des Kältemittels kann bei Unterschreitung des Taupunkts des Abgases mehr oder weniger viel Wasserdampf aus dem Abgas auskondensieren und latente Wärme rückgewonnen werden.

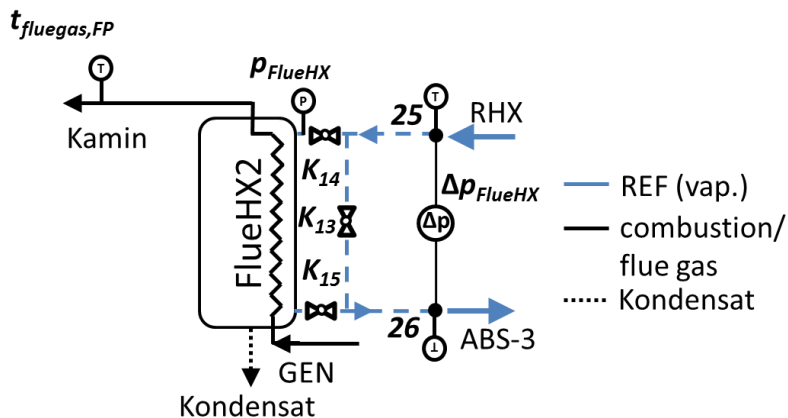


Abbildung 17: Schema der 1. (vorläufigen) Einbindung des Abgaswärmeübertragers in den Versuchsträger

Da die Vermutung bestand, dass sich im Verdampfer nicht verdampftes Kältemittel bzw. Wasser (aufgrund der „Verunreinigung“ von NH_3 durch H_2O) im Abgaswärmeübertrager ansammeln könnte, wurde bei den ersten Versuchen bei der Anordnung der einzelnen Komponenten des Versuchsträgers nach dem Verdampfer darauf geachtet, dass das Kältemittel bzw. der Kältemitteldampf von oben nach unten strömt. Damit wurde versucht sicherzustellen, dass sich keine Flüssigkeit aufstauen kann und der Prozess nicht beeinflusst wird. Aus diesem Grund erfolgte bei der ersten Einbindung der Eintritt des Kältemittels an der obersten Stelle des Abgaswärmeübertragers. Diese Variante zeigt in den ersten Versuchen keine Ansammlung von Wasser, allerdings konnten die erwarteten Effizienzen und Effizienzsteigerungen des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers im Vergleich zum senkengekühlten Abgaswärmeübertrager (aus der Simulation) nicht erreicht werden.

Eine Analyse möglicher Ursachen zeigte folgende Vermutungen:

- Als wesentliches Problem stellte sich das im Abgaswärmeübertrager - entgegen der Strömungsrichtung des Abgases - nach unten fließende Kondensat heraus. Aufgrund der nach oben abnehmenden Temperatur (unter dem Taupunkt des Abgases) im Abgaswärmeübertrager ist es vor allem im oberen Bereich zur Kondensation von Wasserdampf aus dem Abgas gekommen. Aufgrund der Schwerkraft ist das angefallene Kondensat nach unten abgefließen und hat am Lamellenpaket einen Wasserfilm erzeugt. Durch die zusätzliche Schicht wurde die Wärmeübertragung vom Abgas auf das Kältemittel verschlechtert, sodass sich dies negativ auf die Austrittstemperatur des Abgases und des Kältemittels aus dem Abgaswärmeübertrager auswirkte. Aufgrund der hohen Eintrittstemperatur des Abgases in den Abgaswärmeübertrager (bis zu $100\text{ }^\circ\text{C}$) wurde das nach unten fließende Kondensat wieder erwärmt, wodurch es mit sehr hoher Temperatur (bis zu $60\text{ }^\circ\text{C}$) aus dem Abgaswärmeübertrager austrat. Teilweise trat sogar ein vernachlässigbarer Kondensatmassenstrom aus dem Abgaswärmeübertrager im unteren Bereich aus, sodass angenommen werden kann, dass das nach unten fließende Kondensat durch die Wärme des Abgases teilweise wieder verdampft wurde.
- Aufgrund der Verwendung eines umgebauten Ammoniak-Direktverdampfers als Abgaswärmeübertrager konnte der vorhandene Rohrdurchmesser nicht geändert werden. Da der Durchmesser (mit 13 mm) geringer als ursprünglich (mit 18 mm) geplant war, trat kältemittelseitig ein höherer Druckverlust als geplant auf, welcher sich negativ auf die Effizienz der GAWP auswirkte. Die Auswirkung des Druckverlusts auf die Effizienz wird im Kapitel 4.2 näher erläutert.

Um eine parallele Strömung des Kondensates und des Abgases im Abgaswärmeübertrager zu erzielen, muss das Abgas dem Abgaswärmeübertrager oben zugeführt werden. Dementsprechend muss das Kältemittel dem Abgaswärmeübertrager unten zugeführt werden, um eine Ausführung als Gegenstromwärmeübertrager zu erreichen. Diese Variante wurde ursprünglich aufgrund der vermuteten Ansammlung von flüssigem Kältemittel bzw. Wasser im Abgaswärmeübertrager nicht in Betracht gezogen, zeigte sich aber als einzige Möglichkeit, um die erwartete Effizienzsteigerung zu erreichen. Abbildung 18 zeigt das Schema der optimierten Einbindung des Abgaswärmeübertragers.

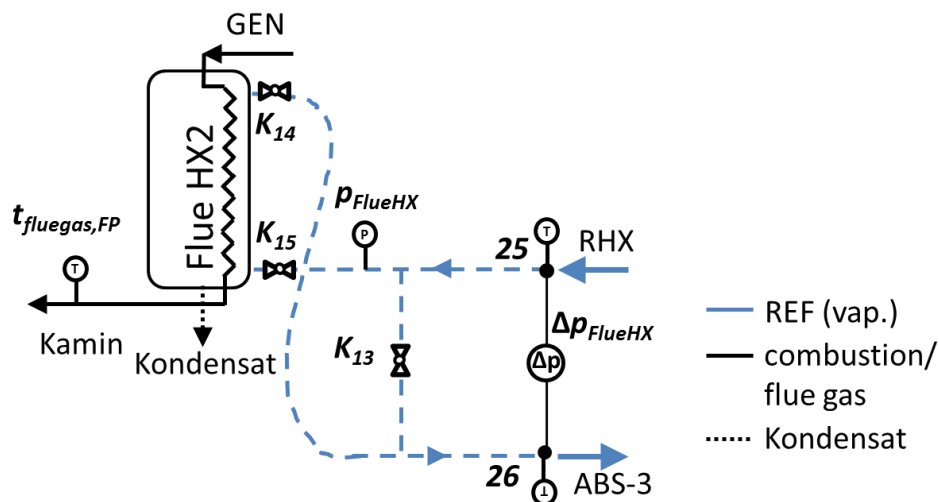


Abbildung 18: Schema der optimierten Einbindung des Abgaswärmeübertragers in den Versuchsträger

Aufgrund der deutlich besseren Ergebnisse bei der optimierten Einbindung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers werden in Kapitel 4.2 nur diese Ergebnisse näher erläutert. Die Ergebnisse der ursprünglichen Einbindung (Abbildung 17) können in Wagner und Rieberer (2019a) nachgelesen werden.

3.4.3 Versuchsdurchführung

Für die detaillierte Charakterisierung der GAWP wurde eine Messmatrix erstellt. Die Einstellung eines bestimmten Betriebspunktes erfolgte über die Vorgabe des Sollwerts für die Wärmequellen- und Wärmesenkeneintrittstemperatur. Die Wärmequellen- und Wärmesenkeneintrittstemperatur wurde dabei in Anlehnung an DIN EN 12309-1:2012 gewählt. Für die Wärmequelleneintrittstemperatur wurde eine Temperatur von -5 °C bzw. 10 °C vorgegeben, für die Wärmesenkeneintrittstemperatur eine Temperatur von 30 °C bzw. 45 °C vorgegeben. Die Temperaturspreizung (Temperaturdifferenz zwischen Austritt und Eintritt) auf der Wärmequellen- und Wärmesenkenseite wurde über die Regelung der Pumpendrehzahl eingestellt. An der Wärmequelle wurde bei allen Betriebspunkten eine Spreizung von -3 K, an der Wärmesenke je nach Wärmesenkeneintrittstemperatur eine Spreizung von 5 K bzw. 10 K vorgegeben. Das Kennfeld wurde sowohl für unterschiedliche Brennerleistungen als auch für unterschiedliche Kreislaufvarianten (DEP, REC, RHX) ermittelt.

Zur optimalen Einstellung des Bypassstromes in die Rektifikationskolonne (Einstellung der Ventile V_9 und V_{10} in Abbildung 11) wurden vorab Untersuchungen bei variiertem Bypassverhältnis (Gl. (14)) durchgeführt. Die dazugehörige Messmatrix ist in Tabelle 4 dargestellt.

$$r_{REC} = \left(1 - \frac{\dot{m}_{GAX}}{\dot{m}_{rso}}\right) \cdot 100\% \quad (14)$$

Tabelle 4: Zusammenfassung der Randbedingungen zur optimalen Einstellung des Bypassverhältnisses

Parameter	Vorgabewerte
Wärmequellenein-/austrittstemperatur ($t_{source,in/out}$) in °C	+10/+7 (SRC10/7); -5/-8 (SRC-5/-8)
Wärmesenkenenein-/austrittstemperatur ($t_{sink,in/out}$) in °C	30/35; 45/55
Gasvolumenstrom ($V_{fuel,norm}$) in m³/h	1
Rektifizierer (r_{REC}) in %	0, 10, 30, 30, 50, 70, 90
Dephlegmator	mit
Kältemittelwärmeübertrager	mit

Auf Basis dieser Randbedingungen konnten 32 stationäre Messpunkte aufgezeichnet werden und die optimale Einstellung der Ventile V_9 und V_{10} zur Erreichung der besten Effizienz der GAWP gefunden werden. Diese Ventilstellung wurde bei der anschließenden Vermessung der GAWP verwendet, wenn die Rektifikationskolonne dazu geschaltet war (Standardeinstellung (REC)). Das Bypassverhältnis (r_{REC}), welches sich aus der Einstellung der Drosseln V_9 und V_{10} ergibt ist betriebspunktabhängig.

Tabelle 5 gibt einen Überblick über die gewählten Randbedingungen für die Vermessung der GAWP mit senkengekühltem (FlueHX1), „quasiFlueHX2“ und kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager (FlueHX2).

Tabelle 5: Zusammenfassung der Randbedingungen für die Vermessung der GAWP

Parameter	Vorgabewerte	
Wärmequellenein-/austrittstemperatur ($t_{source,in/out}$) in °C	+10/+7 (SCR 10/7); -5/-8 (SRC -5/-8)	
Wärmesenkenenein-/austrittstemperatur ($t_{sink,in/out}$) in °C	30/35	45/55
Gasvolumenstrom ($V_{fuel,norm}$) in m³/h	0,5; 1	0,75; 1
Rektifizierer (r_{REC}) in %	Standardeinstellung (REC), ohne (nREC)	
Dephlegmator	mit (DEP), ohne (nDEP)	
Kältemittelwärmeübertrager	mit (RHX), ohne (nRHX)	

Auf Basis dieser Randbedingungen konnten somit je Abgaswärmeübertragervariante (FlueHX1, „quasi FlueHX2“ und FlueHX2) 64 stationäre Messpunkte für die unterschiedlichen Kreislaufkonfigurationen aufgezeichnet werden.

Die Auswertung der Messergebnisse sowie die Ermittlung der Messunsicherheit erfolgte wie bereits bei der Untersuchung der Absorption des heißen Sorptivs nach der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung mit EES (2019). Zur Berechnung der Stoffdaten für das Gemisch Ammoniak/Wasser (NH_3/H_2O) wurde auf die in EES (2019) hinterlegte Stoffdatenbank basierend auf der Zustandsgleichung von Ibrahim und Klein (1993) zurückgegriffen. Die Ermittlung der Effizienz erfolgte dabei in Anlehnung an DIN EN 12309-1:2012 nach Gl. (4) bzw. Gl. (5).

Die Annahmen bei der Messauswertung sind ident zu jenen, welche bereits in Kapitel 3.3.2 bei der Auswertung der Messwerte der Untersuchung der Absorption des heißen Sorptivs erläutert wurden. Der einzige Unterschied ist, dass aufgrund des relevanten kältemittelseitigen Druckverlusts im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager dieser bei der Auswertung berücksichtigt wurde.

Die Ergebnisse der messtechnischen Analyse der GAWP mit senkengeköhltem und kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager sind in Kapitel 4.2 zusammengefasst.

3.5 Wirtschaftlichkeit und ökologische Analyse – Grundlagen und Annahmen

Anhand der mit dem Versuchsträger ermittelten Messdaten konnte das aufgebaute Simulationsmodell überprüft werden, welches den Versuchsträger sehr gut abbildet (siehe Kapitel 3.2 sowie Kapitel 4.3). Aufbauend auf diesem Simulationsmodell wurde eine Ganzjahressimulation der erreichbaren Effizienzen der GAWP mit senkengeköhltem und kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager durchgeführt, um einen wirtschaftlichen Vergleich (jährlicher Gasverbrauch) zwischen beiden Varianten anstellen zu können. Zudem wurde eine ökologische Analyse durchgeführt, um das Potential der CO₂-Reduktion bei Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers im Vergleich zu einem senkengeköhlten Abgaswärmeübertrager bzw. im Vergleich zu verbauten Öl- und Gaskesseln aufzeigen zu können.

Grundsätzlich kann die Investitionsrechnung (Wirtschaftlichkeitsrechnung) statisch oder dynamisch erfolgen. Aufgrund der lange Einsatzdauer von Heizungsanlagen (> 20 Jahre), wird im Rahmen dieses Berichts ausschließlich auf die dynamische Investitionsrechnung eingegangen, da diese auch die Kapitalbindung sowie zukünftige Preissteigerungen berücksichtigt. Bei dieser Variante der Investitionsrechnung werden alle zukünftigen Ausgaben und Einnahmen mit ihren Barwerten in die Investitionsrechnung einbezogen. Wenn eine Investition eine Verzinsung von mindestens in der Höhe des kalkulatorischen Zinssatzes aufweist, ist diese sinnvoll. Dies wird dadurch erreicht, wenn die Einzahlungen nach Ende der Nutzungsdauer mindestens jenen der Auszahlungen entspricht. Die Differenz dieser Zahlungsflüsse wird als Kapitalwert C₀ der Investition bezeichnet und kann nach Gl. (15) berechnet werden.

$$C_0 = C_{0E} - C_{0A} = \sum_{t=0}^{ND} (E_{(t)} - A_{(t)}) \cdot (1 + i)^{-t} = \sum_{t=0}^{ND} (E_{(t)} - A_{(t)}) \cdot (q)^{-t} \quad (15)$$

Der Kapitalwert wird - wie in Gl. (15) dargestellt - aus der Summe der Differenzen der jeweiligen Einzahlungen E_(t) und Auszahlungen A_(t) in den entsprechenden Perioden, multipliziert mit dem Aufzinsungsfaktor q gebildet. Der Aufzinsungsfaktor ergibt sich aus dem kalkulatorischen Zinssatz i, welcher nach VDI 2067:2000 für wärmetechnische Anlagen 5 % beträgt. Die dynamische Investitionsrechnung wird dabei vom Zeitpunkt des Einsatzes (Anschaffungszeitpunkt) der Investition bis zum Erreichen der Nutzungsdauer (ND) durchgeführt.

Der relative Kapitalwert ($\widetilde{C}_0$) wird als Verhältnis des Kapitalwertes (C_0) zu den Kosten des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrages berechnet (Gl. (16)).

$$\widetilde{C}_0 = \frac{C_0}{\text{Kosten}_{\text{FlueHX}_2}} \quad (16)$$

Bei der dynamischen Amortisationsrechnung werden zum einen die saisonalen GUE_{HS} -Werten ($SGUE_{\text{HS}}$) der einzelnen Messpunkte sowie die Investitionskosten der in der Anlage zusätzlich eingebauten Komponenten (Abgaswärmeübertrager, Rektifizierer, Dephlegmator, Kältemittelwärmeübertrager) berücksichtigt, sowie die laufenden Betriebskosten. Tabelle 6 zeigt die Kosten der einzelnen Komponenten, bezogen auf die Kosten des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers. Als Nutzungsdauer wurde für alle Komponenten 20 Jahre angenommen. Dies entspricht auch jenem Zeitraum, in welchem die dynamische Investitionsrechnung durchgeführt wurde.

Tabelle 6: Kostenaufstellung der einzelnen Komponenten

	Relative Investitionskosten	Nutzungsdauer
	[%]	[a]
Kältemittelgekühlter Abgaswärmeübertrager (FlueHX2)	100	20
Wärmesenkengekühlter Abgaswärmeübertrager (FlueHX1)	15	20
Dephlegmator (DEP)	38	20
Rektifizierkolonne (REC)	34	20
Kältemittelwärmeübertrager (RHX)	60	20

Die laufenden Betriebskosten unterscheiden sich zwischen dem senkengekühlten und dem kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager lediglich durch einen unterschiedlichen Erdgasverbrauch, welcher sich für dieselbe benötigte Heizleistung aus der unterschiedlichen Effizienz ergibt. Bei den Wartungs- und Instandhaltungskosten wird angenommen, dass es keinen Kostenunterschied zwischen einer GAWP mit senkengekühltem und einer GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager. Da es sich um eine dynamische Wirtschaftlichkeitsbetrachtung handelt, wurde ebenso die Änderung des Gaspreises in den kommenden Jahren berücksichtigt. Tabelle 7 zeigt eine Auflistung des Erdgaspreises für Kleinverbraucher von 2017 – 2040. Die Kosten für Erdgas von 2017 und 2018 beruhen auf aktuellen Daten von E-Control (2019), jene von 2020 – 2040 auf einer Prognose von Müller et al. (2017).

Tabelle 7: Auflistung des angenommenen Erdgaspreises

Erdgaspreis	Zeitraum
[€/kWh]	[-]
0,069	2017
0,070	2018
0,078	2018 bis 2020
0,083	2020 bis 2025
0,087	2025 bis 2030
0,091	2030 bis 2035
0,093	2035 bis 2040

Bei der Betrachtung der Wirtschaftlichkeit wurden gleiche Kreislaufkonfigurationen mit senkengekühltem (FlueHX1) und mit kältemittelgekühltem (FlueHX2) Abgaswärmeübertrager gegenübergestellt. Die optimale Kombination der Steigerung der saisonalen Gas Utilization Efficiency (SGUE_{HS}) und der Amortisationsdauer der für die jeweilige Konfiguration zusätzlich verwendeten Komponenten stellen die Hauptaspekte für die Entscheidung des Kreislaufaufbaus dar.

Die saisonalen Effizienzen wurden in der Simulation dabei für folgende Kreislaufkonfigurationen sowohl für den senkengekühlten als auch für den kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager ermittelt:

- Kreislauf nur mit Abgas-Wärmeübertrager (FlueHX1 oder FlueHX2)
- Kreislauf mit Kältemittelwärmeübertrager (RHX)
- Kreislauf mit Rektifikationskolonne (REC)
- Kreislauf mit Dephlegmator (DEP)
- Kreislauf mit Kältemittelwärmeübertrager und Rektifikationskolonne (RHX & REC)
- Kreislauf mit Dephlegmator und Rektifikationskolonne (DEP & REC)
- Kreislauf mit Kältemittelwärmeübertrager und Dephlegmator (RHX & DEP)
- Kreislauf mit Dephlegmator, Rektifikationskolonne und Kältemittelwärmeübertrager (DEP & REC & RHX)

Die Ermittlung der SGUE_{HS}-Werte erfolgte mit Hilfe des Simulationsmodells (Kapitel 3.2) in Anlehnung an DIN EN 12309-6:2012 nach Gl. (17). Um einen Vergleich mit Öl- und Gaskesseln zu ermöglichen, wurde auch die auf den Heizwert (Hi) bezogene Effizienz SGUE_{Hi} nach Gl. (19) ermittelt. Als Referenzheizperiode wurde die Heizperiode A ausgewählt, welche dem Mitteleuropäischen-Klima entspricht. Für das Heizungssystem wurde eine feststehende Vorlauftemperatur ($t_{\text{sink,out}}$) von 55 °C angenommen. Als Wärmequelle dient Außenluft, wobei hier eine Grädigkeit von 3 K zwischen der Außentemperatur und der Austrittstemperatur des Kältemittels aus dem Verdampfer (t_{24}) angenommen wurde.

$$\text{SGUE}_{\text{HS}} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j \cdot \text{Ph}(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j \cdot \left(\frac{\text{Ph}(T_j)}{\text{GUE}_{\text{HS}}(T_j)} \right)} \quad (17)$$

$$\text{SGUE}_{\text{Hi}} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j \cdot \text{Ph}(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j \cdot \left(\frac{\text{Ph}(T_j)}{\text{GUE}_{\text{Hi}}(T_j)} \right)} \quad (18)$$

Die Variable T_j stellt die Temperaturstufen-(BIN-) Temperatur und der Index j die Temperaturstufen-(BIN-) Nummer dar. Die einzelnen Heizlasten des Gebäudes $\text{Ph}(T_j)$ ergeben sich bei den entsprechenden Temperaturen T_j , wobei h_j die Anzahl der dazugehörigen jährlichen Stunden berücksichtigt. Mit der Variable $\text{GUE}_{\text{H}}(T_j)$ werden die GUE_H-Werte der GAWP bei den entsprechenden Temperaturen berücksichtigt. Die Werte für h_j und T_j können aus DIN EN 12309-6:2012 entnommen werden. Die angenommene maximale Heizleistung Ph_{max} beträgt für die Temperatur $T_{\text{Design,h}} = -10 \text{ °C}$ 15 kW. Gl (19) stellt die Berechnung des Teillastverhältnisses $\text{PLRh}(T_j)$ bei einer gegebenen Außenlufttemperatur T_j dar.

$$PLRh(T_j) = \frac{(T_j - 16)}{T_{Design,h} - 16} \quad (19)$$

Die bei der jeweiligen Temperatur T_j benötigte Heizleistung wurde aus der Multiplikation des Teillastverhältnisses $PLRh(T_j)$ und der maximalen Heizleistung Ph_{max} ermittelt (Gl. (20))

$$Ph(T_j) = PLRh(T_j) \cdot Ph_{max} \quad (20)$$

Die Zahlenwerte für $GUEh(T_j)$ wurden in Abhängigkeit der Temperatur und der bei der jeweiligen Temperatur benötigten Heizleistung $Ph(T_j)$ mit dem Simulationsmodell berechnet.

Für die Wirtschaftlichkeitsanalyse wurde als Referenzgebäude ein Einfamilienhaus mit 141,7 m² Wohnfläche ausgewählt, welche laut Statistik Austria (2019a) der durchschnittlichen Wohnfläche entspricht. Bei einem durchschnittlichen spezifischen Heizwärmebedarf (HWB) von 183 kWh/(m²•a) ergibt sich dabei ein jährlicher Heizwärmebedarf von ca. 25800 kWh/a. Der spezifische Heizwärmebedarf von 183 kWh/(m²•a) entspricht dabei dem gewichteten Mittelwert der bis 1990 gebauten Einfamilienhäuser.

Im Rahmen der ökologischen Analyse wurde die jährliche Verringerung der CO₂-Emissionen einer GAWP mit kältemittelgeköhltem Abgaswärmeübertrager im Vergleich zu einer GAWP mit senkengeköhltem Abgaswärmeübertrager betrachtet. Wie bereits bei der Wirtschaftlichkeitsanalyse wurde auch bei der ökologischen Betrachtung als Referenzgebäude das o.a. Einfamilienhaus mit 141,7 m² Wohnfläche und einem jährlichen Heizwärmebedarf von ca. 25800 kWh/a herangezogen. Weiters wird das mögliche Potential der Verringerung der CO₂-Emissionen betrachtet, wenn im betrachteten Referenzgebäude ein alter Öl- oder Gaskessel durch eine GAWP ersetzt wird.

Die Berechnung der jährlich benötigten Heizenergie des Brennstoffes $Q_{fuel,Hi}$ für einen Heizwärmebedarf von ca. 25800 kWh/a erfolgte nach Gl. (21), die Ermittlung der daraus resultierenden CO₂-Emissionen erfolgte nach Gl. (22). Die saisonale Effizienz der GAWP wurde - wie zuvor erwähnt - mit Hilfe des Simulationsmodells ermittelt. Für die saisonale Effizienz von Heizölkessel (älter als 20 Jahre) wurde ein auf den Brennwert bezogener Wert von 0,71, für die saisonale Effizienz von gasbefeuerten Kessel (älter als 20 Jahre) wurde ein auf den Brennwert bezogener Wert von 0,73 verwendet (Schriefl, 2007). Über das Verhältnis von Heizwert zu Brennwert ergibt dies für Heizölkessel einen auf den Brennwert bezogenen Wert von 0,75, für gasbefeuerte Kessel einen auf den Brennwert bezogenen Wert von 0,81. Als äquivalente CO₂-Emissionen wurden in der Berechnung 200 gCO_{2äq}/(kWh_{Hi}) für Erdgas und 280 gCO_{2äq}/(kWh_{Hi}) für Heizöl verwendet (Quaschnig, 2015).

$$Q_{fuel,Hi} = \frac{\text{Heizwärmebedarf pro Jahr}}{SGUE_{Hi}} \quad (21)$$

$$CO_2 - \text{Emission} = Q_{fuel,Hi} \cdot \text{äquivalenten } CO_2\text{-Emissionen} \quad (22)$$

Die Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen sowie der ökologischen Analysen sind in Kapitel 4.4 dargestellt.

4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Das Kapitel 4.1 umfasst die Ergebnisse aus der Untersuchung der Absorption von heißem Sorptiv. Die Inhalte des Kapitels 4.1 basieren im Wesentlichen auf dem Konferenzbeitrag von Wagner und Rieberer (2018b) bei der DKV-Tagung 2018 in Aachen. Anschließend (Kapitel 4.2) werden die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung der GAWP mit senkengekühltem (FlueHX1) und kältemittelgekühltem (FlueHX2) Abgaswärmeübertrager dargestellt. Zusätzlich erfolgt eine Gegenüberstellung beider Varianten. Die Inhalte des Kapitels 4.2 „Versuchsträgerergebnisse“ basieren im Wesentlichen auf dem Konferenzbeitrag von Wagner und Rieberer (2019a) und wurden durch aktuellere Ergebnisse ergänzt. Aus den gewonnenen Erkenntnissen der messtechnischen Untersuchung wurde das Simulationsmodell (siehe Kapitel 3.2) laufend verbessert. In Kapitel 4.3 wird das mögliche Potential der GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager für Betriebspunkte, die messtechnisch nicht untersucht werden konnten gezeigt. Zum Abschluss gibt Kapitel 4.4 einen Überblick über die Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsanalyse sowie der ökologischen Analyse.

4.1 Ergebnisse der Untersuchungen der Absorption von heißem Sorptiv

Wie in Kapitel 3.3.2 beschrieben, wurden 2 Messreihen durchgeführt. Bei den experimentellen Untersuchungen konnte sowohl bei der Messreihe 1 (Abbildung 19 - Abbildung 22), als auch bei der Messreihe 2 (Abbildung 23 - Abbildung 28) eine Beeinflussung des Wärmepumpenkreislaufes durch die höhere Kältemitteltemperatur am Eintritt in den Absorber festgestellt werden. In den nachfolgenden Abbildungen wurden die Messwerte mit zusätzlichem Wärmeübertrager mit dem Index „qFlueHX“ bezeichnet. In Abbildung 19 ist der Einfluss auf die Wärmesenkenleistung, in Abbildung 20 der Einfluss auf den Wärmestrom im Absorber bei unterschiedlichen Kreislaufkonfigurationen (mit/ohne Abtriebsteil der Rektifikationskolonne (REC/nREC) sowie mit/ohne Dephlegmator (DEP/nDEP)) und verschiedenen Wärmesenkentemperaturen ($t_{\text{sink,in/out}} = 30/35 \text{ °C}$ und $t_{\text{sink,in/out}} = 40/45 \text{ °C}$) dargestellt.

Es lässt sich erkennen, dass es durch die zusätzliche Wärmezufuhr zwischen Verdampfer und Absorber zu einem geringfügigen Anstieg des Wärmestroms an die Wärmesenke (Q_{sink}) kam, welcher allerdings zum Teil im Bereich der Messunsicherheit liegt. Vergleicht man den Anstieg von Q_{sink} mit dem in Abbildung 20 dargestellten Wärmestrom Q_{qFlueHX} , welcher im „quasi FlueHX“ übertragen wurde, so zeigt sich, dass der Anstieg geringer ausfiel. Der Wärmestrom an die Wärmesenke hat sich demnach nicht um den zugeführten Wärmestrom im „quasi FlueHX“ erhöht. Dieser Umstand beruht vor allem auf den notwendigen Eingriff der Regelung (siehe Kapitel 3.3.2), um den Absorptionsprozess stabil zu halten.

Wurde der Kältemitteldampf zwischen Verdampfer und Absorber auf $t_{\text{ref,qFlueHX,out}}$ aufgeheizt, so kam es zu einem verschlechterten Absorptionsverhalten, wodurch nicht mehr das gesamte, über die Kältemitteldrossel in den Niederdruckteil strömende, Kältemittel absorbiert werden konnte. In Folge dessen kam es zu einem temporären Anstieg des Niederdrucks von ca. 4 bar auf ca. 7 bar, bis das gesamte Kältemittel wieder absorbiert werden konnte und sich ein Gleichgewicht einstellte. Der ausgeprägte Druckanstieg im Niederdruckbereich führte zu einem Abfall des Temperaturgleits des Kältemittels bei der Verdampfung sowie des übertragenen Wärmestroms im Verdampfer. Diesem Effekt

musste durch die gewählte Regelung der Kältemitteldrossel entgegengewirkt werden, um den Temperaturgleit des Kältemittels im Verdampfer konstant zu halten. Dies führte zu einer Verringerung der Öffnungszeit der Kältemitteldrossel, sodass weniger Kältemittel in den Niederdruckteil strömte.

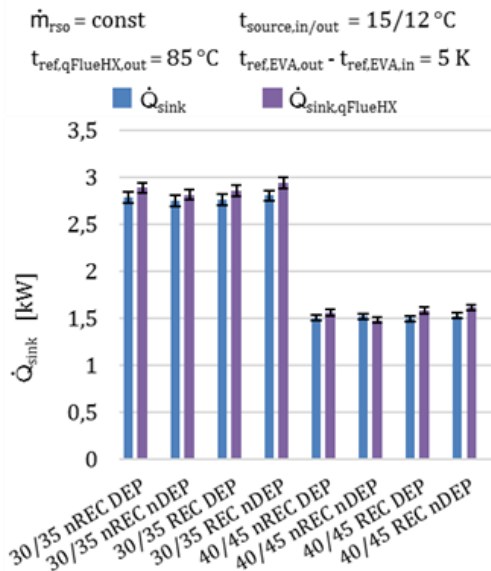


Abbildung 19: Beeinflussung der Wärmesenkenleistung (Messreihe 1) (Wagner und Rieberer, 2018b)

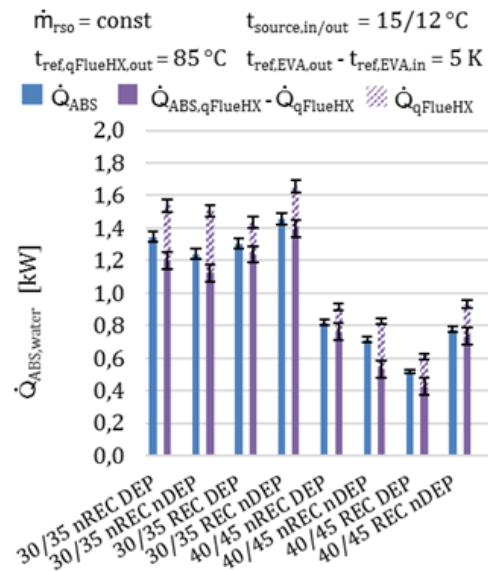


Abbildung 20: Beeinflussung der Absorberleistung (Messreihe 1) (Wagner und Rieberer, 2018b)

Durch die zusätzliche Wärmezufuhr wurde – durch Überhitzung des Kältemittels im „quasi FlueHX“ – der Wärmestrom, welcher abzuführen ist - um das überhitzte Kältemittel vor der Absorption abzukühlen - größer, wodurch insgesamt der Wärmestrom im Absorber anstieg. Vergleicht man den übertragenen Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{ABS,qFlueHX}}$ (vgl. Gl. (11) - anzupassen an gemessene Größen am „quasi FlueHX“) abzüglich dem im zusätzlichen Wärmeübertrager zugeführten Wärmestrom ($\dot{Q}_{\text{qFlueHX}}$), so ist die Differenz ($\dot{Q}_{\text{ABS,qFlueHX}} - \dot{Q}_{\text{qFlueHX}}$) geringer als $\dot{Q}_{\text{ABS}}$ ohne zusätzliche Wärmezufuhr. Dies hängt mit dem Rückgang des Kältemittelmassenstroms (siehe Abbildung 21) zur Einhaltung des gewünschten Temperaturgleits (Niederdrucks) zusammen. Dadurch ist die absolute (nicht massebezogenen) Lösungswärme bei der Auflösung des gasförmigen Stoffes (Kältemittel) in der Lösung (arme Lösung) geringer.

Der Rückgang des Kältemittelmassenstromes ist in Abbildung 21 dargestellt. Betriebspunktabhängig ist es zu einem Rückgang um bis zu 13 % („30/35 nREC nDEP“) gekommen, wenn ein zusätzlicher Wärmestrom vor dem Absorber zugeführt wurde. Der Rückgang des Kältemittelmassenstromes wirkt sich direkt auf einen Rückgang der Kondensator- ($\dot{Q}_{\text{CON,water}}$) und der Verdampferleistung ($\dot{Q}_{\text{EVA,water}}$) aus. Exemplarisch ist dies für die Verdampferleistung ($\dot{Q}_{\text{EVA,water}}$) in Abbildung 22 dargestellt. Dabei ist der Rückgang der Verdampferleistung proportional zum Rückgang des Kältemittelmassenstromes.

In Abbildung 21 ist auch der Einfluss des Dephlegmators sowie des Abtriebsteils der Rektifikationskolonne auf den Kältemittelmassenstrom erkennbar. Durch den Einsatz dieser Komponenten kann die Kältemittelkonzentration gesteigert werden. Allerdings hat dies den Nebeneffekt eines deutlich geringeren Kältemittelmassenstromes, da der aufsteigenden Kältemitteldampf in der Rektifikationskolonne durch Stoff- und Wärmeübertragung sowie im Dephlegmator durch (Teil-)Kondensation reduziert wird.

Energieforschungsprogramm - 2. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

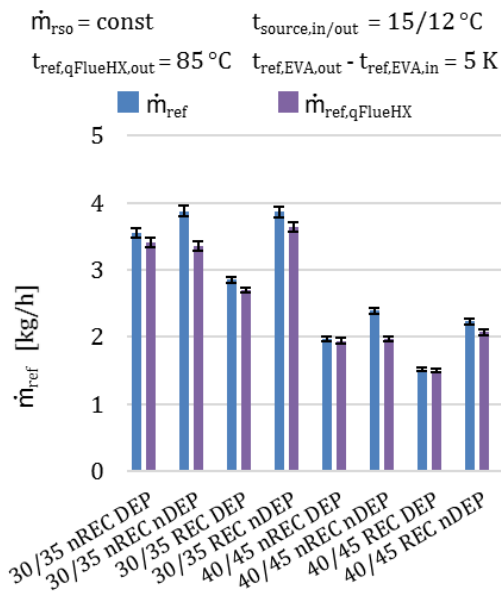


Abbildung 21: Beeinflussung des Kältemittelmassenstroms (Messreihe 1) (Wagner und Rieberer, 2018b)

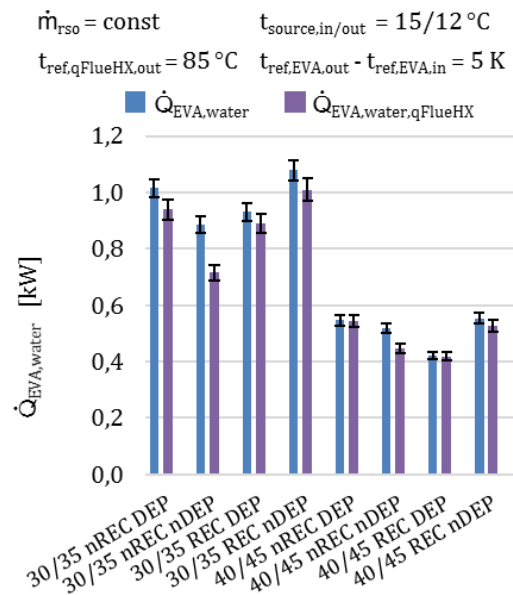


Abbildung 22: Beeinflussung der Verdampferleistung (Messreihe 1) (Wagner und Rieberer, 2018b)

In Abbildung 23 ist die Veränderung des Massenstroms der reichen Lösung zur Erzielung derselben Wärmesenkenleistung ($Q_{\text{sink}} = \text{const}$) bei allen Betriebspunkten der Messreihe 2 dargestellt. Dabei zeigt sich, dass durch die zusätzliche Wärmezufuhr der Massenstrom der reichen Lösung um bis zu 9 % („nREC nDEP“) verringert werden musste, um die Wärmesenkenleistung konstant zu halten.

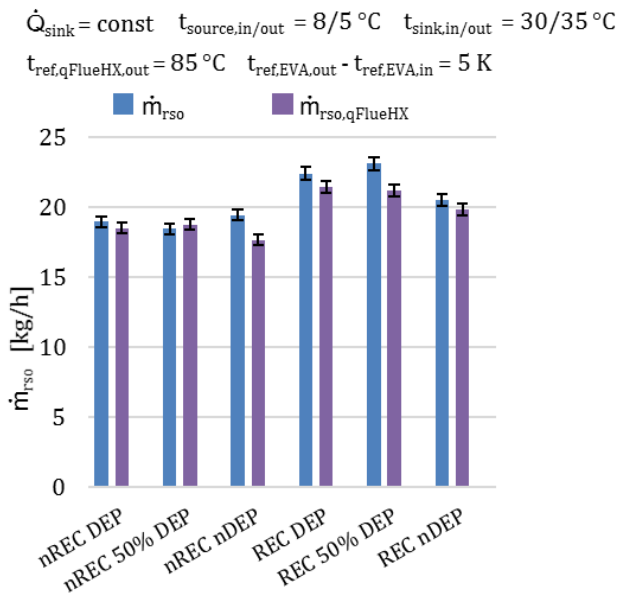


Abbildung 23: Beeinflussung des Massenstroms der reichen Lösung (Messreihe 2) (Wagner und Rieberer, 2018b)

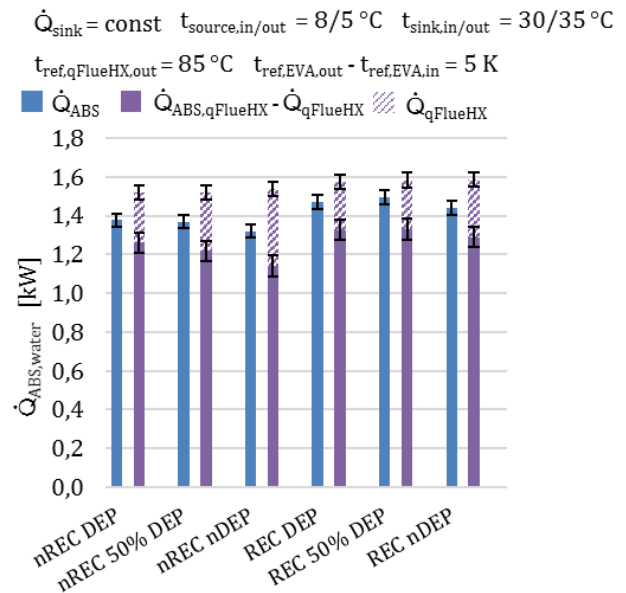


Abbildung 24: Beeinflussung der Absorberleistung (Messreihe 2) (Wagner und Rieberer, 2018b)

Die Wärmeströme im Absorber (Abbildung 24) haben sich, wie bereits bei Messreihe 1 erläutert, verändert. Ergänzend sei hier erwähnt, dass der im „quasi FlueHX“ übertragene Wärmestrom bei einer geringeren Kältemittelkonzentration und einem höheren Kältemittelmassenstrom (vgl. „nREC nDEP“ mit

„REC DEP“ in Abbildung 24) größer ist. Diese Erkenntnis führt dazu, dass bei einem späteren Einsatz eines kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertragers die Effizienz des Gesamtsystems bei einer geringeren Kältemittelkonzentration höher sein kann, da mehr Wärme aus dem Abgasstrom rückgewonnen werden kann. Das bedeutet, dass zur Optimierung des Gesamtsystems Subkomponenten des Desorbers (wie z. B. die Rektifikationskolonne oder der Dephlegmator) bedeutend kleiner ausgeführt werden.

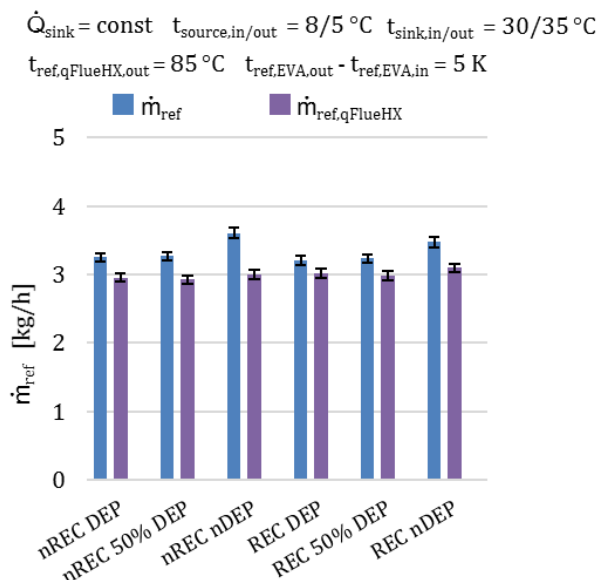


Abbildung 25: Beeinflussung des Kältemittelmassenstroms (Messreihe 2) (Wagner und Rieberer, 2018b)

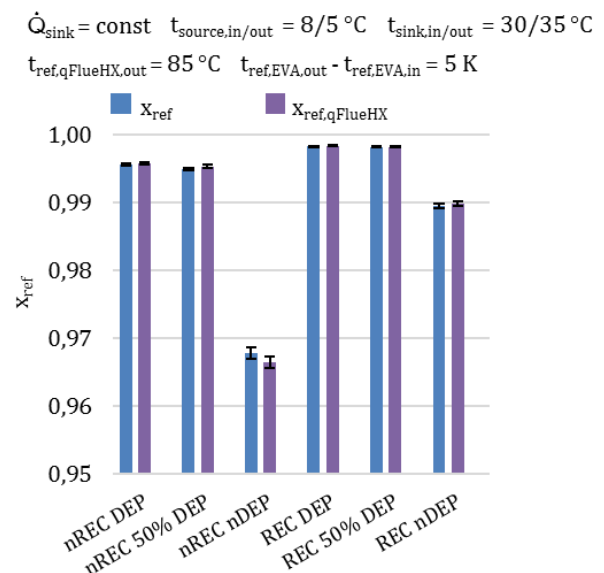


Abbildung 26: Beeinflussung der Kältemittelkonzentration (Messreihe 2) (Wagner und Rieberer, 2018b)

Der Einfluss des Dephlegmators sowie des Abtriebsteils der Rektifikationskolonne ist sowohl in Abbildung 25 als auch in Abbildung 26 erkennbar. Durch den Einsatz beider Komponenten kann die Kältemittelkonzentration von 0,97 auf fast 1 (vgl. „nREC nDEP“ mit „REC DEP“ in Abbildung 26) gesteigert werden. Allerdings führt dies auch zu einer Reduktion des Kältemittelmassenstroms (Abbildung 25), welche größtenteils durch den Dephlegmator bedingt ist.

Exemplarisch ist in Abbildung 27 der Einfluss der Kreislaufkonfiguration auf die Verdampferleistung dargestellt, wobei sich mit Ausnahme des Betriebspunktes ohne Abtriebsteil der Rektifikationskolonne und ohne Dephlegmator, kaum ein Einfluss zeigt. In Abbildung 28 ist die Effizienz der Absorptionswärmepumpe dargestellt. Dabei zeigt sich nur ein geringer Einfluss der Kreislaufkonfiguration auf die Effizienz. Betrachtet man die Wärmezufuhr - wie im späteren Einsatz - als einen aus dem Abgas rückgewonnenen Wärmestrom, welcher keinen Aufwand darstellt, so erfolgt die Berechnung der Effizienz auch bei zusätzlicher Wärmezufuhr nach Gl. (12). Die Ermittlung der Effizienzsteigerung ($\Delta\text{COP}_{\text{qFlueHX}}$) kann dabei nach Gl. (13) erfolgen. Diese wurde in Abbildung 28 als schraffierter Balken dargestellt. Bei der Variante „nREC DEP“ ist beispielsweise eine deutliche Steigerung der Effizienz um $\Delta\text{COP}_{\text{qFlueHX}} = 0,09$ zu erkennen. Die absolute Effizienz steigt von 1,46 auf 1,57. Anzumerken sei hier, dass zwischen den Messpunkten mit Dephlegmator (DEP) und mit reduziertem Volumenstrom durch den Dephlegmator (50 % DEP) kein Einfluss festgestellt werden konnte. Dies deutet auf einen zu groß ausgeführten Dephlegmator hin, sodass auch bei geringerem Kühlwasservolumenstrom in etwa der gleiche Wärmestrom übertragen werden konnte.

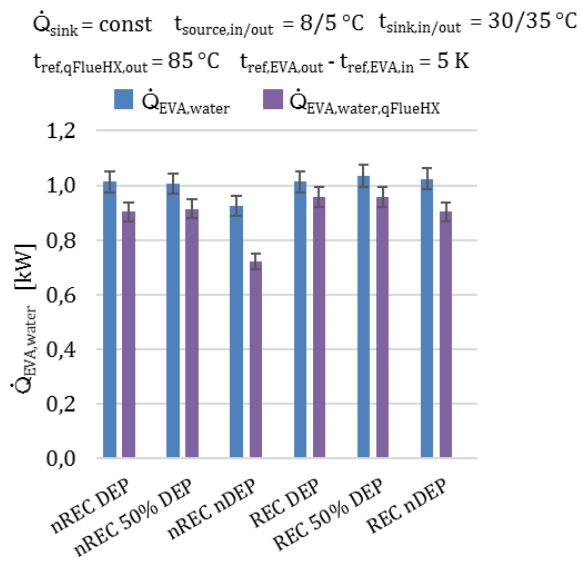


Abbildung 27: Beeinflussung der Verdampferleistung
(Messreihe 2)
(Wagner und Rieberer, 2018b)

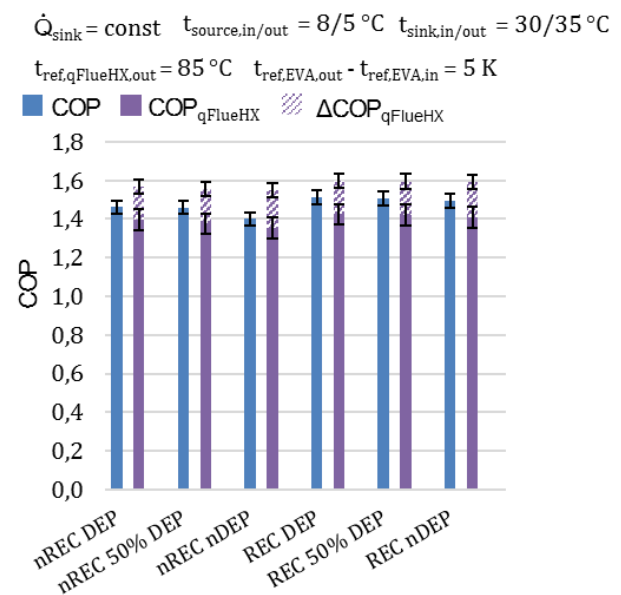


Abbildung 28: Beeinflussung der Effizienz
(Messreihe 2)
(Wagner und Rieberer, 2018b)

4.2 Ergebnisse der Untersuchungen am Versuchsträgers

Das Anfahren der GAWP erfolgt zuerst durch ein Aufheizen des Generators mittels dem Abgas aus der Gasverbrennung, bis der erforderliche Hochdruck erreicht wird. Danach werden die Lösungsmittel- sowie die Kältemitteldrossel geöffnet und erst danach der kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager kältemittelseitig durchströmt. Die Lösungsmittelpumpe ist dabei ab dem Start des Gasbrenners in Betrieb, kann aber erst nach dem Öffnen der Lösungsmitteldrossel einen Massenstrom fördern. Um beim Anfahrvorgang bei Verwendung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers eine zu große thermische Belastung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers zu vermeiden, wurde bei den ersten Messungen das Abgas bis zum Öffnen der Kältemitteldrossel über den senkengekühlten Abgaswärmeübertrager geführt und erst danach auf den kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager umgeschaltet. Im Laufe der Versuche wurde in der Anfahrphase die Umschaltung zwischen beiden Abgaswärmeübertragern schrittweise mehrere Minuten vor dem Öffnen der Kältemitteldrossel durchgeführt. Aufgrund der in der Anfahrphase geringeren Abgasaustrittstemperatur aus dem Generator zeigte sich, dass die ursprüngliche Sorge einer zu hohen thermischen Belastung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers nicht gerechtfertigt war. Somit kann bereits beim Start der GAWP ohne eine Anpassung der Anfahr- oder Regelungsstrategie der kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager abgasseitig durchströmt werden.

Abbildung 29 zeigt die erreichte Effizienz der GAWP mit kältemittelgeköhltem Abgaswärmeübertrager bei unterschiedlichen Wärmequellen- und Wärmesenkentemperaturen sowie verschiedenen Kreislaufkonfigurationen. In Abbildung 29-links sind die Messergebnisse mit (RHX), in Abbildung 29-rechts jene ohne (nRHX) Kältemittelwärmeübertrager dargestellt.

Mit abnehmender Wärmequelleneintrittstemperatur ($t_{\text{source,in}}$) bzw. zunehmender Wärmesenkeneintrittstemperatur ($t_{\text{sink,in}}$) nimmt die Effizienz merklich ab. Bei Einsatz des kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertragers zeigte sich nur ein geringer Einfluss der Kreislaufkonfiguration auf die Effizienz. Vor allem bei einem großen Temperaturhub (Differenz zwischen Wärmequelleneintrittstemperatur und Wärmesenkenaustrittstemperatur) zeigt sich kaum ein Einfluss der Kreislaufkonfiguration auf die Effizienz. Beim geringsten Temperaturhub ($t_{\text{sink,in/out}} = 30/35^\circ\text{C}$, $t_{\text{source,in/out}} = 10/7^\circ\text{C}$) konnte ein $\text{GUE}_{\text{HS}} = 1,52$ bzw. $\text{GUE}_{\text{HI}} = 1,68$ erreicht werden (siehe Abbildung 29-links). Beim größten Temperaturhub ($t_{\text{sink,in/out}} = 45/55^\circ\text{C}$, $t_{\text{source,in/out}} = -5/-8^\circ\text{C}$) konnte ein $\text{GUE}_{\text{HS}} = 1,07$ bzw. $\text{GUE}_{\text{HI}} = 1,18$ erreicht werden (siehe Abbildung 29-links). Dies entspricht einer um etwa 30 % besseren Effizienz als bei herkömmlichen Brennwertkessel - welche bei einer Wärmequellentemperatur $t_{\text{sink,in}}/t_{\text{sink,out}} = 45/55^\circ\text{C}$ bei etwa 0,92 (Institut Wohnen und Umwelt, 2002) liegt - erreicht werden können. Abbildung 29 zeigt ebenso, dass der Dephlegmator bei einer höheren Wärmequellentemperatur ($10/7^\circ\text{C}$) einen positiven Effekt auf die Effizienz hat. Bei einer niedrigeren Verdampfungstemperatur ($-5/-8^\circ\text{C}$) wird ohne Dephlegmator eine annähernd gleiche bzw. eine höhere Effizienz erreicht, wie mit Dephlegmator. Dies ist darauf zurückzuführen, dass dem Kältemittel mit einer geringeren Kältemittelkonzentration (nDEP) mehr Wärme aus dem Abgas zugeführt werden kann und dadurch der negative Einfluss einer geringeren Kältemittelkonzentration auf die Effizienz kompensiert wird.

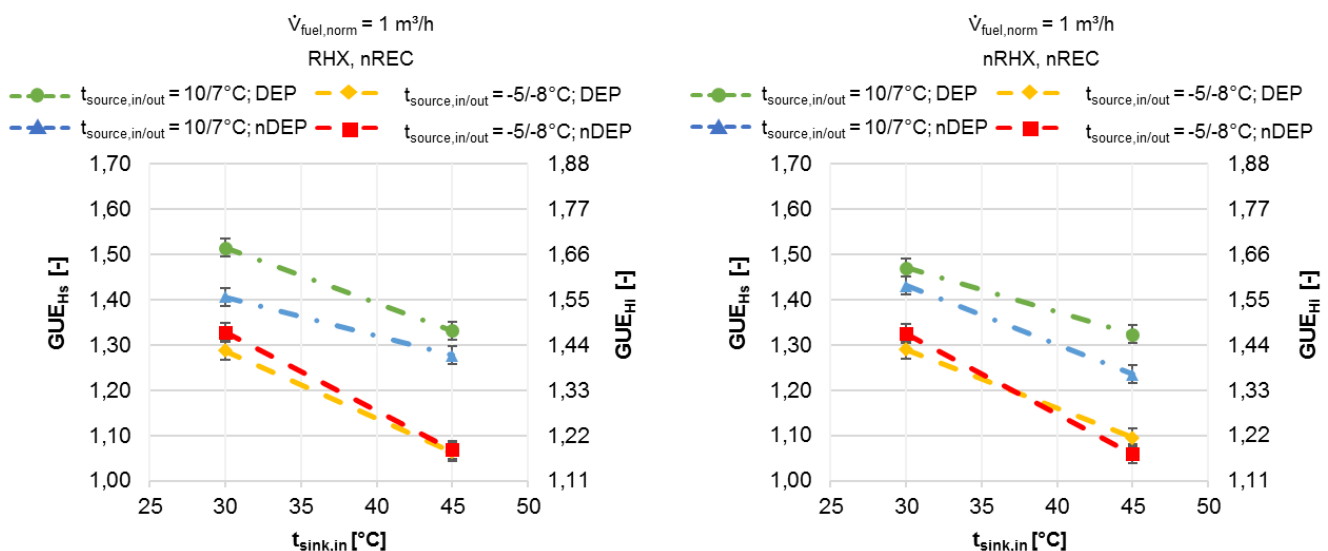


Abbildung 29: Erreichte GUE der GAWP mit kältemittelgeköhltem Abgaswärmeübertrager in Abhängigkeit der Wärmesenkeneintrittstemperatur mit (links) und ohne (rechts) Kältemittelwärmeübertrager (RHX)

Abbildung 30 zeigt exemplarisch einen Vergleich der Abgasaustrittstemperatur zwischen konventionellem ($t_{\text{fluegas, FlueHX1}}$) und kältemittelgekühltem ($t_{\text{fluegas, FlueHX2}}$) Abgaswärmeübertrager bei einer Wärmesenkeneintrittstemperatur von 45 °C und einer Wärmesenkenaustrittstemperatur von 55 °C bei unterschiedlichen Wärmequelleneintrittstemperaturen und verschiedenen Kreislaufkonfigurationen. Die Ergebnisse sind exemplarisch bei weggeschalteter Rektifikationskolonne (nREC) dargestellt. Bei Verwendung des konventionellen Abgaswärmeübertragers (FlueHX1) zeigt sich kein Einfluss der Kreislaufkonfiguration auf die Abgasaustrittstemperatur, da diese von der Temperatur der Wärmesenke (Heizungswasserrücklauftemperatur) abhängig ist und bei den vorgegebenen Betriebsbedingungen bei ca. 50 °C liegt. Bei Verwendung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers zeigt sich ein deutlicher Einfluss der Kreislaufkonfiguration sowie der Wärmequellentemperatur auf die Abgasaustrittstemperatur. Dabei konnte bei einer Wärmequellentemperatur 10/7 °C und weggeschaltetem Dephlegmator (nDEP) das Abgas auf knapp über den Gefrierpunkt von Wasser ($-0,2$ °C) abgekühlt werden. Dadurch konnte im Vergleich zum konventionellen Abgaswärmeübertrager der etwa 3-fache Wärmestrom aus dem Abgas rückgewonnen werden. Auffällig in Abbildung 30 ist die hohe Abgasaustrittstemperatur ($t_{\text{fluegas, FlueHX2}}$) bei einer Wärmequellentemperatur -5/-8 °C und dazu geschaltetem Dephlegmator (DEP). Aufgrund des niedrigen Kältemittelmassenstroms und der hohen Kältemittelkonzentration konnte nur ein geringer Wärmestrom vom Abgas auf das Kältemittel übertragen werden, wodurch sich eine hohe Abgasaustrittstemperatur ergab.

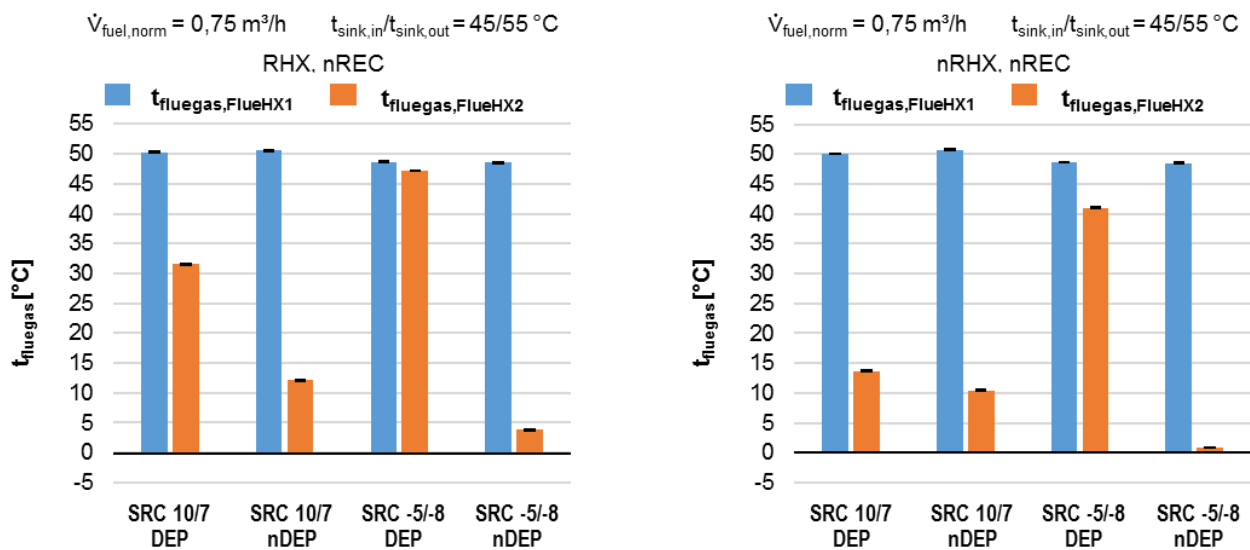


Abbildung 30: Abgastemperatur in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Kreislaufkonfiguration mit (links) und ohne (rechts) Kältemittelwärmeübertrager (RHX)

Die reduzierte Abgasaustrittstemperatur hat sich entsprechend auf die Effizienz der GAWP ausgewirkt. In Abbildung 31 sind die erreichten Effizienzen dargestellt. Bei einer Wärmesenkentemperatur 45/55 °C und einer Wärmequellentemperatur -5/-8 °C konnte so die Effizienz (GUE_{HS}) der GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager im Vergleich zum konventionellen Abgaswärmeübertrager von 1,00 auf 1,09 d.h. um ca. 9 % gesteigert werden (siehe Abbildung 31-rechts SRC-5/-8 nDEP).

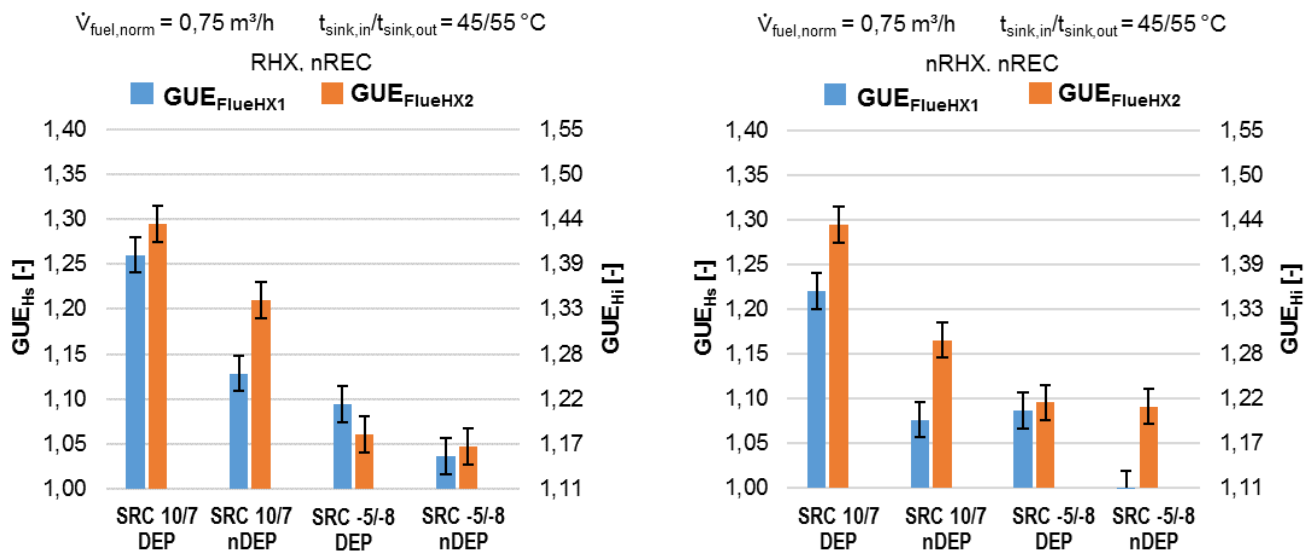


Abbildung 31: Vergleich der erreichten GUE-Werte zwischen kältemittelgeköhltem (FlueHX2) und konventionellem (FlueHX1) Abgaswärmeübertrager in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur und der Kreislaufkonfiguration mit (links) und ohne (rechts) Kältemittelwärmeübertrager (RHX)

Der kältemittelseitige Druckverlust $\Delta p_{\text{ref, FlueHX2}}$ im kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertrager zeigte allerdings einen deutlichen Einfluss auf die erreichbare Effizienz bzw. Effizienzsteigerung. Dieser Einfluss wurde beispielhaft an einem Betriebspunkt untersucht. Dazu wurde für unterschiedliche Kreislaufkonfigurationen (DEP & RHX, nDEP & RHX, DEP & nRHX und nDEP & nRHX) zuerst jeweils der Betriebspunkt mit senkengeköhltem Abgaswärmeübertrager als Referenz aufgezeichnet. Anschließend wurde das Kältemittel - ohne zusätzliche Wärmezufuhr bzw. ohne abgasseitige Durchströmung - durch den kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertrager geführt, wodurch der zusätzliche Druckverlust $\Delta p_{\text{ref, FlueHX2}}$ hervorgerufen wurde. Es erfolgte eine erneute Aufzeichnung des Betriebspunkts bei welchem die Auswirkung des Druckverlusts auf die Effizienz ermittelt werden konnte. Abbildung 32 zeigt den messtechnisch ermittelten kältemittelseitigen Druckverlust ($\Delta p_{\text{ref, FlueHX2}}$) bei einer Wärmequellentemperatur 10/7 $^\circ\text{C}$ und einer Wärmesenktemperatur 45/55 $^\circ\text{C}$ und unterschiedlichen Kreislaufkonfigurationen. Ebenso ist der Einfluss des Druckverlusts auf die Verdampfungstemperatur (ΔT_{sat}) in Abbildung 32 dargestellt. Bei diesen Betriebspunkt ergab sich relativ unabhängig von der Kreislaufkonfiguration ein Druckverlust von etwa 0,2 bar (0,02 MPa), welcher in etwa einem Rückgang der Verdampfungstemperatur um 2 K entspricht. Der Druckverlust ist von der Strömungsgeschwindigkeit im Rohr (Volumenstrom) abhängig und ist bei höheren Kältemittelströmungsgeschwindigkeiten (v.a. bei niedrigen Wärmesenktemperaturen und höheren Brennerleistungen) deutlich größer. Die Auswirkung auf die Effizienz ist in Abbildung 33 dargestellt. Es zeigt sich in diesem Betriebspunkt ein deutlicher Rückgang der Effizienz aufgrund des kältemittelseitigen Druckverlusts. Beispielsweise sank beim Betriebspunkt SRC10/7 DEP, RHX die Effizienz von 1,32 (GUE_{FlueHX1}) auf 1,27 ($GUE_{\text{FlueHX1}, \Delta p_{\text{ref, FlueHX2}}}$) bzw. um 4 %. Bei Reduzierung des Druckverlusts auf ein Minimum könnte somit die in Abbildung 31-rechts dargestellte Effizienz von 1,09 (SRC-5/-8 nDEP) auf ca. 1,11 gesteigert werden, wodurch sich eine Effizienzsteigerung um ca. 12 % anstelle der zuvor erwähnten 9 % ergeben würde.

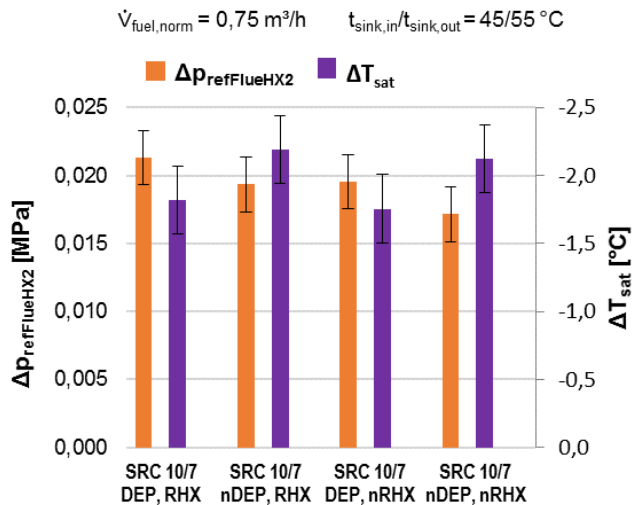


Abbildung 32: Druckverlust im kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertrager bei $t_{\text{sink, in}}/t_{\text{sink, out}} = 45/55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (Wagner und Rieberer, 2019a)

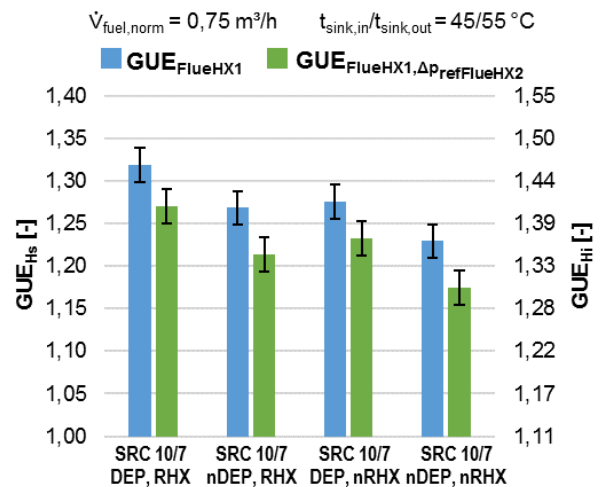


Abbildung 33: Auswirkung des Druckverlusts im kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertrager auf den GUE bei $t_{\text{sink, in}}/t_{\text{sink, out}} = 45/55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (keine abgasseitige Durchströmung) (Wagner und Rieberer, 2019a)

Aufgrund der Betriebsgrenzen der Anlage (Hochdruckbegrenzung) konnte eine höhere Wärmesenktemperatur z. B. $t_{\text{sink, in}}/t_{\text{sink, out}} = 70/55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - wie im „Retro-Fit-Bereich“ üblich - nicht erreicht werden. Bei dieser Wärmesenktemperatur ist mit einer weitaus höheren Effizienzsteigerung zu rechnen (siehe Kapitel 4.3).

Im Betrieb der Anlage kam es vor allem bei niedrigen Wärmequelleneintrittstemperaturen und weggeschaltetem Kältemittelwärmeübertrager (RHX) zu einer sehr geringen kältemittelseitigen Eintrittstemperatur in den Verdampfer. Vor allem in Kombination mit einer geringen Kältemittelkonzentration (ohne Dephlegmator und ohne Rektifikationskolonne) besteht die Gefahr, dass das aus dem Abgas ausfallende Kondensat im Abgaswärmeübertrager an der Wärmeübertragungsfläche einfriert. Um diese Gefahr gering zu halten bzw. zu vermeiden, sind folgende Varianten möglich:

- Einbau eines Dephlegmators und/oder einer Rektifikationskolonne, um eine ausreichende Kältemittelkonzentration zu gewährleisten, sodass das Kältemittel mit einem höheren Dampfgehalt aus dem Verdampfer austritt und im kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertrager nur ein relativ geringer Wärmestrom vom Abgas auf das Kältemittel übertragen werden kann, wodurch sich eine höhere Austrittstemperatur des Abgases ergibt.
- Anpassung des Niederdrucks, sodass das Kältemittel mit einem höheren Dampfgehalt aus dem Verdampfer austritt und anschließend im kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertrager weniger Wärme aufnehmen kann, wodurch sich auch eine höhere Austrittstemperatur des Abgases ergibt.
- Einbau eines Kältemittelwärmeübertragers (RHX), um eine Kältemitteltemperatur am Eintritt in den kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertrager über $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ sicherzustellen.
- Implementierung eines Abtauprogramms - wie bei Außenluftwärmepumpen üblich - um in gewissen Zeitabständen die Eisschicht an der Wärmeübertragungsfläche abzuschmelzen.

4.3 Weitere Simulationsergebnisse

Aufgrund der zuvor erwähnten Betriebsgrenze der Anlage konnte keine höhere Wärmesenkentemperatur als $t_{\text{sink,in}}/t_{\text{sink,out}} = 45/55 \text{ °C}$ bei den experimentellen Untersuchungen erreicht werden. Aus diesem Grund wurde mit dem aufgebauten Simulationsmodell die Effizienzsteigerung einer GAWP mit kältemittelgeköhltem Abgaswärmeübertrager im Vergleich zu einer GAWP mit senkengeköhltem Abgaswärmeübertrager bei einer höheren Wärmesenkentemperatur ($70/55 \text{ °C}$) simulationstechnisch ermittelt.

Abbildung 34 zeigt einen Vergleich der simulierten und der gemessenen GUE-Werte mit senkengeköhltem und kältemittelgeköhltem Abgaswärmeübertrager bei den Wärmesenkentemperaturen $t_{\text{sink,in}}/t_{\text{sink,out}} = 30/35 \text{ °C}$ bzw. $t_{\text{sink,in}}/t_{\text{sink,out}} = 45/55 \text{ °C}$. Es zeigt sich dabei eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den simulierten und den messtechnisch ermittelten GUE-Werten. Mit Hilfe des Simulationsmodells wurden die erreichbaren Effizienzen für eine Wärmesenkentemperatur $t_{\text{sink,in}}/t_{\text{sink,out}} = 70/55 \text{ °C}$ ermittelt. Laut Simulation kann bei einer Wärmesenkentemperatur $t_{\text{sink,in}}/t_{\text{sink,out}} = 70/55 \text{ °C}$ der GUE_{Hi} von 0,91 (siehe FlueHX1, sim in Abbildung 34) auf 1,03 (siehe FlueHX2, sim in Abbildung 34), d.h. um ca. 13 % gesteigert werden. Bei den Messungen hat sich allerdings ein deutlicher negativer Einfluss des Druckverlusts im kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertrager auf die Effizienz gezeigt (siehe Kapitel 4.2). Würde der Druckverlust im kältemittelgeköhlten Abgaswärmeübertrager deutlich reduziert werden, so könnte die Effizienz auf 1,05 (siehe FlueHX2, sim, $\Delta p_{\text{refFlueHX2}} \approx 0$ in Abbildung 34), d.h. um ca. 14,5 % gesteigert werden können.

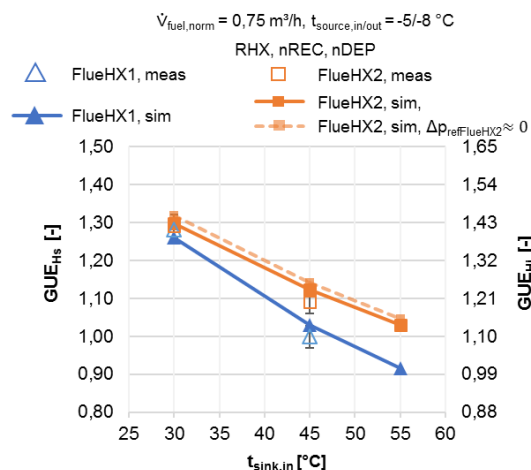


Abbildung 34: Vergleich der GUE-Werte (simuliert und gemessen) zwischen senkengeköhltem und kältemittelgeköhltem Abgaswärmeübertrager in Abhängigkeit der Wärmesenkeneintrittstemperatur

4.4 Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsanalyse und der ökologischen Analyse

Die dynamische Wirtschaftlichkeitsanalyse (dynamische Investitionsrechnung) sowie die ökologische Analyse wurde anhand der mit dem Simulationsmodell ermittelten saisonalen Effizienzen (siehe Kapitel 3.5) durchgeführt. Tabelle 8 zeigt einen Überblick der saisonalen Effizienzen, welche sich durch den zusätzlichen Einbau unterschiedlicher Komponenten in den Kreislauf der GAWP ergeben

(unterschiedliche Kreislaufkonfigurationen). $\Delta SGUE_{HS}$ in Tabelle 8 zeigt die prozentuale Veränderung der saisonalen Effizienz bei Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager anstelle eines senkengekühlten Abgaswärmeübertragers.

Tabelle 8: Saisonale Effizienzen der unterschiedlichen Kreislaufkonfigurationen

	$SGUE_{HS}$							
	FlueHX	FlueHX, RHX	FlueHX, REC	FlueHX, DEP	FlueHX, RHX, REC	FlueHX, DEP, REC	FlueHX, DEP, REC, RHX	FlueHX, RHX, DEP
FlueHX 1	1,050	1,107	1,146	1,188	1,151	1,169	1,182	1,217
FlueHX 2	1,150	1,192	1,190	1,201	1,220	1,199	1,198	1,233
$\Delta SGUE_{HS}$ [%]	9,60	7,63	3,81	1,11	6,02	2,50	1,36	1,27

Es ist ersichtlich, dass sich die prozentuale Steigerung der saisonalen Effizienz ($\Delta SGUE_{HS}$) in Abhängigkeit der zusätzlich verwendeten Komponenten im Kreislauf relativ stark verändert. Bei der Konfigurationsvariante, bei der nur der senkengekühlte oder kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager verbaut wird (nur Abgas-Wärmeübertrager, FlueHX), beträgt die prozentuale Steigerung des $SGUE_{HS}$ -Wertes 9,6 % und nimmt somit den höchsten Wert ein. Auf der anderen Seite zeigt die Variante mit dazu geschaltetem Dephlegmator (DEP) die geringste prozentuale Steigerung der saisonalen Effizienz mit 1,1 %. Die Konfiguration, bei dem der Kältemittelwärmeübertrager (RHX) und die Rektifikationskolonne (REC) zusätzlich zum Abgaswärmeübertrager verwendet werden, zeigt eine beachtliche prozentuale Steigerung der saisonalen Effizienz von 6,02 %. Dieser Umstand führt dazu, dass eine Vorauswahl anhand der in Tabelle 8 dargestellten absoluten saisonalen Effizienz sowie der prozentualen Steigerung getroffen werden kann. Es ist leicht einzusehen, dass die Verwendung eines Kältemittelwärmeübertragers (RHX) mit/ohne Rektifikationskolonne (REC) im Vergleich zu den anderen Auswahlvarianten die geringsten dynamischen Amortisationszeiten aufweisen wird, da sich bei diesen Konfigurationen (mit Ausnahme des ausschließlichen Einbaus der Abgaswärmeübertrager) die höchsten prozentualen Steigerungen der saisonalen Effizienz und damit die größten Gaskosteneinsparungen ergeben haben. Die Konfiguration, bei der nur die Abgaswärmeübertrager (senkengekühlt oder kältemittelgekühlt) berücksichtigt sind, bringt zwar die höchste prozentuale Steigerung der saisonalen Effizienz mit sich, die absoluten saisonalen Effizienzkennzahlen sind aber mit Abstand am geringsten, sodass diese Konfigurationsmöglichkeit aus ökologischer Sicht nicht in Betracht kommt und in weiterer Folge ausgeschlossen werden kann. Aus Tabelle 8 ist auch ersichtlich, dass z. B. bei Entfall der Rektifikationskolonne und des Dephlegmators mit dem kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager eine höhere Effizienz ($SGUE_{HS} = 1,192$) erreicht werden kann, als bei Verwendung des senkengekühlten Abgaswärmeübertragers mit zusätzlicher Rektifikationskolonne, Dephlegmator und Kältemittelwärmeübertrager ($SGUE_{HS} = 1,182$).

Anhand der in Tabelle 8 dargestellten saisonalen Effizienzen wurden dynamische Amortisationsrechnungen für den Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers im Vergleich zu einem senkengekühlten Abgaswärmeübertrager für jede Kreislaufkonfiguration durchgeführt. Als Startwert der Investition zum Investitionszeitpunkt wurden die zusätzlichen Kosten des

kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers im Vergleich zum senkengekühlten Abgaswärmeübertrager angesetzt, welche sich durch die Gaskosteneinsparung aufgrund der verbesserten Effizienz über die Nutzungsdauer amortisieren müssen. Die Gaskosteneinsparung wird in Gl. (15) als Einzahlung betrachtet.

Abbildung 35 zeigt die Entwicklung des Kapitalwertes über die Nutzungsdauer (20 Jahre). Aus dieser Abbildung ist erkennbar, dass sich der Einsatz eines kältemittelgekühlten anstelle eines senkengekühlten Abgaswärmeübertragers, nur bei den Kreislaufkonfigurationen, FlueHX, RHX sowie FlueHX, RHX, REC rechnet.

Bei allen anderen Kreislaufkonfigurationen können die Mehrkosten des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers durch die jährlichen Gaseinsparungen während der Nutzungsdauer nicht kompensiert werden. Somit bleiben bei dieser Betrachtung prinzipiell nur diese zwei Varianten bei Einsatz eines kältemittelgekühlten anstelle eines senkengekühlten Abgaswärmeübertragers übrig.

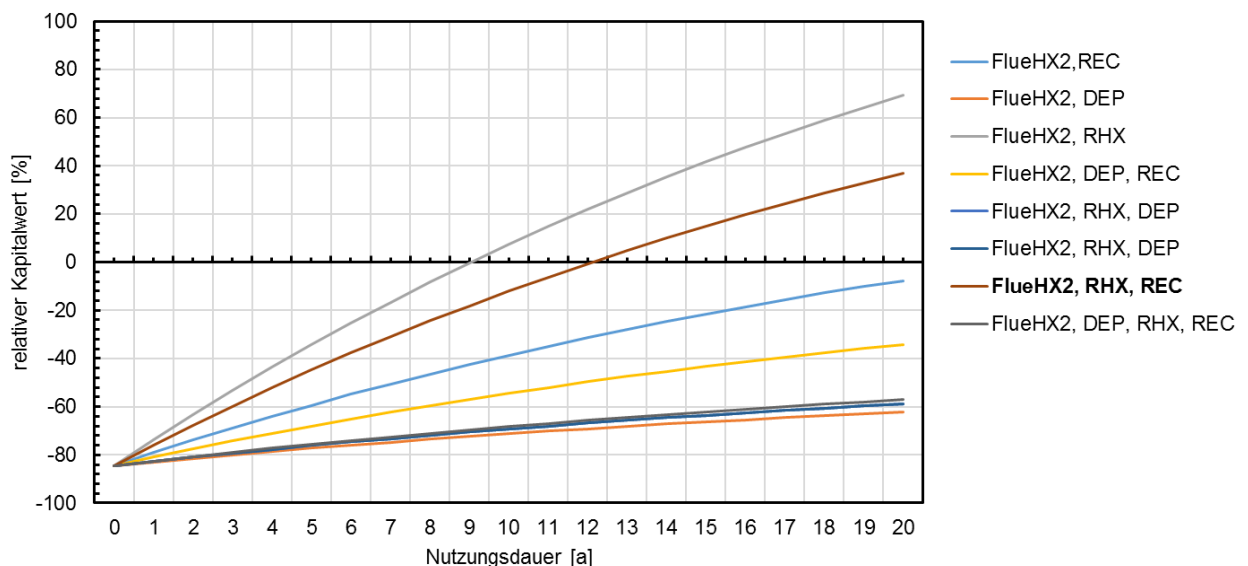


Abbildung 35: Dynamische Amortisationsdauer der Konfigurationsvarianten für den Einsatz der verschiedenen Komponenten

Um die wirtschaftlich sinnvollste Kreislaufkonfiguration auszuwählen, wurde eine weitere dynamische Amortisationsrechnung für die in der engeren Auswahl stehenden Kreislaufkonfigurationen (FlueHX, RHX sowie FlueHX, RHX, REC) durchgeführt. Als Bezugspunkt für die Gaskosteneinsparung diente dabei der Betriebspunkt mit der geringsten saisonalen Effizienz (nur senkengekühlter Abgaswärmeübertrager) mit $SGUE_{HS} = 1,05$. Diese Betrachtung ermöglicht den Vergleich unterschiedlicher Kreislaufkonfigurationen zueinander. Tabelle 9 zeigt einen Vergleich der auf die Kosten des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers bezogenen Kapitalwerte (relativer Kapitalwert $\tilde{C}_0$ nach Gl. (16)) der Kreislaufkonfigurationen RHX sowie RHX & REC jeweils mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager. Dabei zeigt sich ein deutlich höherer Kapitalwert für die Kreislaufkonfiguration RHX & REC mit 150 %, wodurch sich die zusätzlichen Investitionskosten der Rektifikationskolonne (REC) im Vergleich zur Kreislaufkonfiguration ohne Rektifikationskolonne überproportional durch die höhere

Gaskosteneinsparung rentieren. Der Kapitalwert von 150 % bedeutet, dass sich trotz der zusätzlichen Investitionskosten (gegenüber der Variante „nur senkengekühlter Abgaswärmeübertrager“) für den kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager (FlueHX2), den Kältemittelwärmeübertrager (RHX) und die Rektifikationskolonne (REC) eine Gesamtkostenersparnis über 20 Jahre in der Höhe der 1,5-fachen Investitionskosten des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager ergibt.

Tabelle 9: Relative Kapitalwerte $\bar{C}_0$ der zur Auswahl stehenden Kreislaufkonfigurationen nach 20 Jahren

$\bar{C}_0$	
FlueHX2, RHX	FlueHX2, RHX, REC
129 %	150 %

Anhand der in Tabelle 8, Abbildung 35 und Tabelle 9 dargestellten Werte zeigt sich, dass bei Verwendung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers kein Dephlegmator benötigt wird, wodurch sich eine reduzierte Baugröße des Desorbers (Generator, Rektifikationskolonne) ergibt. Zusätzlich ergeben sich für den Endkunden aufgrund des geringeren Gasverbrauchs verringerte Betriebskosten als bei Verwendung eines senkengekühlten Abgaswärmeübertragers.

Aufbauend auf den Ergebnissen der Wirtschaftlichkeitsanalyse wurde eine ökologische Analyse mit der Kreislaufkonfiguration FlueHX, RHX, REC durchgeführt. Tabelle 10 zeigt für die bereits im Zuge der Wirtschaftlichkeitsanalyse ausgewählte Kreislaufkonfiguration die saisonale Effizienz sowie die jährlichen äquivalenten CO₂-Emissionen einer GAWP mit senkengekühltem (FlueHX1) und kältemittelgekühltem (FlueHX2) Abgaswärmeübertrager unter den in Kapitel 3.5 beschriebenen Annahmen. Dabei zeigt sich durch den Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers ein jährliches Einsparungspotential von ca. 268 kgCO_{2äq}/a bzw. 7 %.

Tabelle 10: Vergleich der CO₂-Emissionen einer GAWP mit senkengekühltem (FlueHX1) und einer GAWP mit kältemittelgekühltem (FlueHX2) Abgaswärmeübertrager

	SGUE _{HS}	SGUE _{HI}	Q _{fuel,HI}	CO ₂ -Emission	ΔCO ₂ -Emission
	[-]	[-]	[kWh]	[kgCO _{2äq} /a]	[kgCO _{2äq} /a]
FlueHX1, RHX, REC	1,151	1,264	20411	4082	
FlueHX 2, RHX, REC	1,220	1,353	19069	3814	-268

Tabelle 11 zeigt einen Vergleich der äquivalenten CO₂-Emissionen zwischen Öl- und Gaskesseln und einer GAWP und kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager unter den in Kapitel 3.5 beschriebenen Annahmen.

Tabelle 11: Vergleich der CO₂-Emissionen von Öl- und Gaskesseln mit einer GAWP mit kältemittelgekühltem (FlueHX2) Abgaswärmeübertrager

	SGUE_{HS}	SGUE_{HI}	Q_{fuel,HI}	CO₂-Emission
	[-]	[-]	[kWh]	[kgCO_{2äq}/a]
Ölkessel	0,71	0,75	34400	9630
Gaskessel	0,73	0,81	31852	6370
FlueHX 2 RHX, REC	1,220	1,353	19069	3815

Dabei zeigt sich ein deutliches Potential zur Reduktion der CO₂-Emissionen bei Einsatz einer GAWP. Wird im Referenz-Einfamilienhaus ein Ölkessel durch eine GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager ersetzt, so ergibt sich dadurch eine jährliche Verringerung der äquivalenten CO₂-Emissionen um ca. 5.815 kgCO_{2äq}/a (-60 %). Analog dazu ergibt sich bei einem Austausch eines Gaskessels im Referenz-Einfamilienhaus eine jährliche Reduktion der äquivalenten CO₂-Emissionen um ca. 2.555 kgCO_{2äq}/a (-40 %).

5 Ausblick und Empfehlungen

Die inhaltliche Arbeit des Projektes „FluePump“ umfasste die simulationsgestützte Auslegung, das Design und den Bau eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers sowie die Erprobung dieses in einer gasbefeuerten Absorptionswärmepumpe (GAWP). Dabei wurde ebenso ein Vergleich zu einer GAWP mit einem herkömmlichen, d.h. senkengekühlten, Abgaswärmeübertrager angestellt. Um die Auswirkungen der höheren Temperatur des Kältemittels am Eintritt in den Absorber - bei Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers - vorab zu untersuchen, wurde eine experimentelle Analyse der Absorption von heißem Sorptiv durchgeführt. Auf Basis eines entwickelten Simulationsmodells wurden eine Wirtschaftlichkeitsanalyse und eine ökologische Analyse durchgeführt.

Zur experimentellen Untersuchung der Auswirkung des heißen Kältemitteldampfes, wurde ein Absorptionswärmepumpenkreislauf aufgebaut. Dabei wurden die Auswirkungen bei einer Kältemitteltemperatur von ca. 85 °C vor dem Eintritt in den Absorber - ähnlich wie sie in einer GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager auftritt - untersucht. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen konnte eine wesentliche Beeinflussung des Wärmepumpenkreislaufes durch die höhere Kältemitteltemperatur am Eintritt in den Absorber festgestellt werden. Es hat sich gezeigt, dass es durch die zusätzliche Wärmezufuhr zwischen Verdampfer und Absorber zu einem geringfügigen Anstieg des an die Wärmesenke abgegebenen Wärmestroms kommt. Dieser fiel aber weitaus geringer aus, als die Höhe des zusätzlich zugeführten Wärmestroms. Dieser Umstand beruhte vor allem auf den notwendigen Eingriff der Regelung, um den Absorptionsprozess stabil zu halten. Dabei zeigte sich, dass der Kältemittelmassenstrom reduziert werden muss, um den Niederdruck auf eine der Wärmequellentemperatur entsprechenden Größe zu halten und eine vollständige Absorption zu gewährleisten. Alternativ zeigte sich auch die Erhöhung des Massenstromes der armen Lösung als eine Möglichkeit den Niederdruck bei zusätzlicher Erwärmung des Kältemitteldampfes konstant zu halten. Bei neu entwickelten Systemen ist es allerdings sinnvoll, die höhere Wärmeabfuhr im Absorber bereits bei der Auslegung des Absorbers zu berücksichtigen. Die Ergebnisse aus diesen Versuchen brachten neue Erkenntnisse und einen tieferen Einblick in die Auswirkungen der Absorption von heißem Sorptiv und wurden bereits beim Aufbau des GAWP Funktionsmuster berücksichtigt.

Zur messtechnischen Untersuchung des Potentials einer GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager im Vergleich zu einer GAWP mit senkengekühltem Abgaswärmeübertrager wurde ein Versuchsstand mit einer Nennheizleistung von 18 kW aufgebaut. Um den Einfluss unterschiedlicher Kreislaufkonfigurationen zu untersuchen wurde der Absorptionswärmepumpenkreislauf mit einer Vielzahl an Verschaltungsmöglichkeiten aufgebaut. Dadurch konnten Komponenten zur internen Wärmerückgewinnung bzw. Komponenten zur Reinigung des im Generator erzeugten Kältemitteldampfes hinzu- und weggeschaltet werden. Es zeigte sich vor allem, dass bei geringerer Kältemittelreinheit - bei Entfall einzelner Komponenten zur Kältemittelreinigung - das Abgas auf eine wesentlich geringere Temperatur abgekühlt werden kann und dadurch ein höherer Wärmestrom aus dem Abgas rückgewonnen werden kann. Entsprechend ist bei Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers in einer GAWP die Kreislaufkonfiguration anzupassen. In den experimentellen Untersuchungen konnte je nach Kreislaufkonfiguration und Wärmequellen- und Wärmesenkentemperatur eine Effizienzsteigerung und

damit CO₂-Reduktion von 9 % (Wärmesenktemperatur 45/55 °C; Wärmequellentemperatur -5/-8 °C) durch den Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers anstelle eines senkengekühlten Abgaswärmeübertragers erreicht werden. Hier zeigte sich vor allem bei der Ausführung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers noch ein deutliches Optimierungspotential hinsichtlich der Größe und des kältemittelseitigen Druckverlusts, sodass durch weitere Verbesserungen eine Effizienzsteigerung von bis zu 12 % möglich sein sollte. Bei höheren Heizungswasserrücklauftemperatur (55 °C) sollte die Effizienz der GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager um bis zu 14,5 % im Vergleich zu einer GAWP mit heizungswasserrücklaufgekühltem Abgaswärmeübertrager gesteigert werden können. Diese Optimierungen wären im Zuge eines weiteren Projektes durchzuführen und an einer speziell für den Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers angepassten GAWP zu erproben.

Des Weiteren wurde ein umfangreiches und detailliertes Simulationsmodell einer GAWP mit senkengekühltem und kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager aufgebaut. Dieses Modell diente zur Ermittlung der saisonalen Effizienz und lieferte damit die Grundlage für die Wirtschaftlichkeitsanalyse und die ökologische Analyse. Im Rahmen der Wirtschaftlichkeitsanalyse wurde eine (wirtschaftlich) optimale Kreislaufkonfiguration bei Verwendung eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers festgelegt. Die Verringerung der Betriebskosten (Gaskosten) aufgrund der gesteigerten Effizienz, zusammen mit der verringerten Komplexität des Absorptionswärmepumpenkreislaufes führten dazu, dass sich der kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager gegenüber einem senkengekühlten Abgaswärmeübertrager innerhalb der Nutzungsdauer amortisiert, sodass dies auch für den Endkunden zu verringerten Kosten führt. Die ökologische Analyse zeigte, dass durch den Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers die jährlichen äquivalenten CO₂-Emissionen einer GAWP in einem Standard-Einfamilienhaus (älter 20 Jahre) in Österreich um ca. 270 kgCO_{2äq}/a bzw. 7 % reduziert werden können. Im Vergleich zu einem Öl- bzw. Gaskessel können durch den Einsatz einer GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager die jährlichen äquivalenten CO₂-Emissionen um ca. 5.815 kgCO_{2äq}/a (-60 %) bzw. 2.555 kgCO_{2äq}/a (-40 %) reduziert werden. Dies zeigt das enorme Potential von GAWPs vor allem im „Retro-Fit“-Bereich

Das Projekt hat gezeigt, dass ein kältemittelgekühlter Abgaswärmeübertrager in einer GAWP zu einer nochmaligen deutlichen Steigerung der Effizienz und somit Reduktion der CO₂-Emissionen führt. Durch den Entfall einzelner Komponenten zur Kältemittelreinigung führt dies zu einer Verringerung der Komplexität des Kreislaufes. Aufbauend auf den in diesem Projekt erzielten Ergebnissen sind noch weitere Optimierungen notwendig, um das volle Potential von GAWPs in Verbindung mit einem kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers ausschöpfen zu können.

6 Literaturverzeichnis

- Albert, J., Rieberer, R., 2017. Experimentelle und simulationsgestützte Analyse einer Absorptionskältemaschine für KWKK Anlagen. Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2017, Bremen.
- Aminyavari, M., Aprile, M., Toppi, T., Garone, S., Motta, M., 2017. A detailed study on simultaneous heat and mass transfer in an in-tube vertical falling film absorber. International Journal of Refrigeration 80, 37–51.
- Bogart, M., 1981. Ammonia Absorption Refrigeration in industrial processes. Gulf Publishing Company, Houston.
- Cerezo, J., Bourouis, M., Vallès, M., Coronas, A., Best, R., 2009. Experimental study of an ammonia–water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines. Applied Thermal Engineering 29 (5-6), 1005–1011.
- DIN EN 12309-1, 2012, 01.08.2012. Gasbefeuerte Sorptions-Geräte für Heizung und/oder Kühlung mit einer Nennwärmebelastung nicht über 70kW - Teil 1: Begriffe. DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin.
- DIN EN 12309-6, 2012, 06.10.2012. Gasbefeuerte Sorptions-Geräte für Heizung und/oder Kühlung mit einer Nennwärmebelastung nicht über 70 kW - Teil 6: Berechnung der saisonalen Effizienzkennzahlen. DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin.
- E-Control, 2019. Gaspreisentwicklung.
<https://www.e-control.at/statistik/gas/marktstatistik/preisentwicklung>, 22.08.2019.
- EES, 2019. Engineering Equation Solver, V10.644. F-Chart Software, Madison.
- Emhofer, J., Höger, A., Strohmaier, C., Wechsler, R., Rieberer, R., 2015. NexGen - Gaswärmepumpen der nächsten Generation (publizierbarer Endbericht). bmvit (FFG-Nr. 834516).
- Energie Steiermark, 2018. Erdgasparameter 2018.
<https://www.e-netze.at/Service/Erdgasqualitaet/Default.aspx>, 10.03.2019.
- Energie Steiermark, 2019. Erdgasparameter 2019.
<https://www.e-netze.at/Service/Erdgasqualitaet/Default.aspx>, 14.07.2019.
- European Commission, 2016. Mapping and analyses of the current and future (2020 - 2030) heating/cooling fuel deployment (fossil/renewables). European Commission.
- Fernández-Seara, J., Sieres, J., Vázquez, M., 2003. Distillation column configurations in ammonia–water absorption refrigeration systems. International Journal of Refrigeration 2003 (26), 28–34.
- Fernández-Seara, J., Uhía, F.J., Sieres, J., 2007. Analysis of an air cooled ammonia–water vertical tubular absorber. International Journal of Thermal Sciences 46 (1), 93–103.
- Ibrahim, O.M., Klein, S.A., 1993. Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures. ASHRAE Transactions 1993 (99(1)), 1495–1502.

- Institut Wohnen und Umwelt, 2002. Energetische Kenngrößen für Heizungsanlagen im Bestand.
https://www.iwu.de/fileadmin/user_upload/dateien/energie/werkzeuge/IWU_Anlagenkennwerte_Bestand.pdf, 15.07.2019.
- Kang, Y.T., Akisawa, A., Kashiwagi, T., 2000. Analytical investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types. *International Journal of Refrigeration* 2000 (23), 430–443.
- Killion, J.D., Garnilla, S., 2001. A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption. *International Journal of Refrigeration* 2001 (24), 755–797.
- Klima und Energiefonds, 2015. Leitfaden Energieforschungsprogramm 2015.
- Kwon, K., Jeong, S., 2004. Effect of vapor flow on the falling-film heat and mass transfer of the ammonia/water absorber. *International Journal of Refrigeration* 27 (8), 955–964.
- LabView, 2017. LabView 2017, V17.0f2. National Instruments, Austin.
- Lin, P., Wang, R., 2016. Coupled heat and mass transfer analysis of NH₃-H₂O falling film absorption on inner tube surface with low solution flow rates. *Journal of Shanghai Jiaotong University (Science)* 21 (4), 395–405.
- Müller, A., Fritz, S., Kranzl, L., 2017. Energieszenarien bis 2050: Wärmebedarf der Kleinverbraucher.
https://www.e-think.ac.at/wp-content/uploads/2018/02/EnSzen-2017-Endbericht_website.pdf, 10.05.2019.
- Quaschnig, V., 2015. Regenerative Energiesysteme: Technologie - Berechnung - Simulation, 9th ed. Hanser, München.
- Recknagel, H., Ginsberg, O., Gehrenbeck, K., Sprenger, E., 2007. Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. Oldenburg Industrie Verlag München, München.
- Schriebl, E., 2007. Modellierung der Entwicklung von Treibhausgasemissionen und Energieverbrauch für Raumwärme und Warmwasser im österreichischen Wohngebäudebestand unter der Annahme verschiedener Optimierungsziele Dissertation, Wien.
- Statistik Austria, 2019a. Tabellenband Wohnen 2018.
http://www.statistik.at/wcm/idc/idcplg?IdcService=GET_PDF_FILE&RevisionSelectionMethod=LatestReleased&dDocName=120940, 10.05.2019.
- Statistik Austria, 2019b. Primäres Heizsystem nach überwiegend eingesetztem Energieträger und Art der Heizung 2017/2018.
https://www.statistik.at/wcm/idc/idcplg?IdcService=GET_PDF_FILE&RevisionSelectionMethod=LatestReleased&dDocName=022721, 13.05.2019.
- VDI 2067, 2000, 01.09.2000. Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen: Grundlagen und Kostenberechnung. Beuth Verlag GmbH, Düsseldorf.
- Wagner, P., Kitzinger, T., Rieberer, R., 2019. Analysis of a gas-fired absorption heat pump with different cycle configurations and superheated refrigerant at the absorber inlet. 8th IIR Conference: Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies, Ohrid.

- Wagner, P., Rieberer, R., 2017. Untersuchung einer neuartigen Abgaswärmeübertragereinbindung für gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen. Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2017, Bremen.
- Wagner, P., Rieberer, R., 2018a. Effizienzsteigerung von gasbetriebenen Absorptionswärmepumpen durch kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager. 15. Symposium der Energieinnovation, Graz.
- Wagner, P., Rieberer, R., 2018b. NH₃/H₂O-Absorptionswärmepumpe - Untersuchung der Auswirkungen einer hohen Kältemitteltemperatur auf das Absorptionsverhalten. Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2018, Aachen.
- Wagner, P., Rieberer, R., 2018c. Analysis of a modified cycle design of a gas-fired absorption heat pump with a new flue gas heat exchanger. 13th IIR Gustav Lorentzen Conference, Valencia.
- Wagner, P., Rieberer, R., 2019a. Experimental analysis of a gas-fired absorption heat pump with a refrigerant cooled flue gas heat exchanger. The 25th IIR International congress of refrigeration, Montreal.
- Wagner, P., Rieberer, R., 2019b. Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe – Auswirkungen einer hohen Kältemitteltemperatur auf das Absorptionsverhalten. KI Kälte- Luft- Klimatechnik 5, 46-51.
- Wechsler, R., Rieberer, R., 2015. Experimentell basierte Modellierung und simulative Parameterstudie zum Betriebsverhalten einer gasbefeuerten Absorptionswärmepumpe. Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2015, Dresden.
- Zetsche, M., 2012. Experimentelle Untersuchungen und regelungstechnische Optimierung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine in Kombination mit einem solar angetriebenen Kühlsystem mit Eisspeicher Dissertation, Werdau.

7 Kontaktdaten

Projektleitung:

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

Institut für Wärmetechnik, TU Graz

Inffeldgasse 25B, 8010 Graz

[+43 \(316\) 873 7302](tel:+433168737302)

rene.rieberer@tugraz.at

<http://www.iwt.tugraz.at>



Projektpartner:

Andreas Höger

E-Sorp GmbH

Sportplatzweg 18, 6336 Langkampfen

+43 5332 88799913

andreas.hoeger@esorp.onmicrosoft.com

www.e-sorp.com

