

Erol BADEMCIOGLU, BSc.

Experimentelle Untersuchung einer gasbefeuchten Absorptionswärmepumpe mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau
(Energietechnik und Wirtschaftswissenschaften)

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

DI Philipp WAGNER, BSc.
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

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

Graz, im Februar 2020

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

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

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

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Experimentelle Untersuchung einer gasbefeuchten Absorptionswärmepumpe mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager

Autor: Erol Bademcioglu

1. Stichwort: Ammoniak/Wasser
2. Stichwort: Wirtschaftlichkeitsanalyse
3. Stichwort: CO₂-Analyse

Mittels Brennwerttechnik kann auch bei gasbefeuchten Absorptionswärmepumpen (GAWP) die latente Abgaswärme an den Heizungswasserrücklauf abgeführt werden. Damit diese bestmöglich genutzt werden kann (entsprechend große Taupunktunterschreitung notwendig), muss das Abgas so tief wie möglich abgekühlt werden. Um nicht durch die Temperatur des Heizungswasser-Rücklaufs begrenzt zu sein, kann für die Erhöhung der Effizienz (GUE) das Abgas bei GAWPs mit dem Kältemittel gekühlt werden, das - je nach Kreislaufvariante und Temperatur der Wärmequelle - Temperaturen unter 0 °C annehmen kann. Eine große Herausforderung ist dabei, dass der kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager so konstruiert werden muss, dass die verursachten Druckverluste minimiert werden. In Zukunft werden neben den technischen Aspekten auch die Themen, Wirtschaftlichkeit und Treibhausgasemissionen von GAWPs ausschlaggebend für den Markterfolg sein.

Im Zuge dieser Arbeit wurde das Verhalten einer GAWP mit kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager experimentell untersucht. Die dabei gewonnenen Daten wurden ausgewertet und mit dem Betrieb des wärmesenkengekühlten Abgaswärmeübertragers gegenübergestellt. Anschließend wurde für unterschiedliche Kreislaufkonfigurationen die saisonale Gas Utilization Efficiency (SGUE) ermittelt und eine Wirtschaftlichkeitsanalyse durchgeführt und die vielversprechendste Kreislaufkonfiguration ausgewählt. Ebenso wird eine Gegenüberstellung der CO₂-Emissionen der im Zuge der Wirtschaftlichkeitsanalyse ausgewählten Kreislaufkonfiguration mit kältemittelgekühltem und wärmesenkengekühltem Abgaswärmeübertrager dargestellt. Anschließend wurden Szenarien für die Zukunft mit unterschiedlichen thermischen Sanierungsraten für Österreich und Deutschland ausgearbeitet, um die Reduktion der CO₂-Emissionen durch GAWPs abschätzen zu können.

ABSTRACT

Title: Experimental analysis of a gas fired absorption heat pump with a refrigerant cooled flue gas heat exchanger

Author: Erol Bademcioglu

1st keyword: ammonia/water

2nd keyword: economic analysis

3rd keyword: ecological analysis

In order to utilize the upper heating value of the fuel, the return flow of the hydronic heat distribution system is used to cool the exhaust gas to recover the latent heat of the gas-fired absorption heat pump (GAHP). To use the latent heat of the exhaust gas, it should be cooled down to the lowest possible temperature to maximize the passing of the below the dew point. To overcome the limitation of the temperature of the heat distribution system, the flue gas heat exchanger can be cooled with the refrigerant to increase the efficiency (GUE). Depending on the cycle configuration and the heat source temperature the temperature of the refrigerant can be below 0 °C. A big challenge will be the reduction of the pressure drop in the refrigerant cooled flue gas heat exchanger. The upgrade of the design for this component will lead to lower the pressure drop. Despite to the technical aspects the topics of economic and ecological analysis will be the determining factor for the market penetration of GAHPs in the future.

In the course of this thesis the behavior of a GAHP with a refrigerant cooled flue gas heat exchanger was experimentally investigated. The obtained data was evaluated and compared to the data of the operation with a water cooled flue gas heat exchanger. Afterwards the economic analysis of different cycle configurations with respond to the seasonal GUE was performed. In addition to this an ecological analysis for the chosen cycle configuration with the refrigerant cooled flue gas heat exchanger in comparison to the water cooled flue gas heat exchanger was worked out. Scenarios with different thermal improvement rates of the building section were investigated for Austria and Germany to calculate and illustrate the possible potential of reducing the carbon dioxide emissions with GAHPs in the future.

VORWORT

Diese Arbeit entstand im Rahmen des Projekts „FluePump – Effizienzsteigerung durch kältemittelgekühlten Rauchgaskondensator für gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen“ (FFG-Nr.: 843579), das aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen des Energieforschungsprogramms durchgeführt wird.

Ich möchte mich zunächst bei Dipl.-Ing. Philipp Wagner, BSc. für die hervorragende Zusammenarbeit und den unermüdlichen Einsatz bei der Betreuung bedanken. Ich konnte neben der fachlichen Kompetenz auch meine soft skills erheblich verbessern.

Dem Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer möchte ich mich für die Zuteilung und Beurteilung dieser Arbeit bedanken.

Zu guter Letzt möchte ich mich bei meiner Familie und Freunden bedanken, die mich in meiner gesamten Studienzeit unterstützt und begleitet haben.

Graz, 08.02.2020

Erol Bademcioglu

INHALTSVERZEICHNIS

<u>1</u>	<u>EINLEITUNG</u>	<u>1</u>
<u>2</u>	<u>GRUNDLAGEN</u>	<u>3</u>
2.1	Arbeitsweise der Absorptionswärmepumpe	3
2.2	Der grundlegende Aufbau der Absorptionswärmepumpe	4
2.3	Thermodynamische Grundlagen	5
2.3.1	Der reale Arbeitsprozess	5
2.3.2	Lösungsgekühlter Dephlegmator	7
2.4	Arbeitsstoffpaar $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	8
2.5	Theorie zum Wärmeübertrager	10
2.6	Theoretische Grundlagen zur Messunsicherheitsanalyse	11
<u>3</u>	<u>DER VERSUCHSSTAND</u>	<u>13</u>
3.1	Aufbau der Versuchsanordnung	13
3.2	Gliederung des Systems	15
3.2.1	Der Wärmesenkenkreislauf	18
3.2.2	Der Wärmequellenkreislauf	22
3.2.3	Der Lösungsmittelkreislauf	26
3.2.4	Der Kältemittelkreislauf	28
3.3	Umbaumaßnahmen des „FlueHX 2“	29
<u>4</u>	<u>PERIPHERIE/SENSORIK UND MESSDATENAUSWERTUNG</u>	<u>35</u>
4.1	Erfassung der Messdaten	35
4.1.1	Erfassung der Gasmenge	39
4.1.2	Verarbeitung der Messsignale mittels LabView	40
4.2	Auswertung der Messdaten	44
4.2.1	Konzentration des Arbeitsstoffpaares Ammoniak/Wasser	46
4.2.2	Wärmeleistungen der einzelnen Komponenten der GAWP	47
4.2.3	Kennzahlen im GAWP-Prozess	48
4.2.4	Messunsicherheitsanalyse der Messkette	50

5	<u>DARSTELLUNG UND INTERPRETATION DER MESSERGEBNISSE</u>	51
5.1	Aufbau der Messmatrix	51
5.2	Einfluss von Rektifikationskolonne und Dephlegmator auf die Kältemittelkonzentration	54
5.3	Kältemittelkonzentration bei Betrieb mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“	56
5.4	Der Einfluss des Druckverlustes im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager „FlueHX 2“	57
5.5	Die kältemittelseitige Wärmeleistung des „FlueHX 2“	60
5.6	Der Einfluss des Kondensators	66
5.7	Vergleich der wärmesenkengekühlten Absorber (ABS-1 und ABS-2)	67
5.8	Temperaturverläufe entlang ABS-1, ABS-2 und ABS-3	70
5.9	Gegenüberstellung der GUE-Werte der GAWP mit den Abgaswärmeübertragern „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“	73
6	<u>WIRTSCHAFTLICHKEITSANALYSE</u>	78
6.1	Methoden der Investitionsrechnung	78
6.2	Aufstellung der Kosten und berechnungsspezifischer Werte	79
6.3	Auswahl der Kreislaufkonfiguration für die Wirtschaftlichkeitsanalyse	88
6.4	Statische Investitionsrechnung	90
6.5	Dynamische Investitionsrechnung (Kapitalwertmethode)	93
7	<u>ÖKOLOGISCHE ANALYSE</u>	99
7.1	Jährliche CO ₂ -Einsparung bei Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers („FlueHX 2“) in einer GAWP	99
7.2	Prognose zur Reduktion von CO ₂ -Emissionen in Österreich durch Substitution der bestehenden Heizanlagen mit GAWP	102
7.2.1	Prognoseerstellung mit aktueller Sanierungsrate (Status Quo)	107
7.2.2	Prognoseerstellung anhand des sektoralen Klimabündnisziels	111
7.2.3	Prognose für die theoretisch vollständige Substitution der aktuell neu installierten Heizöl- und Erdgaskessel durch GAWPs	113
7.3	Prognose zur Reduktion von CO ₂ -Emissionen in Deutschland durch Substitution der bestehenden Heizungsanlagen mit GAWPs	115
7.3.1	Prognosen mit der aktuellen Sanierungsrate (Status Quo)	119

7.3.2	Prognosen anhand des sektoralen Klimabündnisziels	121
7.3.3	Theoretische vollständige Substitution der aktuell neu installierten Heizöl- und Erdgaskessel durch GAWPs bis 2024	123
8	<u>SCHLUSSFOLGERUNGEN</u>	<u>125</u>
	<u>NOMENKLATUR</u>	<u>128</u>
	<u>LITERATURVERZEICHNIS</u>	<u>131</u>

1 EINLEITUNG

In Österreich sind 70,4 % (Statistik Austria, 2018) der Gebäude, die für Wohnungszwecke genutzt werden, älter als 30 Jahre. Dies beinhaltet Bauperioden von vor 1919 bis 1990. Es werden dabei unterschiedliche Heizungsarten verwendet, um das gesamte Gebäude, einzelne Etagen oder Wohnungen zu beheizen. Jährlich werden nur ca. 1 % (Schriebl, 2007) der Gebäude thermisch saniert, indem die Wärmedämmung verbessert oder die Heizungsanlage ausgetauscht wird. Es werden jährlich ca. 83.000 Anlagen für Heizung verkauft und davon sind 60 % Heizkessel mit fossilen Brennstoffen (Erdgas- und Heizölkessel) (Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus, 2019). Da diese Heizkessel eine Nutzungsdauer von über 20 Jahren aufweisen, können die dadurch verursachten CO₂-Emissionen der neu installierten Anlagen über die nächsten 20 Jahre nicht reduziert werden. In Deutschland ist der Anteil der Wohngebäude mit 75,6 % (Statistisches Bundesamt, 2019), die bis zum Jahr 1990 gebaut worden sind, höher als in Österreich. Der jährliche Absatz von Heizkesseln mit fossilen Brennstoffen (Erdgas- und Heizölkessel) betrug in Deutschland für das Jahr 2018 ca. 623.700 Anlagen (Statista GmbH, 2019b). Im Jahr davor gab es einen Bestand von insgesamt ca. 19 Millionen Erdgas- und Heizölkessel (Statista GmbH, 2019a), die mit Heizwert- und Niedertemperaturtechnik betrieben werden. Die hohe Anzahl der jährlich neu installierten Erdgas- und Heizölkessel in Deutschland im Vergleich zu Österreich führt zu einer weitaus größeren Belastung für die Umwelt. Um die Umweltbelastung durch die Beheizung von Wohnraum in Zukunft reduzieren zu können, müssen vermehrt alternative Heizungsanlagen auf den Markt gebracht werden, die weniger CO₂ emittieren als die konventionellen Erdgas- und Heizölkessel und zudem dürfen die Kosten für die Endkunden nicht wesentlich steigen.

Neben den Kompressionswärmepumpen und Fernwärmeanschlüssen stellen gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen (GAWPs) eine weitere Alternative zu Heizkesseln dar. Bei Heizkesseln mit Brennwerttechnik gibt das heiße Abgas an den Heizungskreislauf (Wärmesenke) Wärme ab, wobei die Kondensationswärme durch die Unterschreitung des Taupunktes des Abgases genutzt wird. Bei Heizungen mit niedrigerer Temperatur im Heizungskreislauf (z.B. Fußbodenheizung, 30 °C Rücklauftemperatur) kann das Abgas mehr Wärme an den Heizungskreislauf abgeben als bei Heizungsanlagen mit höherer Temperatur (z.B. Radiatoren, mindestens 45 °C Rücklauftemperatur). Es ergibt sich dabei für konventionelle Heizkessel mit Brennwerttechnik und Niedertemperatur-Heizungssystem ein Nutzungsgrad von bis zu 1,09 (Wolff et al., 2004). Ein wichtiges Argument, das für GAWPs spricht, ist die Nutzung regenerativer Wärme aus der Umgebung (z.B. Erdwärme oder Außenluft). Wegen des hohen Wärmekapazitätsstroms ($\dot{m} \cdot c_p$) der Wärmesenke, wird deren Temperatur im Abgaswärmeübertrager nur in geringem Maße erhöht ($\approx 0,5$ K). Durch die vorhandene Rücklauftemperatur der Wärmesenke wird die Temperatur des Abgases bis zu einer bestimmten Temperaturdifferenz (Grädigkeit) zur Wärmesenke abgekühlt und dadurch wird die latente Wärme des Abgases bei der Kondensation von Wasserdampf genutzt. Bei steigenden Rücklauftemperaturen der Wärmesenke (z.B. Radiatoren) verringert sich die Kondensationswärme, die an die Wärmesenke übertragen werden kann.

Die neuartige Variante, die in dieser Masterarbeit versuchstechnisch untersucht wurde, ist die Wärmeübertragung vom Abgas auf das Kältemittel in einem kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager, welcher zwischen Verdampfer und Absorber eingebaut wird. Dabei erhöht sich die Temperatur des Kältemittels im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager in Abhängigkeit des Abgasmassenstroms, des Kältemittelmassenstroms, der Kältemittel-Eintrittstemperatur und dessen Konzentration. Dadurch kann das Abgas bei bestimmten Kreislaukonfigurationen weit unter der Temperatur des Rücklaufs der Wärmesenke gesenkt werden und die Kondensationswärme des Wasserdampfes im Abgas genutzt werden. Die zusätzliche Wärme des Kältemittels wird im nachfolgenden wassergekühlten Absorber zum Großteil an den Wärmesenkenkreislauf (Heizungswasser) abgegeben, wodurch sich die Wärmeleistung der Wärmesenke erhöht. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen werden die Betriebspunkte mit wärmesenkengeköhltem und kältemittelgekühltem Abgaswärmeübertrager untersucht und verglichen. Ausschlaggebend für den Vergleich der Abgaswärmeübertrager untereinander ist der Gas Utilization Efficiency-Wert (GUE), bei dem die Wärmeleistung der Wärmesenke mit der Wärmeleistung des Brennstoffes ins Verhältnis gesetzt wird. (vgl. DIN EN 12309-4: 2012)

Um die Bevölkerung für eine Umrüstung auf alternative und modernere Heizungssysteme, wie z.B. für GAWPs animieren zu können, müssen ebenso die wirtschaftlichen Faktoren berücksichtigt werden. Dabei zählen neben dem Kaufpreis auch die jährlichen Betriebskosten. Da die Komponenten der GAWP, wie der Kältemittelwärmeübertrager, der Dephlegmator, die Rektifikationskolonne, der wärmesenkengeköhlte Abgaswärmeübertrager und der kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager Einfluss auf die Herstellkosten und damit auf die Anschaffungskosten haben, wird in dieser Masterarbeit eine Wirtschaftlichkeitsanalyse durchgeführt. Dabei werden die saisonalen Gas Utilization Efficiency-Werte ($SGUE_{HS}$, vgl. DIN EN 12309-6: 2012 der einzelnen Kreislaukonfigurationen miteinander verglichen. Im $SGUE_{HS}$ -Wert wird die Wärmemenge der Wärmesenke der GAWP im gesamten Jahr mit der Wärmemenge des Brennstoffes gegenübergestellt (z.B. Erdgas). Die dynamische Amortisationsdauer der ausgewählten Kreislaukonfigurationen stellt jene Zeitdauer dar, bei der die Investitionskosten der Komponenten durch die Gaskosteneinsparung und Betriebskosteneinsparung ausgleichen werden. Die Konfiguration (mit dem kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager) mit dem besten Kompromiss aus hohem $SGUE_{HS}$ -Wert und geringer dynamischer Amortisationsdauer wird ausgewählt und anschließend einer ökologischen Analyse (CO_2 -Bilanz) unterzogen. Dabei werden die jährlichen CO_2 -Emissionen mit dem wärmesenkengeköhlten und dem kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager verglichen. Abschließend werden Szenarios mit einer jährlichen Austauschrate (Substitutionsrate) der Heizöl- und Erdgaskessel durch GAWPs für Österreich und Deutschland bis zum Jahr 2024 prognostiziert. Dabei werden Szenarien mit einer Substitutionsrate von 1 %, 3 % und 100 % angenommen.

2 GRUNDLAGEN

In diesem Kapitel werden die Grundbegriffe, das Funktionsprinzip, die thermodynamischen Grundlagen, das Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) und die verschiedenen Ausführungen der Absorptionswärmepumpen erläutert. Anschließend werden die theoretischen Grundlagen zur Wärmeübertragung behandelt. Die theoretischen Grundlagen zur Messunsicherheitsanalyse schließen dieses Kapitel ab.

2.1 Arbeitsweise der Absorptionswärmepumpe

Im Vergleich zu einer Kompressionswärmepumpe ersetzt ein „thermischer Verdichter“, der bei einer Absorptionswärmepumpe eingesetzt wird, den mechanischen Verdichter. Hierbei absorbiert das Lösungsmittel im Absorber den aus dem Verdampfer strömenden Kältemitteldampf auf mittlerem Temperaturniveau und die dabei entstehende Wärme wird an das Kühlwasser (Wärmesenke) abgegeben. Eine Pumpe erhöht das Druckniveau der dadurch entstandenen „reichen Lösung“ und fördert sie in den Austreiber. Dort wird durch Zufuhr von Wärme auf hohem Temperaturniveau das Kältemittel aus dem Lösungsmittel ausgetrieben und gelangt in den Kälteprozess. Die „arme Lösung“ hingegen wird über eine Lösungsmitteldrossel zum Absorber geführt. (Moser, 2008)

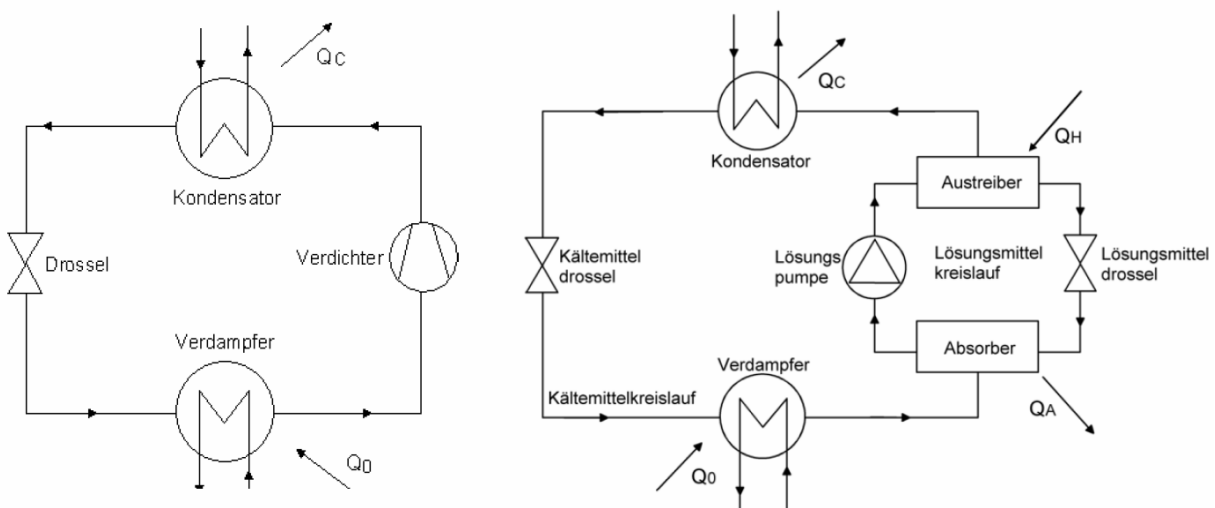


Abbildung 2-1: Gegenüberstellung von Kompressionswärmepumpe (links) und Absorptionswärmepumpe (rechts) (Moser, 2008)

In der Chemie wird das Lösen oder die Aufnahme eines Stoffes in unterschiedlicher Phase als Sorption bezeichnet. Im Weiteren bezeichnet die Absorption das Lösen eines Stoffes in einer Flüssigkeit, die in einer gasförmigen Phase vorliegt und die Adsorption hingegen beschreibt die Bindung einer gasförmigen Phase an einem Feststoff. (Moser, 2008)

Laut Niebergall (1981) werden in Absorptionswärmepumpen Gemische mit Komponenten, welche unterschiedliche Siedepunkte besitzen ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ usw.), verwendet. Jene Komponente, die leichter siedet, dient als Kältemittel und die schwerer siedende als das absorbierende Lösungsmittel. Das Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser besitzt im Vergleich zu einem Reinstoff keinen Taupunkt und Siedepunkt, sondern einen Tau- und Siedebereich, welches ein zeotropes Gemisch charakterisiert. Dadurch tritt bei der Kondensation und bei der

Verdampfung ein Temperaturgleit auf, der eine erhebliche Auswirkung bei der Wärmeübertragung hat.

2.2 Der grundlegende Aufbau der Absorptionswärmepumpe

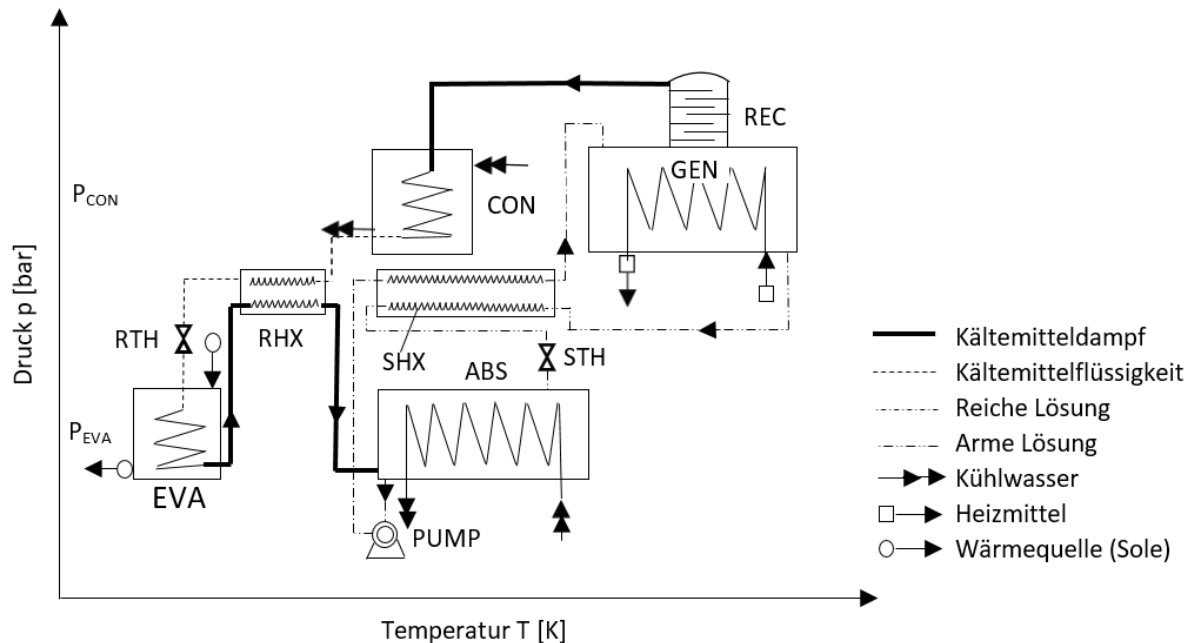


Abbildung 2-2: Der Kreislauf einer Absorptionswärmepumpe mit RHX (in Anlehnung an Niebergall, 1981)

Die Absorptionswärmepumpe ist in Abbildung 2-2 dargestellt und besteht in seiner Grundform aus getrennten Apparaten, die jeweils die Funktionen des Austreibens, Verflüssigens, Verdampfens und Absorbierens beinhalten (Niebergall, 1981). Das System ist in Abbildung 2-2 dargestellt und besteht aus zwei Kreisläufen, der des Kältemittels und jener der Lösung.

Die Vorgänge in Abbildung 2-2 werden in Niebergall (1981) erläutert. Durch Wärmezufuhr im Generator (GEN) wird das Kältemittel aus der Lösung ausgetrieben und daraufhin in der Rektifikationskolonne (REC) von dem Lösungsmitteldampf durch Stoff- und Wärmeübertragung großteils getrennt. Anschließend wird der Kältemitteldampf im Wasser gekühlten Kondensator (CON) verflüssigt und danach durch die Kältemitteldrossel (RTH) auf jenen Druck entspannt, der der Verdampfungstemperatur entspricht. Im nachgeschalteten Verdampfer (EVA) wird das Kältemittel verdampft und entzieht dabei der Sole die Verdampfungsleistung. Der Kältemitteldampf wird dann in den Absorber (ABS) geführt, wo er vom GEN zurückgeführten und entgasten („armen“) Lösungsmittel absorbiert wird. Die „arme“ Lösung (geringer NH_3 -Anteil) wird zuvor in der Lösungsmitteldrossel (STH) vom Hochdruck (p_{CON}) auf den Niederdruck (p_{EVA}) entspannt. Beim Vorgang der Absorption wird Wärme frei, die vom Kühlwasserkreislauf abgeführt werden muss. Dies führt dazu, dass das Absenken der Temperatur im ABS bei gegebenem Druck die Fähigkeit der Lösung das Kältemittel zu absorbieren, erhöht wird. Anschließend wird die mit Kältemitteldampf angereicherte „reiche“ Lösung (hoher NH_3 -Anteil) mit Hilfe der Lösungsmittelpumpe (PUMP) zum GEN befördert. In Abbildung 2-2 hat die „arme“ Lösung nach dem GEN eine hohe Temperatur, mit der sie über die Lösungsmitteldrossel (STH) in den ABS gelangt. Dabei muss dem ABS viel Wärme entzogen werden, um zur für den Absorptionsvorgang

notwendiger Temperatur abzukühlen. Andererseits tritt die „reiche“ Lösung nach dem ABS mit einer geringen Temperatur in den GEN ein, welcher eine große Heizleistung für das Austreiben des Kältemittels benötigt.

Weiteres wird ein zusätzlicher Wärmeübertrager für den kalten Kältemitteldampf und der heißen Kältemittelflüssigkeit eingebaut. Im Kältemittelwärmeübertrager (RHX) wird das flüssige Kältemittel durch die kalte Dampfphase durch Wärmeübertragung stark unterkühlt, wodurch sich die spezifische Verdampfungsleistung im EVA erhöht (Niebergall, 1981) (Abbildung 2-2). Der RHX und der SHX bilden die innere Wärmeübertragung der Anlage.

2.3 Thermodynamische Grundlagen

Bei der Betrachtung der Wärmebilanz wird nur die Wärmeübertragung mit der Umgebung in Betracht gezogen und dadurch wird die zuvor erwähnte innere Wärmeübertragung nicht berücksichtigt (Niebergall, 1981). Dementsprechend erhält man die folgende Bilanz der Wärmeleistungen:

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

Die zugeführten Wärmeströme sind die Heizleistung (\dot{Q}_{GEN}) im GEN, das Wärmeäquivalent zur mechanischen Leistung der Lösungsmittelpumpe (\dot{Q}_{PUMP}) und die Verdampfungsleistung (\dot{Q}_{EVA}) des EVA. Da die elektrische Leistung der Lösungsmittelpumpe reine Exergie aufweist, kann sie mit dem selben Betrag der Wärmeleistung zugeordnet werden. Die Wärmeleistung des CON (\dot{Q}_{CON}) und des ABS (\dot{Q}_{ABS}) werden hingegen dem Kühlwasser abgegeben (Gl. 2-1). Der Anteil der Leistung der Lösungsmittelpumpe beträgt in der ausgeführten Leistungsbilanz einen Wert von lediglich 1 % bis 2 % der Heizleistung und wird daher in den meisten Fällen vernachlässigt.

2.3.1 Der reale Arbeitsprozess

In verlustbehafteten Anlagen unter realen Bedingungen kommt es im Vergleich zum Idealprozess zu Abweichungen, wie unumkehrbare innere und äußere Wärmeübertragung, eine unvollkommene Absorption und eine unvollkommene Rektifikation.

Da die gegebenen Wärmeübertragungsflächen eine endliche Größe besitzen, kommt es zu einer geringeren Wärmeübertragung als im Idealfall (Niebergall, 1981). Dies wird im thermischen Wirkungsgrad des Wärmeübertragers (Gl. 2-2) wiedergegeben:

$$\eta_{\text{WÜ}} = \frac{\dot{Q}_{\text{WÜ}}}{\dot{Q}_{\text{WÜth}}} \quad \text{Gl. 2-2}$$

Es wird angenommen, dass der wärmere Stoff im Wärmeübertrager mit dem Massenstrom \dot{m}_1 , seiner spezifischen Wärmekapazität c_1 , mit der Eintrittstemperatur t_{1e} und der Austrittstemperatur t_{1a} bezeichnet wird und der kältere Stoff mit dem Index 2 angeschrieben wird (Niebergall, 1981). Hinzu kommt noch der Wasserwert:

$$W_1 = \dot{m}_1 \cdot c_1 \quad \text{Gl. 2-3}$$

Dies führt zur Definition der theoretisch am größten übertragbaren Wärmeleistung bei Gegenstrom-Wärmeübertrager:

$$\dot{Q}_{W\ddot{U}th} = (t_{1e} - t_{2e}) \cdot W_{min} \quad \text{Gl. 2-4}$$

Laut Niebergall (1981) beinhaltet der Ausdruck W_{min} den kleineren Wert der beiden Wasserwerte W_1 und W_2 . Die Differenz $(t_{1e} - t_{2e})$ drückt die größtmögliche Temperaturänderung eines Stoffes in einem Gegenstromwärmeübertrager aus (Gl. 2-4). Dadurch wird die höchstmögliche Wärmeübertragung realisiert, wenn der Stoff mit dem kleineren Wasserwert den größtmöglichen Temperaturunterschied annimmt.

Es ist wichtig, dass im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager (später „FlueHX 2“) eine hohe Wärmerückgewinnung erreicht wird. Bei der Auslegung sollte der Punkt der minimalen Annäherung („Pinch-Point“) berücksichtigt werden, der sich aus dem Temperaturverlauf des Kältemittels bei der Erwärmung und jenem des Abgases bei der Abkühlung ergibt. Je nach Betriebsbedingung kann dieser am Austritt des Abgases oder in der Nähe des Taupunktes sein. Bei gegebener Wärmequelleneintrittstemperatur tritt bei einem geringeren Niederdruck (p_{EVA}) das Kältemittel mit einem höheren Dampfgehalt aus dem Verdampfer aus als bei einem höheren Niederdruck. Dadurch kann dem Kältemittel bei einem geringeren Niederdruck weniger Wärme im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager zugeführt werden. In Abbildung 2-3-Links wird das Kältemittel durch Wärmezufuhr vollständig verdampft und überhitzt. Der „Pinch-Point“ liegt aufgrund des zeotropen Verhaltens und dessen Temperaturverlauf bei der Verdampfung in der Nähe des Taupunktes des Abgases. Bei der Erhöhung des Niederdruckes ist der Dampfgehalt des eintretenden Kältemittels geringer, da der zugeführte Wärmestrom am Verdampfer sinkt. Dies führt zur Erhöhung des Wärmestromes am kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager, wodurch mehr Wärme aus dem Abgas übertragen werden kann. Der „Pinch-Point“ liegt am Austritt des Abgases (Abbildung 2-3-Mitte), da der aus dem Abgas rückgewinnbare Wärmestrom begrenzt ist, führt dies zu keiner Überhitzung des Kältemittels. In Abbildung 2-3-Rechts sind die Temperaturverläufe des Abgases und der Wärmesenke bei der Verwendung des wärmesenkengekühlten Abgaswärmeübertragers (später „FlueHX 1“) dargestellt. Durch den hohen Massenstrom bzw. hohen Wasserwert (W) der Wärmesenke liegt der „Pinch-Point“ immer am Abgasaustritt. Die Abgastemperatur weicht beim wärmesenkengekühlten Abgaswärmeübertrager sichtbar vom Verlauf des Abgases mit dem kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager ab. Die Erklärung dafür liegt bei der größeren Temperaturdifferenz zwischen kühlendem Medium und dem Abgas und der schon nahe dem Abgaseintritt einsetzenden Kondensation. Dieser Umstand resultiert aus der geringeren Oberflächentemperatur des senkengekühlten Abgaswärmeübertragers am Eintritt des Abgases in den Wärmeübertrager - welcher unter dem Taupunkt des Abgases liegt - im Vergleich zum kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager. Die Temperatur der Wärmesenke erhöht sich durch die Wärme des Abgases kaum. Im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager steigt die Kältemitteltemperatur hingegen deutlich durch die Wärmezufuhr des Abgases. Die Position der Temperaturen t_{25} und t_{26} in Abbildung 2-3 sind im Schema der GAWP (Abbildung 3-4) dargestellt (Wagner & Rieberer, 2017).

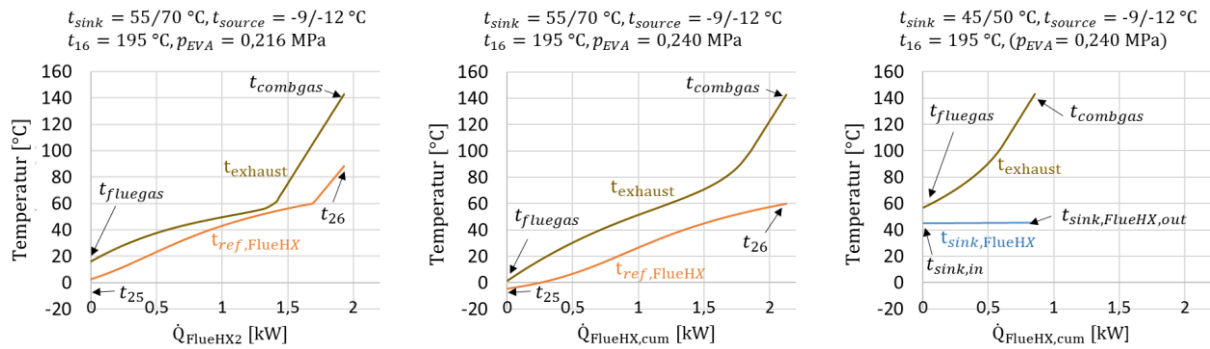


Abbildung 2-3: Temperaturverlauf des Abgases und Kältemittels bzw. der Wärmesenke
 Links und Mitte: Kältemittelgekühlter Abgaswärmeübertrager bei unterschiedlichem Verdampfungsdruck
 Rechts: Wärmesenkengekühlter Abgaswärmeübertrager (Wagner & Rieberer, 2017)

Folgende Erläuterungen sind von Niebergall (1981) entnommen worden. Eine folgende Problematik stellt in einer realen Absorptionswärmepumpe die nicht vollständige Verdampfung dar. In der Rektifikationskolonne wird der Kältemitteldampf nicht vollständig vom Lösungsmitteldampf getrennt und dadurch bleibt ein Gemisch dieser beiden Dämpfe über. Im Verdampfer kommt es zu einer Verdampfung eines Zweistoffgemisches, die bei steigender Temperatur vorangetrieben wird. Das Kältemittel verdampft hierbei bei einem Druck, der kleiner ist als der Verdampfungsdruck p_0 des reinen Ammoniaks. Das in den Verdampfer gelangte Lösungsmittel beeinflusst auch die Größe der Verdampfungsleistung. Das Wasser bleibt im gesamten Verdampfungsvorgang des Kältemittels im flüssigen Zustand und bindet einen Teil des Ammoniaks zu einer Lösung. Dadurch kann das Wasser bei tiefen Temperaturen nicht einfrieren und das Gemisch (Ammoniak/Wasser) wird immer reicher an Lösungsmittel. Der Anteil des Kältemittels, das im Wasser bei der Endtemperatur der Verdampfung gebunden wird, stellt einen Verlust an Verdampfungsleistung dar.

Einen weiteren negativen Aspekt stellt das Auftreten von Fremdgasen dar. Korrosion von Anlagenteilen kann dazu führen, dass Fremdgase entstehen. Diese Gase beeinflussen den Arbeitsprozess erheblich (Niebergall, 1981). Dies führt zu einer Verringerung der Entgasungsbreite und zu einer Verschlechterung der Wärmeaustauschvorgänge.

2.3.2 Lösungsgekühlter Dephlegmator

Eine Möglichkeit zur Verbesserung des Prozesses stellt der lösungsgekühlte Dephlegmator (DEP) dar. Hierbei wird die gesamte, oder ein Teil der „reichen“ Lösung, die von der Lösungsmittelpumpe (PUMP) zum lösungsgekühlten Teil des DEP strömt, erwärmt. Dabei kann die Dephlegmatorwärme genutzt werden, wenn die „reiche“ Lösung vollständig durch diese geführt wird (Abbildung 2-4). Am Austritt des Absorbers (ABS-3) wird eine höhere Temperatur der „reichen“ Lösung durch die interne Rückgewinnung der Dephlegmatorwärme erreicht. (Kahn, 1995)

Im DEP gibt der in den CON strömende Dampf des Kältemittels Wärme an die „reiche“ Lösung ab. Dadurch kühlt sich der Kältemitteldampf weiter ab, was zur erhöhten Kondensation des

Kältemittels führt, wodurch die Konzentration des Kältemittels (x_{ref}) steigt. Dieser Umstand führt zur Erhöhung der Verdampfungsleistung am EVA. (Niebergall, 1981)

Der DEP bestimmt mit der REC neben der Konzentration des Kältemittels (x_{ref}) (Gl. 3-13) den Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{ref}). Durch die bei der Wärmeübertragung entstehende Grädigkeit im Absorber (ABS-1 und ABS-2) liegt die Temperatur der „reichen“ Lösung vor dem Eintritt des DEP immer über der Wärmesenken-Eintrittstemperatur beim ABS-1. (Zetzsche, 2012)

In Abbildung 2-4 ist ein Teil des Schemas der GAWP (Abbildung 3-4) dargestellt. Darin sind die Kreisläufe der „reichen“ und „armen“ Lösung, sowie die Komponenten in diesen Kreisläufen abgebildet. Die Kreisläufe des Kältemittels und der Wärmesenke sind nur teilweise abgebildet.

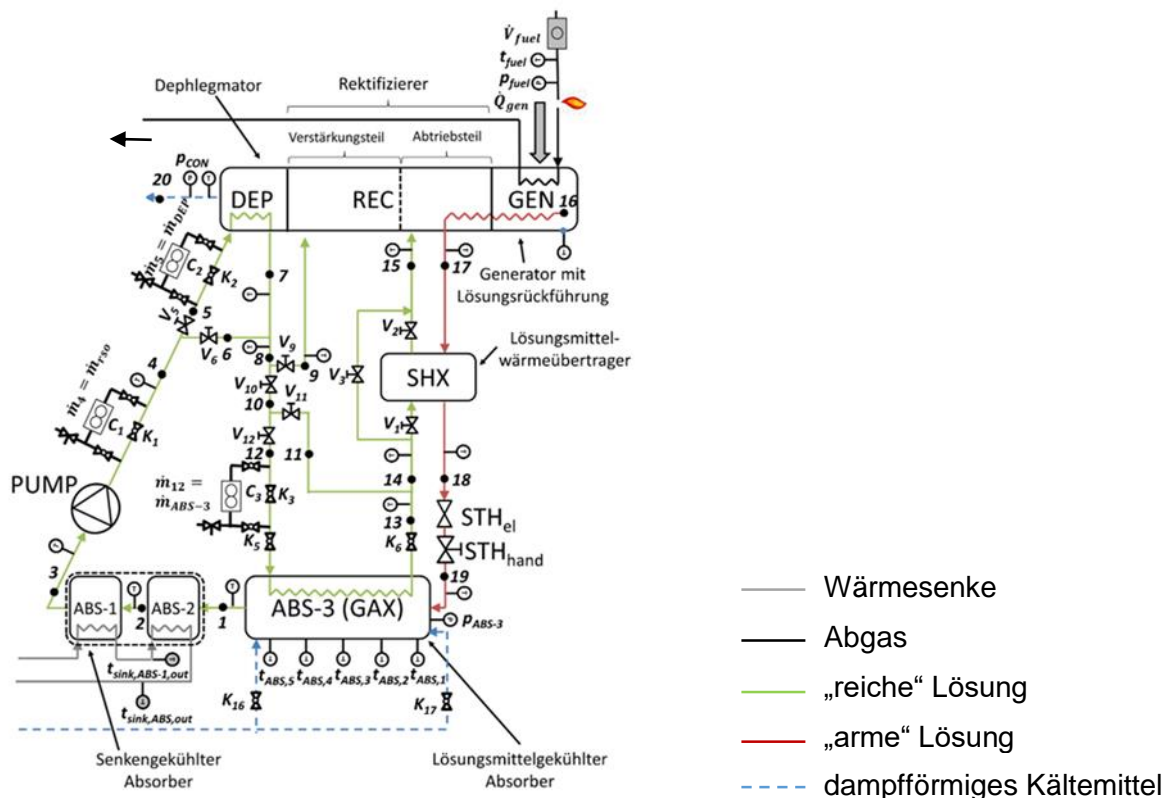


Abbildung 2-4: Lösungsmittelgekühlter Dephlegmator im Schema der GAWP (Wagner & Rieberer, 2019)

2.4 Arbeitsstoffpaar $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Wie bei Kompressions-Kältemaschinen, als auch bei Absorptionswärmepumpen ist Ammoniak ein häufig eingesetztes Kältemittel. Ein hoher Kondensationsdruck bei hohen Kühlwassertemperaturen und eine Unterschreitung des Umgebungsdruckes bei Verdampfungstemperaturen unterhalb von $-34\text{ }^{\circ}\text{C}$ zeichnen unter anderem die Eigenschaften von NH_3 aus. Eine weitere gute Eigenschaft des Kältemittels ist die hohe Verdampfungswärme von 1370 kJ/kg , die dazu führt, dass ein geringerer Umlauf realisiert werden kann. Die physiologischen Eigenschaften hingegen sind negativ zu betrachten, weil es giftig ist und in einem gewissen Bereich mit Luft gemischt zu einer Explosion kommen kann. (Niebergall, 1981)

Das Wasser als Absorptionsmittel besitzt beim Vorgang des Austreibens einen relativ hohen Verdampfungsdruck und dadurch ist im Dampf viel Wasser enthalten. Das Absorptionsvermögen des Lösungsmittels ist hoch, da das Lösungsfeld eine gleichmäßige und günstige Verteilung der

Konzentrationen des Gemisches aufweist. Das absorbierende Medium besitzt einen relativ hohen Erstarrungspunkt. Da bereits Lösungen mit geringem Anteil an Kältemittel einen sehr tiefen Erstarrungspunkt aufweisen, ist die Gefahr des Einfrierens praktisch nicht vorhanden. (Niebergall, 1981)

In der nachfolgenden Tabelle 2-1 sind einige wichtige Eigenschaften, Einsatzmöglichkeiten und der apparative Aufwand inklusive der Schlussfolgerung des Arbeitsstoffpaares $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ aufgelistet.

Tabelle 2-1: Eigenschaften und Einsatzmöglichkeiten von $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (Moser, 2008)

Bemerkung	$\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$
Druck	Überdruck (> 1 bar)
Sättigungsdruck des Kältemittels bei: -10 °C 4 °C	2,91 bar 4,98 bar
Kaltwassertemperatur	Auch unter 0 °C
Heizmedium	Bei erhöhten Heizwassertemperaturen erhöhter Aufwand für Dephlegmation bzw. Rektifikation
Strombedarf für Lösungspumpe	2,5...6 % der Verdampfungsleistung
Korrosion	<ul style="list-style-type: none"> Verwendung von Schwarzstahl ist möglich Kupfer und Messing können nicht eingesetzt werden
Wassergefährdung	Wassergefährdungsklasse 2
Besondere Eigenschaften	<ul style="list-style-type: none"> NH_3 ist brennbar und giftig, jedoch durch den stechenden Geruch sehr leicht erkennbar Höhere Anforderungen an die Sicherheit (z.B. Be- und Entlüftung)
Apparativer Aufwand	<ul style="list-style-type: none"> Einsatz von Plattenwärmetauschern bzw. kompakten Apparaten für die Wärme- und Stoffübertragung möglich Wasserrückführung im Kreislauf teilweise schwierig Komponenten für Anlagen kleiner Leistung teilweise nicht am Markt erhältlich (Lösungspumpe)
Schlussfolgerung	Verwendung von Kaltwassertemperaturen unter 0 °C und kompakte Anlagen

2.5 Theorie zum Wärmeübertrager

Die Aufgabe eines Wärmeübertragers ist die Übertragung von Wärme zwischen zwei Fluiden. Der Wärmetransport erfolgt konvektiv und die Wärmeübertrager werden in drei Arten unterteilt (Steiner, 2016):

- **Regeneratoren**
 - Ein Wärmespeicher (Kammern, Platten, etc.) wird von beiden Fluiden abwechselnd durchströmt. (z.B. Siemens-Martin-Ofen)
- **Rekuperatoren**
 - Die Wärmeübertragung erfolgt über die Trennwand, an der die beiden Fluide getrennt voneinander durchströmt werden.
- **Mischwärmeübertrager**
 - In dieser Ausführung werden die Fluide gemischt, wodurch die Wärmeübertragung durch Vermischung und Stoffübergang realisiert wird.

Die Rekuperatoren werden in drei Bauformen hinsichtlich der Strömungsrichtung der in Wärmeübertragung befindlichen Fluiden eingeteilt (Steiner, 2016):

- Gleichstrom-Wärmeübertrager
- Gegenstrom-Wärmeübertrager
- Kreuzstrom-Wärmeübertrager

Die Abbildung 2-5, Abbildung 2-6 und Abbildung 2-7 zeigt die Temperaturverläufe der beiden Fluide vom jeweiligen Eintritt bis zum Austritt aus dem Wärmeübertrager.

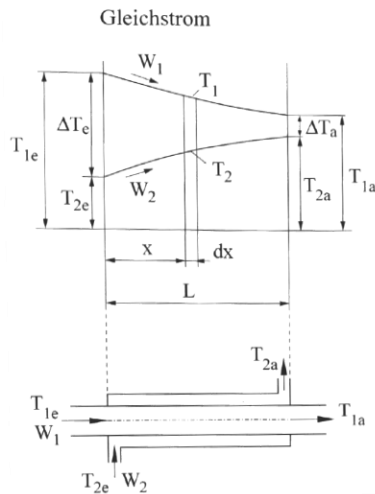


Abbildung 2-5: Temperaturverlauf im Gleichstrom-Prinzip (Steiner, 2016)

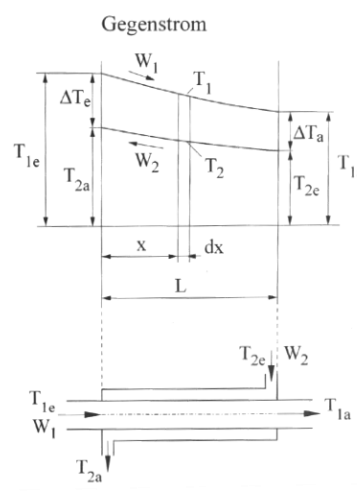


Abbildung 2-6: Temperaturverlauf im Gegenstrom-Prinzip (Steiner, 2016)

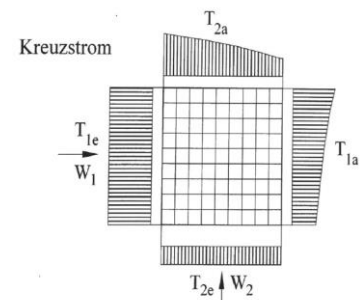


Abbildung 2-7: Temperaturverlauf im Kreuzstrom-Prinzip (Steiner, 2016)

In der Gleichstrom-Anordnung (Abbildung 2-5) ist erkennbar, dass die Temperaturdifferenz $\Delta T_e = (T_{1e} - T_{2e})$ der beiden Fluide am gleichzeitig durchströmten Eingang des Wärmeübertragers sehr hoch und am Austritt hingegen sehr gering (ΔT_a) ist. Die beiden Kurven beschreiben den Verlauf des Wasserwertes (W_2) (Gl. 2-3) entlang der Länge der beiden Rohrleitungen, die coaxial ausgeführt sind.

In Gl. 2-3 wird der Wasserwert eines Fluides durch das Produkt aus dem Massenstrom und der spezifischen Wärmekapazität definiert. Die Kernaussage der Diagramme (Abbildung 2-5, Abbildung 2-6 und Abbildung 2-7) ist, dass die Wärmeübertragung im Gegenstrom-Wärmeübertrager entlang des Weges der Rohrleitung relativ gleichmäßig im Vergleich zu den anderen beiden Varianten erfolgt. Der kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager („FlueHX 2“), der im Zuge der Masterarbeit untersucht wurde, ist als Gegenstrom-Wärmeübertrager ausgeführt.

2.6 Theoretische Grundlagen zur Messunsicherheitsanalyse

In der Messtechnik werden zwischen systematischen und zufälligen Fehlern unterschieden. Wenn bei wiederholten Messungen von einer sich nicht ändernden Größe eine reproduzierbare Differenz entsteht, spricht man von einem systematischen Fehler. Die Höhe der Abweichung muss in jedem Punkt des Messbereichs reproduzierbar sein. Das Auftreten dieser Fehler ist vorhersagbar, da die Vorzeichen, Amplitude und der Zeitpunkt bekannt sind. Dadurch ist es möglich das Messergebnis um diesen Fehleranteil zu korrigieren. Bei einer Unterlassung der Korrektur werden die systematischen Fehler automatisch zum zufälligen Anteil zugerechnet. (Hoffmann, 2015)

Streuen die Ergebnisse der Einzelmessungen von einer gleichbleibenden Größe um einen Mittelwert, handelt es sich um zufällige Fehler. Das Auftreten dieses Fehlers ist in mindestens einem Merkmal (Vorzeichen, Amplitude und Zeitpunkt) nicht vorhersagbar. Eine Korrektur des Messergebnisses ist nicht möglich, da die Reproduzierbarkeit dieses Fehlers nicht gegeben ist. Die Messwerte bilden in der Regel eine Normalverteilung um einen Mittelwert. (Hoffmann, 2015)

Es gibt eine Vielzahl von Verfahren zur Ermittlung der Messunsicherheit. Im Rahmen der Messdatenauswertung wurde die Vorgehensweise nach dem „Guide to the expression of uncertainty in measurement“ (GUM) (JCGM, 2008) verwendet. Im ersten Schritt zur Ermittlung der Messunsicherheiten muss eine Funktion gefunden werden, die den Zusammenhang zwischen den Eingangsgrößen X_i und der Messgrößen Y als Modellgleichung darstellt (Gl. 2-5)

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_N) \quad \text{Gl. 2-5}$$

Die Gl. 2-5 stellt die wahren Größen (X_i , Y_i) der zuvor beschriebenen Variablen dar. In der Praxis ist es nicht möglich diese zu bestimmen und deswegen werden Schätzwerte mit Kleinbuchstaben (y , x_i) herangezogen. Die Varianz $u(x_i)$ (Gl. 2-7), ermöglicht es den zufälligen Fehler miteinzubeziehen, indem sie die Streuung um den arithmetischen Mittelwert x_0 darstellt. In dem Verfahren nach GUM werden die unbekannten systematischen Fehler nach der Korrektur des bekannten Anteils nicht von zufälligen Messfehlern unterschieden. Die Ermittlung der Varianz kann durch zwei Arten erfolgen (JCGM, 2008):

- Wiederholungsmessungen (Typ A)
- Fehlergrenzen aus anderen Quellen (Typ B)

Die Gl. 2-6 beschreibt die Ermittlung des Erwartungswertes x_0 (bzw. des arithmetischen Mittelwerts) der Messwerte x_i . Dieser Wert wird für die Berechnung der Standardabweichung $u(x_i)$ (Gl. 2-7) benötigt, welche die Quadratwurzel der Varianz (Typ A) darstellt. (JCGM, 2008)

$$x_0 = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N x_i = \mu \quad \text{Gl. 2-6}$$

$$u(x_i) = \sqrt{\frac{1}{N-1} \cdot \sum_{i=1}^N (x_i - x_0)^2} = s_y \quad \text{Gl. 2-7}$$

Die Standardabweichung wird nach dem Typ B über eine Verteilfunktion beschrieben, die eine symmetrische Rechteckverteilung beschreibt (Gl. 2-8). Hierbei werden die Messwerte im entsprechenden Intervall über die gesamte Breite ($2 \cdot a$) betrachtet, in der sie mit der gleichen Auftrittswahrscheinlichkeit angenommen werden. Die ermittelten Fehlergrenzen werden herangezogen, wenn durch Kontrollmessungen eine Kalibrierung durchgeführt wird. Die Genauigkeitsklassenangaben bzw. Fehlergrenzen werden verwendet, wenn eine Korrektur des systematischen Fehlers durch den Hersteller durchgeführt wurde (JCGM, 2008).

$$u(x_i) = \frac{a}{\sqrt{3}} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Das Gauß'sche Fehlerfortpflanzungsgesetz ermöglicht es die kombinierte Messunsicherheit $u_c(y)$ der Messgröße zu berechnen (Gl. 2-9) (Kitzinger, 2018).

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \cdot u^2(x_i)} \quad \text{Gl. 2-9}$$

Die Messunsicherheit nach dem Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetz wird in den Diagrammen in Kapitel 5 mittels Fehlerbalken dargestellt.

3 DER VERSUCHSSTAND

In diesem Kapitel wird der gesamte Prüfstand im Überblick und mit dessen zwei internen (Kältemittel- und Lösungsmittelkreislauf) und zwei externen Kreisläufen (Wärmesenken- und Wärmequellenkreislauf) detailliert beschrieben. Anschließend wird die Problematik der Strömungsvorgänge im kältemittelgekühlten Wärmeübertrager („FlueHX 2“) und die daraus resultierenden Umbaumaßnahmen ausführlich erklärt.

3.1 Aufbau der Versuchsanordnung

Der Versuchsstand besteht aus mehreren Komponenten, die in Abbildung 3-1 im Grundriss eingezeichnet sind. Die gasbefeuerte Absorptionswärmepumpe (GAWP) wurde von der Firma E-SORP GmbH geliefert und im Rahmen der Masterarbeit von Kitzinger (2018) aufgebaut und in Betrieb genommen. Eine mobile Wärmequelle, die einen Heizstab und einen Solespeicher beinhaltet, stellt die geforderte Temperatur am Eintritt und Austritt des Verdampfers (EVA) ein. Die Hydraulikeinheit hingegen verbindet die zentrale Infrastruktur mit der GAWP und wird dazu genutzt, dass die erzeugte Wärme senkenseitig abgeführt wird. Dafür wird der Wärmesenke-Wasser-Kreislauf verwendet, bei dem die Rücklauftemperatur geregelt werden kann. Der kältemittelgekühlte Abgaswärmeübertrager („FlueHX 2“), der im Rahmen dieser Arbeit untersucht wird, ist mit Stahlrohren mit dem Kältemittelkreislauf verbunden. Der wärmesenkengekühlte Abgaswärmeübertrager („FlueHX 1“) wird bei Bedarf für Vergleichsmessungen herangezogen, wobei das Abgas aus dem Generator der GAWP dafür am „FlueHX 2“ oder „FlueHX 1“ angeschlossen wird. Die gewünschten Temperaturen am Vorlauf der Wärmequelle können über den Heizstab und die geforderte Spreizung über die Pumpendrehzahl eingestellt werden. Bei der Wärmesenke wird die Vorlauftemperatur über die Regelung in der Infrastruktur und die Spreizung mit der Pumpendrehzahl eingestellt.

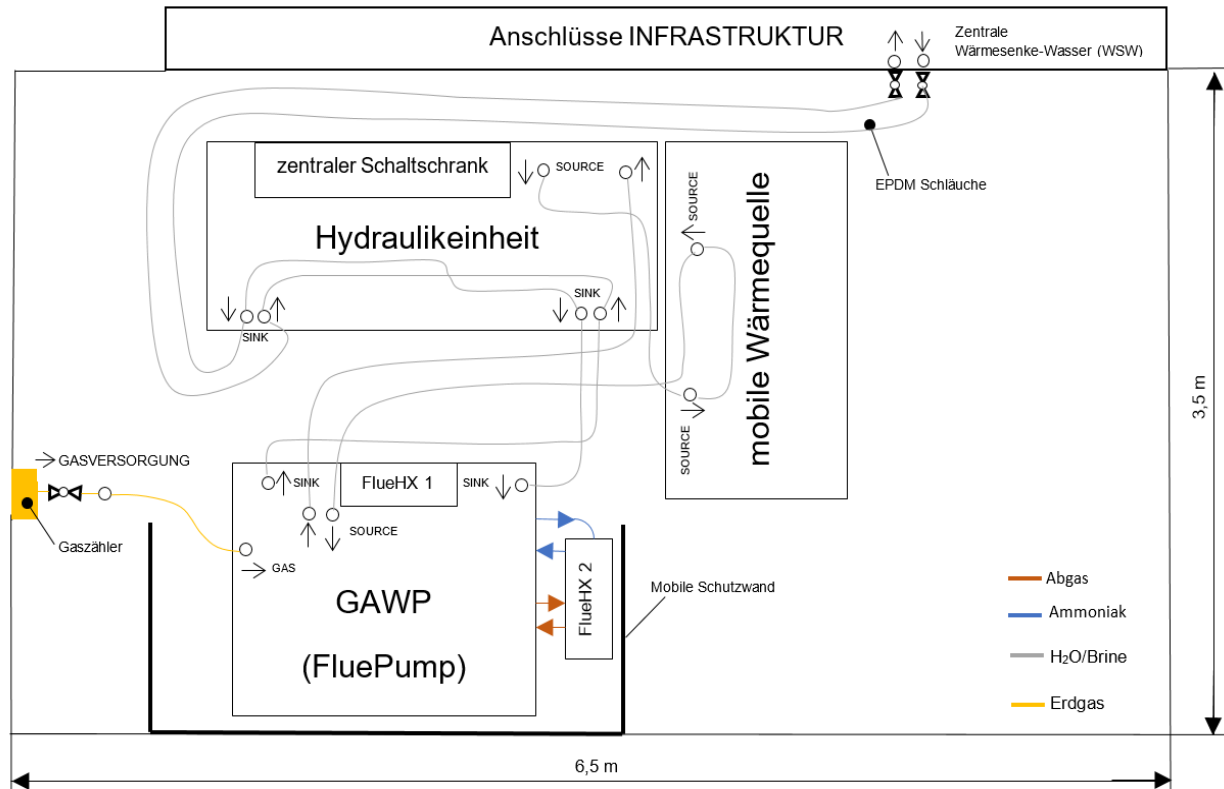


Abbildung 3-1: Grundriss der Versuchsanordnung

Die Gasversorgung der GAWP erfolgt mit Erdgas. Über einen Gaszähler kann dessen Volumenstrom am Computer im Rahmen der Aufzeichnungen der Messpunkte ausgelesen werden. Die Hydraulikeinheit und die Wärmequelle sind mit Ethylen-Propylen-Dien-(Monomer)-Kautschuk (EPDM) Schläuchen mit der GAWP verbunden. Für die Sicherheit der sich im Raum befindlichen Personen wurde eine mobile Schutzwand aus Kunststoff-Glas errichtet (siehe Abbildung 3-2).



Abbildung 3-2: Mobile Schutzwand für die GAWP

Die Rauchgasabführung erfolgt über einen Abluftkanal mit Verteiler, welche auch durch einen zusätzlichen Schlauch bei einer Leckage des Lösungsgemisches eine sichere Abführung mit einem Volumenstrom von 350 m³/h gewährleisten kann.

Die GAWP wird mit 230 V Netzspannung versorgt. Die Versorgung der GAWP erfolgt getrennt von der Stromversorgung des zentralen Schaltschranks, damit sich die Anlage, bei möglichem Ausfall, verursacht durch die Hydraulik, nicht sofort abschaltet, sondern eine kontrollierte Abschaltung der GAWP ermöglicht wird. Die Gasversorgung der Anlage kann aus Sicherheitsgründen manuell mit einem Kugelhahn vor dem Gaszähler abgesperrt werden. Diese Überlegung wurde auch für die Hydraulik angewendet. Die EPDM-Schläuche sind mit der Hauptversorgung der Wärmesenke-Wasser (WSW) und in bestimmten Abständen entlang der Hydraulik am Prüfstand (Wärmesenke- und Wärmequellenkreis) mit Kugelhähnen versehen, um den Zu- und Abfluss bei Bedarf zu drosseln oder ganz abzusperren.

3.2 Gliederung des Systems

Das gesamte System besteht aus zwei externen und zwei internen Kreisläufen. Die GAWP wird von allen Kreisläufen (Kältemittel-, Lösungsmittel-, Wärmesenken- und Wärmequellenkreislauf) durchströmt. Der Aufbau des gesamten Anlage mit dessen Komponenten und Kreisläufen ist in Abbildung 3-4 ersichtlich. Die einzelnen Baugruppen sind so angeordnet, dass man sie nach dem p/T-Diagramm darstellen kann. Entlang der x-Achse sieht man eine Erhöhung der Temperatur nach rechts und der Druck erhöht sich in positiver senkrechter Richtung. Dieser Anordnung folgen die Drücke und Temperaturen des Wasser- bzw. Solekreislauf nicht.

In der gesamten Anlage sind mehrere Kugelhähne (K_i) und Nadelventile (V_i) verbaut, um die verschiedenen Messpunkte einstellen zu können. Die unterschiedlich gefärbten Linien stellen die verschiedenen Kreisläufe dar. Der blaue Kreislauf (die durchgezogene Linie steht für den flüssigen Zustand und die nicht durchgezogene Linie beschreibt den dampfförmigen Zustand) beinhaltet den Kältemittelkreislauf. Die grüne Linienführung wird für den Kreislauf der „reichen“ Lösung (RSO) und die rote Linie für den der „armen“ Lösung (PSO) verwendet. Die grauen Linien stellen den Wasser- und Solekreislauf dar. Die schwarze Linie stellt den Abgasstrom dar.

An verschiedenen Stellen des Systems sind Thermoelemente und Pt 100-Temperaturfühler feucht und als Anlegefühler eingebaut. Die Drücke in dem internen Kältemittel- und Lösungsmittelkreislauf werden mit Druckmessgeräten erfasst. Für das Messen der Volumenströme werden magnetisch induktive Durchflussmesser (MID) und für die Massenströme werden Coriolis-Durchflussmessgeräte verwendet. Der mikrothermische Gaszähler (Diehl Metering GmbH, 2017) misst den Volumenstrom des Erdgases. Die gesamte Anlage besteht aus folgenden Komponenten:

- Generator (GEN)
- Rektifizierkolonne (REC)
- Dephlegmator (DEP)
- Kondensator (CON)
- Kältemittelwärmeübertrager (RHX)
- Verdampfer (EVA)

- Kältemittelgekühlter Abgaswärmeübertrager („FlueHX 2“)
- Wärmesenkengekühlter Absorber (ABS-1 und ABS-2)
- Lösungsmittelgekühlter Absorber (ABS-3 (GAX))
- Lösungsmittelwärmeübertrager (SHX)
- Wärmesenkengekühlter Abgaswärmeübertrager („FlueHX 1“)

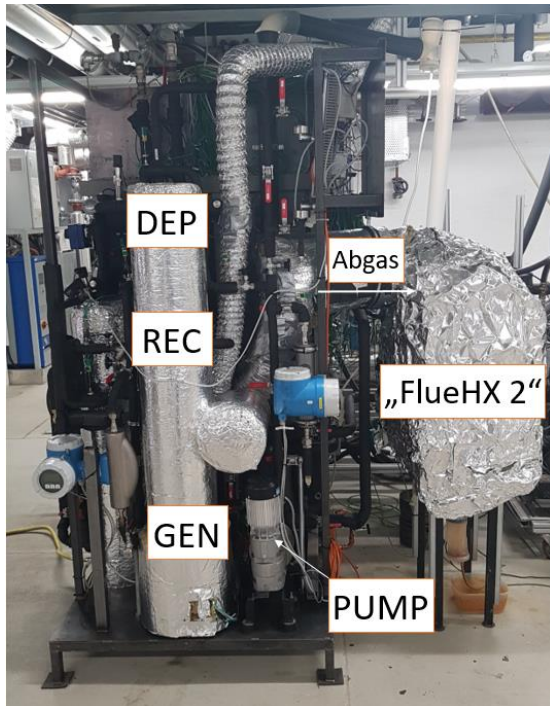


Abbildung 3-3: Vorderansicht der GAWP

In Abbildung 3-3 ist die Vorderansicht des Prüfstandes dargestellt. Darin sind einige Komponenten der GAWP zu sehen, wie der DEP, die REC, der GEN, die PUMP und der „FlueHX 2“.

Das Schema in Abbildung 3-4 beinhaltet den SHX mit dessen Bypass-Leitung und den Bypass für den ABS-3. Sie wurden im Rahmen der vorhergegangenen Masterarbeit (Kitzinger, 2018) für einzelne Messungen verwendet, aber in dieser Arbeit nicht mehr genutzt.

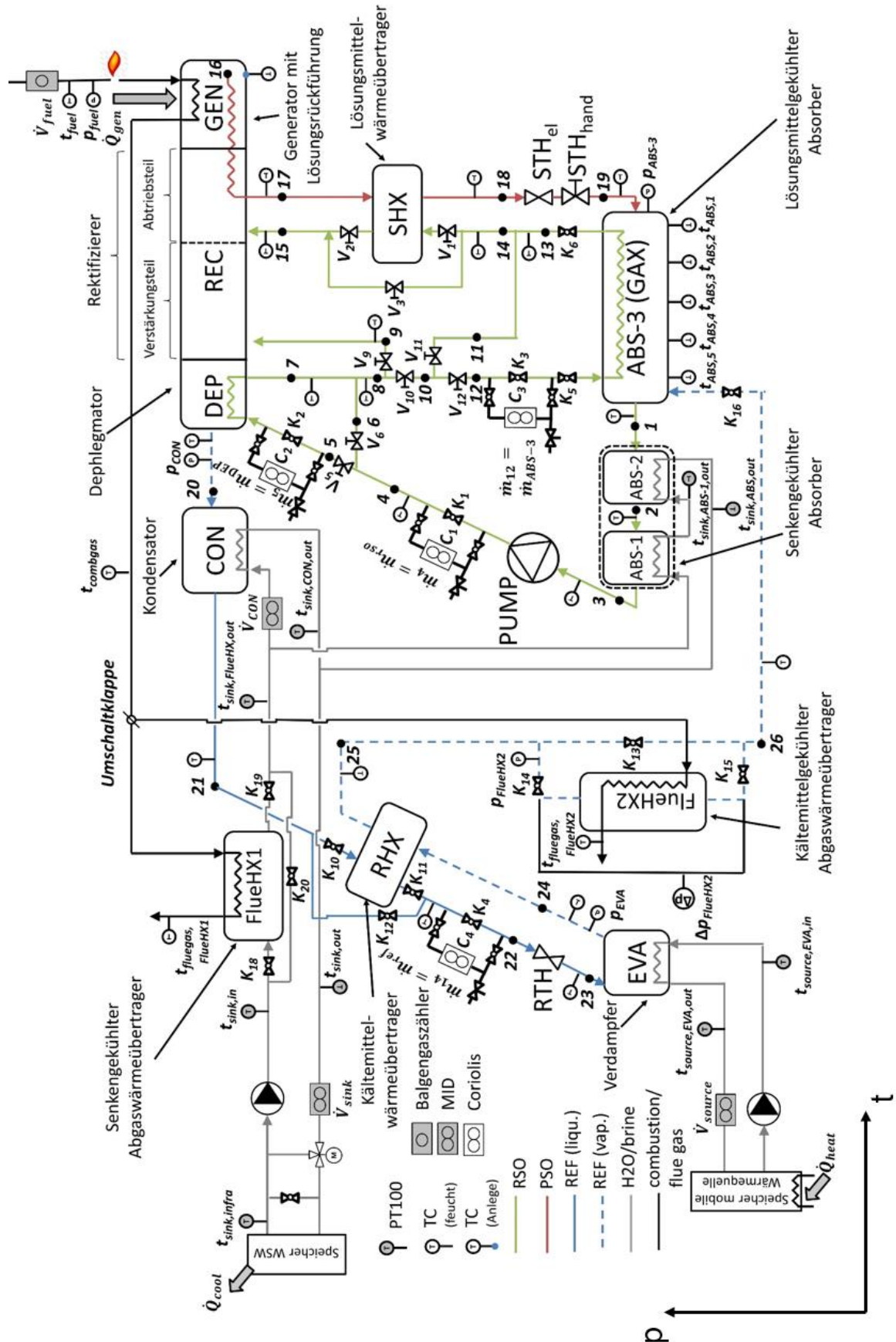


Abbildung 3-4: Überblick der gesamten Anlage (Wagner & Rieberer, 2019)

3.2.1 Der Wärmesenkenkreislauf

Dieser Kreislauf führt die Wärme des CON und der beiden Absorber (ABS-1 und ABS-2) und gegebenenfalls jene des „FlueHX 1“ ab, wobei sich konstante Vorlauf- und Rücklauftemperaturen einstellen. Die für die Messungen erforderlichen Vorlauftemperaturen ($t_{\text{sink,in}}$) betragen 30 °C und 45 °C und die Rücklauftemperaturen ($t_{\text{sink,out}}$) werden mittels Pump_{sink,1}, Pump_{sink,2} und Pump_{sink,3} (siehe Abbildung 3-5) auf 35 °C und 55 °C eingestellt. Der Aufbau des Wärmesenkenkreislaufs ist in Abbildung 3-5 dargestellt. Ausgehend vom Wärmesenke-Wasser-Kreislauf (WSW) wird das Kühlwasser über eine Umwälzpumpe geführt, da der Verteiler der Infrastruktur drucklos ausgeführt ist. Anschließend sind drei Pumpen in Serie geschaltet eingebaut, um die verschiedenen Messpunkte mit der geforderten Durchflussmenge zu versorgen. Danach wird das Wasser bei Bedarf durch den „FlueHX 1“ geführt. Wenn dieser nicht untersucht wird, kann das Kühlwasser über einen Bypass (Kugelhähne K₁₉ zu und K₂₀ offen) in Abbildung 3-4 geführt werden. Vor dem CON wird ein Teil des Durchflusses der Wärmesenke abgezweigt, wodurch der Volumenstrom zu den zwei Absorbern und zum CON getrennt geleitet wird. Anschließend kühlt dieses Medium den CON in dem die Wärme des Kältemittelmassenstroms an das Wasser übertragen wird. Am Ende des Kreislaufes ist ein Mischventil mit einem Stellantrieb angebracht, um bei Bedarf die Vorlauftemperatur ($t_{\text{sink,in}}$) erhöhen zu können. Die geforderten Spreizungen von 5 K oder 10 K werden durch den Volumenstrom, also durch die Pumpendrehzahlen am Computer geregelt. Die Temperaturen an bestimmten Punkten des Kreislaufes werden mit Pt 100 Widerstandstemperturfühler, die feucht ($t_{\text{sink,in}}$, $t_{\text{sink,out}}$, t_{fluegas} , $t_{\text{CON,out}}$, $t_{\text{ABS-1,out}}$, $t_{\text{ABS,out}}$ und $t_{\text{sink,infra}}$) oder mit Tauchhülsen ($t_{\text{sink,FlueHX1,out}}$) eingebaut sind, gemessen. Die Volumenströme nach der Abzweigung ($\dot{V}_{\text{sink,CON}}$) und vor dem Mischventil (\dot{V}_{sink}) werden mit einem magnetisch induktiven Messgerät (MID) gemessen.

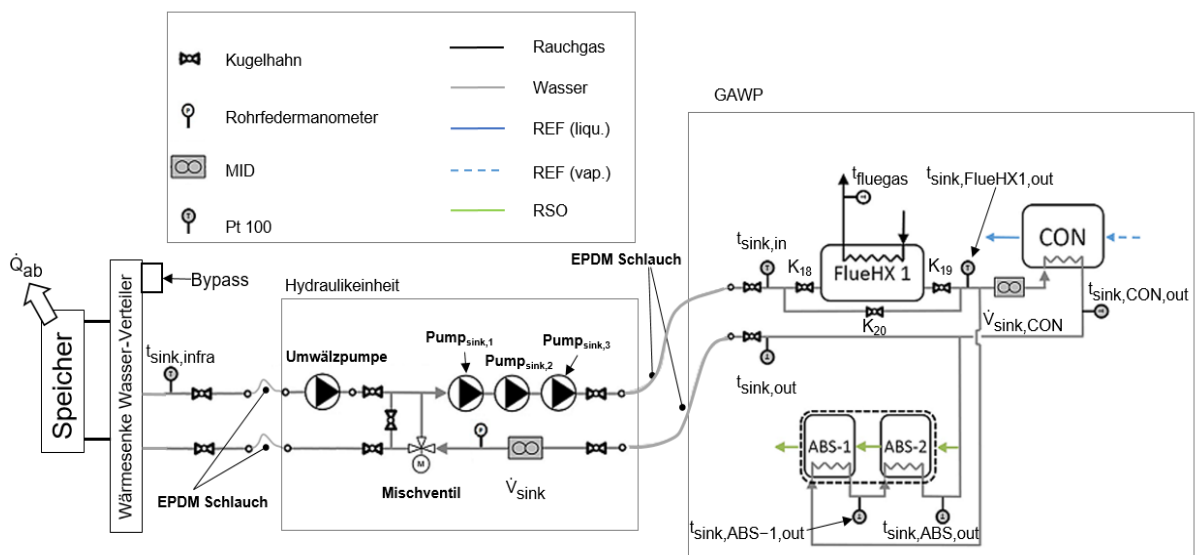


Abbildung 3-5: Komponenten des Wärmesenkenkreislaufes

Alle vier Wärmeübertrager („FlueHX 1“, CON, ABS-1 und ABS-2) sind verlötete Plattenwärmeübertrager und werden im Gegenstromprinzip durchströmt. Die eingebauten Messgeräte für die Temperaturen, den Druck und der Volumenströme ermöglichen eine

wasserseitige Berechnung der Wärmeströme der einzelnen Wärmeübertrager (Gl. 3-1 bis Gl. 3-6).

$$\dot{Q}_{\text{FlueHX1,w}} = \dot{m}_{\text{sink}} \cdot (h_{\text{sink,FlueHX1,out}} - h_{\text{sink,in}}) \quad \text{Gl. 3-1}$$

$$\dot{Q}_{\text{CON,w}} = \dot{m}_{\text{sink,CON}} \cdot (h_{\text{sink,CON,out}} - h_{\text{sink,FlueHX1,out}}) \quad \text{Gl. 3-2}$$

$$\dot{Q}_{\text{ABS-1,w}} = \dot{m}_{\text{sink,ABS}} \cdot (h_{\text{sink,ABS-1,out}} - h_{\text{sink,FlueHX1,out}}) \quad \text{Gl. 3-3}$$

$$\dot{Q}_{\text{ABS-2,w}} = \dot{m}_{\text{sink,ABS}} \cdot (h_{\text{sink,ABS,out}} - h_{\text{sink,ABS-1,out}}) \quad \text{Gl. 3-4}$$

$$\dot{Q}_{\text{ABS,w}} = \dot{m}_{\text{sink,ABS}} \cdot (h_{\text{sink,ABS,out}} - h_{\text{sink,FlueHX1,out}}) \quad \text{Gl. 3-5}$$

$$\dot{Q}_{\text{sink,w}} = \dot{m}_{\text{sink}} \cdot (h_{\text{sink,out}} - h_{\text{sink,in}}) \quad \text{Gl. 3-6}$$

Die Ermittlung der Massenströme erfolgt jeweils durch die Messung des Volumenstroms vor dem Mischventil (\dot{V}_{sink}) und vor dem Eintritt in den CON ($\dot{V}_{\text{sink,CON}}$) mit den entsprechenden Temperaturen $t_{\text{sink,out}}$ und $t_{\text{sink,FlueHX1,out}}$ (Gl. 3-7 bis Gl. 3-9). Da sich die Dichte des Wassers bei unterschiedlichen Temperaturen etwas verändert, wurde für die Berechnung der Dichte und der Enthalpie (Gl. 3-10) das Programm EES (Engineering Equation Solver) verwendet (EES, 2019). Der Druck im Wärmesenkenkreislauf wurde bei 3 bar konstant gehalten.

$$\dot{m}_{\text{sink,CON}} = \rho_{w(t_{\text{sink,FlueHX1,out}})} \cdot \dot{V}_{\text{sink,CON}} \quad \text{Gl. 3-7}$$

$$\dot{m}_{\text{sink}} = \rho_{w(t_{\text{sink,out}})} \cdot \dot{V}_{\text{sink}} \quad \text{Gl. 3-8}$$

$$\dot{m}_{\text{sink,ABS}} = \dot{m}_{\text{sink}} - \dot{m}_{\text{sink,CON}} \quad \text{Gl. 3-9}$$

$$h_{\text{sink}} = f(\text{Wasser}, T_{\text{sink,out}}, p=3 \text{ bar}) \quad \text{Gl. 3-10}$$

In Abbildung 3-6 ist ein Foto von der Hydraulikeinheit (Abbildung 3-5) dargestellt. Darin sind die Fließrichtung des Wassers, die Pumpen (Umwälzpumpe, Pump_{sink,1} bis Pump_{sink,3}) der magnetisch induktive Durchflussmesser (MID), das Rohrfedermanometer, das Mischventil und dessen Stellantrieb dargestellt.

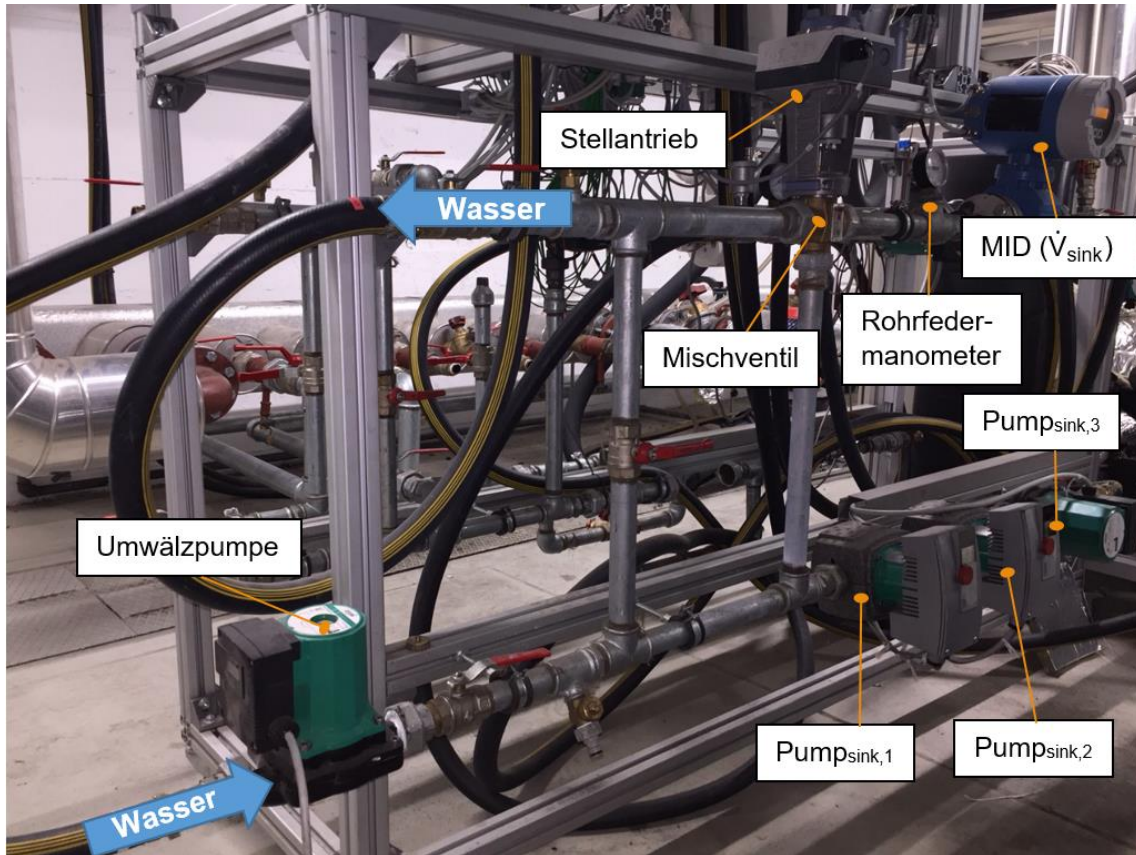


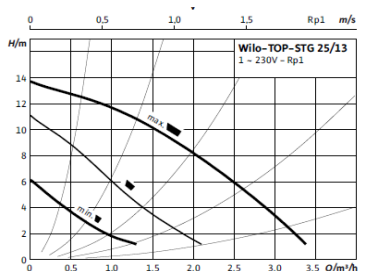
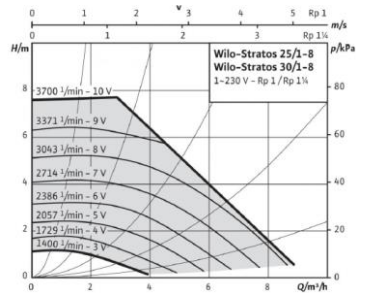
Abbildung 3-6: Hydraulik Wärmesenke

In Tabelle 3-1 sind die eingebauten Komponenten des Wärmesenkenkreislaufes samt Beschreibung aufgelistet.

Tabelle 3-1: Beschreibung der Komponenten der Wärmesenke (Kitzinger, 2018)

Komponente		Bemerkung
Temperaturfühler	$t_{\text{sink,FlueHX1,out}}$	PMR PTS-C-Pt 100.A4L.050.060.FEP.01500.OKE <ul style="list-style-type: none"> Pt 100, Tauchhülsen Messbereich: -200 – 550 °C Durchmesser: 6 mm Genauigkeitsklasse A ($\pm 0,15 + 0,0017 \cdot t$) 4-Leitertechnik kalibriert Datenblatt (PMR HandelsgmbH, 2017)
	$t_{\text{sink,ABS,out}}$	PMR PTS-H1-0100.0.EG12-6.B <ul style="list-style-type: none"> Pt 100, feucht eingebaut Messbereich: -70 – 500 °C Durchmesser: 6 mm Genauigkeitsklasse A ($\pm 0,15 + 0,0017 \cdot t$) 4-Leitertechnik kalibriert Datenblatt (PMR HandelsgmbH, 2017)
	$t_{\text{sink,ABS-1,out}}$	
	$t_{\text{sink,CON,out}}$	
	$t_{\text{sink,in}}$	
	$t_{\text{sink,out}}$	
	t_{fluegas}	

Fortsetzung Tabelle 3-1:

Dreiwegeventil		Siemens – VXG41.25 <ul style="list-style-type: none"> Durchfluss-Nennwert: $k_{vs} = 10 \text{ m}^3/\text{h}$ Nennweite: DN 25 Datenblatt (SIEMENS, 2016)
Elektromotorischer Stellantrieb		Siemens – SAX61.03 <ul style="list-style-type: none"> Hub: 20 mm Stellzeit: 30 s Stellsignal: DC 0 – 10 V Datenblatt (SIEMENS, 2010)
Manometer		Rohrfedermanometer WIKA <ul style="list-style-type: none"> Messbereich: 0 – 5 bar Genauigkeitsklasse: 2,5 ($\pm 2,5 \%$ des Messwerts) Relativdruck Analoge Anzeige
Volumenstrom-messgerät ($\dot{V}_{\text{sink,CON}}$)		ABB FXL5000 (Miniflow) - DN15 <ul style="list-style-type: none"> Magnetisch induktiver Durchflussmesser (MID) Stromausgang: 4 – 20 mA Messbereich: 0 – 6000 l/h (eingestellt auf 0 – 3500 l/h) kalibriert Datenblatt (ABB, 2010)
Volumenstrom-messgerät (\dot{V}_{sink})		Endress+Hauser Promag 50P – DN25 <ul style="list-style-type: none"> Magnetisch induktiver Durchflussmesser (MID) Stromausgang: 4 – 20 mA Messbereich: 0 – 18000 l/h (eingestellt auf 0 – 3500 l/h) kalibriert Datenblatt (Endress+Hauser, 2010)
Pumpen	Umwälz-pumpe	Wilo Top-STG 25/13 Netzanschluss: 1~230 V, 50 Hz <ul style="list-style-type: none"> Leistung P: max. 260 W Drehzahl n: max. 2680 min⁻¹ Datenblatt (Wilo, 2013) 
	Pump _{sink,1} Pump _{sink,2}	Wilo Stratos 25/1-8 <ul style="list-style-type: none"> Netzanschluss: 1~230 V, 50/60 Hz Drehzahl geregelt mit Frequenzumrichter Leistung P: max. 125 W Drehzahl n max. 3700 min⁻¹ Datenblatt (Wilo, 2017) 

Fortsetzung Tabelle 3-1:

	Pump _{sink,3}	Wilo Top-S-30/10 <ul style="list-style-type: none"> ▪ Netzanschluss: 3~230 V, 50 Hz ▪ 3 Drehzahlstufen ▪ Leistung P: 195/270/380 W ▪ Drehzahl n: 1950/2250/2650 min⁻¹ ▪ Datenblatt (Wilo, 2018) 	
--	------------------------	---	--

3.2.2 Der Wärmequellenkreislauf

Im Labor wird die Wärme für den EVA, die bei Endnutzer aufgestellter Anlage aus dem Grundwasser, Erdreich oder von der Außenluft kommt, von einer mobilen Wärmequelle zur Verfügung gestellt (siehe Abbildung 3-7 und Abbildung 3-8). Diese besitzt zwei Heizstäbe mit je 9 kW Heizleistung, wobei für die Messungen nur ein Heizstab verwendet wurde. einen Speicher von 50 l Fassungsvermögen, einen 3-Wege-Kugelhahn und ein Ausdehnungsgefäß mit vorgeschaltetem Überdruckventil. Die drei in Serie geschalteten Pumpen sorgen dafür, dass die erforderlichen Volumenströme für die Messpunkte eingestellt werden können.

Die Messtechnik beinhaltet ein Rohrfedermanometer, ein magnetisch induktives Durchflussmessgerät (MID) zur Messung des Volumenstroms des Wärmequellenkreislaufes (\dot{V}_{source}) im Rücklauf und zwei feucht eingebaute Pt 100 Widerstandsthermometer ($t_{\text{source,EVA,in}}$ und $t_{\text{source,EVA,out}}$).

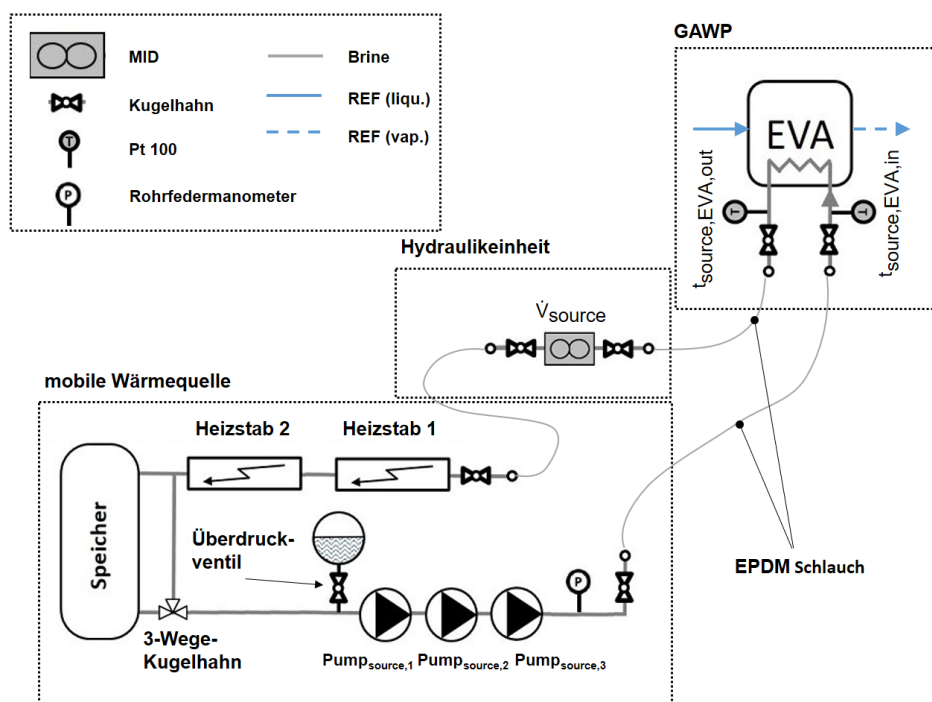


Abbildung 3-7: Komponenten des Wärmequellenkreislaufes

Für die Berechnung der Wärmeleistung der Sole (Brine) werden die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen ($t_{\text{source,EVA,in}}$ und $t_{\text{source,EVA,out}}$) am EVA, der Volumenstrom im Rücklauf

(\dot{V}_{source}) und der Druck des Kreislaufes verwendet, welcher auf 3 bar eingestellt ist. Als Fluid wird ein Gemisch aus Wasser und Antifrogen[®] N als Frostschutz mit einem Massenanteil von 40 Prozent verwendet, das eine Frostsicherheit bis ca. -24 °C ermöglicht. Für die Berechnung der Dichte der Sole wird die Temperatur am Austritt des EVA verwendet. Das Frostschutzmittel ist eine hellgelbe Flüssigkeit, die auf Basis von Monoethylenglykol (mit Korrosionsschutzadditiven) vermehrt als Wärmeträger in Wärmepumpen eingesetzt wird. In Gl. 3-11 ist die Berechnung der Wärmeleistung der Sole dargestellt:

$$\dot{Q}_{\text{EVA,Sole}} = \rho_{\text{brine}(t_{\text{source,EVA,out}})} \cdot \dot{V}_{\text{source}} \cdot (h_{\text{source,EVA,in}} - h_{\text{source,EVA,out}}) \quad \text{Gl. 3-11}$$

Die Enthalpien der Sole werden mit EES (2019) mit den Stoffdaten von Ethylenglykol berechnet, unter Verwendung der Zustandsgleichungen von Melinder (2010). Dadurch wird die Enthalpie als eine Funktion von Temperatur, Druck und Massenanteil des Ethylglykols ausgewertet (Gl. 3-12).

$$h_{\text{source}} = f(T, p = 3 \text{ bar}, C = 40\%) \quad \text{Gl. 3-12}$$

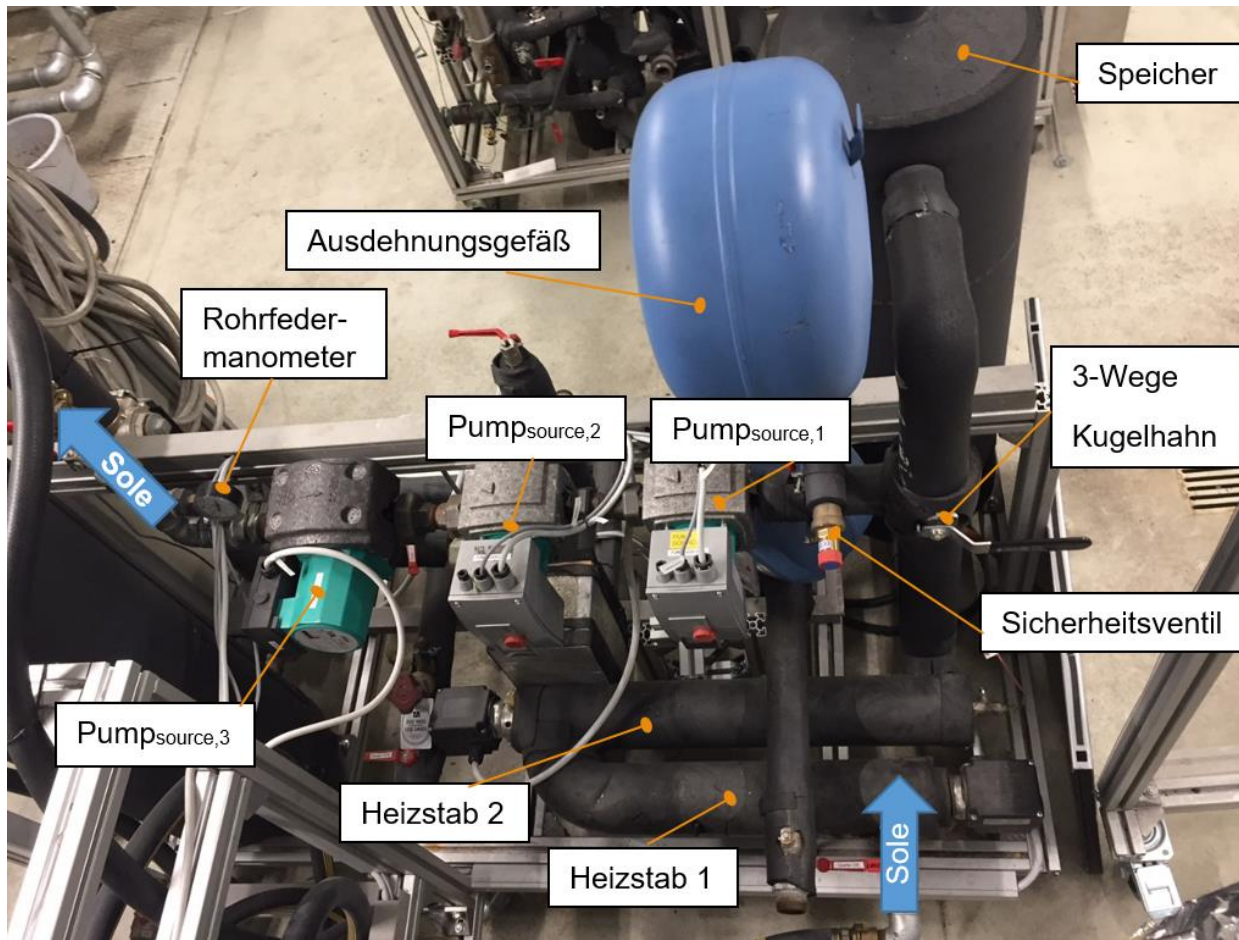


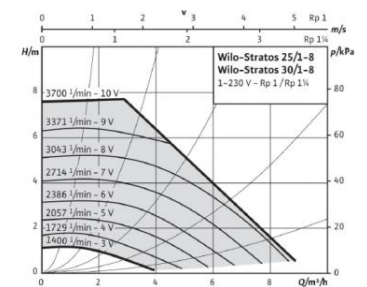
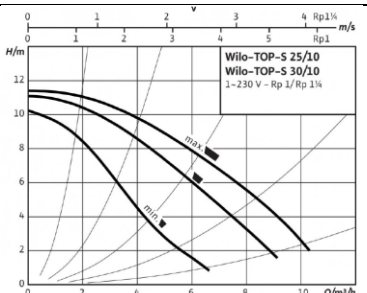
Abbildung 3-8: Hydraulik Wärmequelle

In Tabelle 3-2 sind alle eingebauten Komponenten samt Messtechnik aufgelistet.

Tabelle 3-2: Beschreibung der Komponenten der Wärmequelle (Kitzinger, 2018)

Komponente		Bemerkung
Temperaturfühler	$t_{\text{source,EVA,in}}$	PMR PTS-H1-0100.0.EG12-6.B <ul style="list-style-type: none"> ▪ Pt100, feucht eingebaut ▪ Messbereich: -70 – 500 °C ▪ Durchmesser: 6 mm ▪ Genauigkeitsklasse A ($\pm 0,15 + 0,0017 \cdot t$) ▪ 4-Leitertechnik ▪ kalibriert ▪ Datenblatt (PMR HandelsgmbH, 2017)
	$t_{\text{source,EVA,out}}$	
Überdruckventil ventil		Honeywell SM 120 <ul style="list-style-type: none"> ▪ Ansprechdruck: 3 bar relativ ▪ Datenblatt (Honeywell, 2019)
Manometer		Rohrfedermanometer Jako <ul style="list-style-type: none"> ▪ Relativdruck ▪ Messbereich: 0 – 5 bar ▪ Genauigkeitsklasse: 1,6 ($\pm 1,6 \%$ des Messwerts) ▪ Analoge Anzeige

Fortsetzung Tabelle 3-2:

Ausdehnungs- gefäß		IMI Pneumatex Statico SD 12.3 <ul style="list-style-type: none">Nennvolumen: 12 lDruckausdehnungsgefäß mit fester Gasfüllung: 0,5 barMax. zulässiger Druck: 3 barDatenblatt (IMI , 2019)	
Speicher		Stahlspeicher mit Entlüftungsventil (oben) und Anschlussventil (unten) <ul style="list-style-type: none">Volumen: 50 l	
Heizstab		Carlo Loysch HTK900520 G 6/4“ <ul style="list-style-type: none">Max. Heizleistung: 9 kWLeistungsgeregelt mit Thyristor Eingangssignal: 0 – 10 VEinbaulänge: 520 mDatenblatt (Carlo Loysch, 2019)	
Volumenstrom- Messgerät (\dot{V}_{source})		Endress + Hauser Proline Promag 50P <ul style="list-style-type: none">Magnetisch induktiver Durchflussmesser (MID)Stromausgang: 4 – 20 mAMessbereich: 0 – 5400 l/h (eingestellt auf 0 – 3500 l/h)kalibriertDatenblatt (Endress+Hauser, 2010)	
Pumpen	Pump _{source,1} Pump _{source,2}	Wilo Stratos 25/1-8 <ul style="list-style-type: none">Netzanschluss: 1~230 V, 50/60 HzDrehzahlgeregelt mit FrequenzumformerLeistung P: max. 125 WDrehzahl n: max.3700 min-1Datenblatt (Wilo, 2017)	
	Pump _{source,3}	Wilo Top-S-30/10 <ul style="list-style-type: none">Netzanschluss: 3~400/230 V, 50 HzLeistung P: max. 380 WDrehzahl n: max. 2650 min-1Datenblatt (Wilo, 2018)	

3.2.3 Der Lösungsmittelkreislauf

Der Startpunkt der Betrachtung des Kreislaufes befindet sich am Punkt 3 in Abbildung 3-4. Die „reiche“ Lösung wird anschließend mittels der Umwälzpumpe (Membranpumpe) auf höheren Druck gebracht. Daraufhin wird der Massenstrom der Lösung \dot{m}_{rso} durch ein Coriolismessgerät gemessen. Danach wird die „reiche“ Lösung wiederum durch ein Massenflussmessgerät geführt (\dot{m}_{DEP}), in dem der Kugelhahn K_2 (Abbildung 3-4) geschlossen bleibt. Anschließend durchströmt die „reiche“ Lösung den DEP, in welchem dem aufsteigenden Dampf (kommend vom REC) Wärme entzogen wird. Dies bewirkt eine Zunahme der Temperatur der „reichen“ Lösung, wodurch die innere Wärmeübertragung der Anlage erhöht wird. Es kommt zu einer Kondensation des Wasserdampfes, der in einem Gemisch mit dem Dampf des Ammoniaks (NH_3) durch den DEP strömt. Dadurch steigt der Massenanteil von NH_3 im ausgetriebenen Dampfgemisch, welcher die Verdampfungsleistung beeinflusst. Die Berechnung des Massenanteils des Kältemittels wird in Gl. 3-13 dargestellt:

$$x_{\text{ref}} = \frac{\dot{m}_{\text{NH}_3}}{\dot{m}_{\text{ref}}} \quad \text{Gl. 3-13}$$

Der zum DEP führende Massenstrom der „reichen“ Lösung kann durch das Schließen des Nadelventils V_5 und durch das Öffnen von V_6 vollständig unterbunden werden (Abbildung 3-4). Dadurch werden unterschiedliche Messpunkte realisiert. Die abgezweigten Rohrleitungen werden vor dem Punkt 8 wieder zusammengeführt. Danach folgt eine weitere Abzweigung der Rohre, welche eine Rückführung der „reichen“ Lösung in den Verstärkungsteil der REC ermöglicht. Hierbei werden durch die Einstellung der Umdrehungen der Ventile V_9 und V_{10} unterschiedlich große Massenflüsse in die REC realisiert. Es ist anzumerken, dass die Messungen von Messpunkten mit unterschiedlichen Einstellungen des Nadelventils V_9 dazu genutzt wurde, dass ein optimaler Anteil des Massenflusses in die REC hinsichtlich der Gas Utilization Efficiency (GUE) gefunden wurde (Kitzinger, 2018). Dieser beträgt in Abhängigkeit des Betriebspunktes ca. 5 % bis 25 % des Durchsatzes der „reichen“ Lösung. Das Bypass-Verhältnis in die REC kann wie gefolgt berechnet werden:

$$r_{\text{REC}} = \left(1 - \frac{\dot{m}_{\text{ABS-3}}}{\dot{m}_{\text{rso}}} \right) \cdot 100 \% \cong 5 \% \text{ bis } 25 \% \quad \text{Gl. 3-14}$$

Die rot gefärbte Linie in Abbildung 3-4 stellt die „arme“ Lösung dar, die am Eintritt des ABS-3 endet. Sie fließt vom GEN zunächst durch den SHX und wird anschließend durch die elektronisch geregelte Drossel (STH_{el}) und durch die manuelle „Nach-Drossel“ (STH_{Hand}) entspannt und in den ABS-3 geführt. Die elektronisch geregelte Drossel wird über die bereits integrierte Software der Anlage geregelt. Zur einfacheren Regelung wurde eine händische „Nach-Drossel“ von E-SORP GmbH vorgesehen.

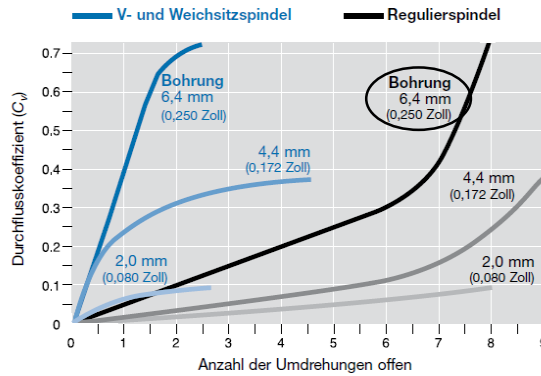


Abbildung 3-9: Kennlinien des Durchflusskoeffizienten für STH_{Hand} und V_i (siehe Abbildung 3-4) in Abhängigkeit der Anzahl der Umdrehungen (Swagelok, 2018)

In Abbildung 3-9 ist der Verlauf des Durchflusskoeffizienten in Abhängigkeit der Umdrehungen und der Abmessung der Bohrung dargestellt. In der GAWP wurde für die Regelung des Massenstroms der „armen“ Lösung (\dot{m}_{pso}) eine Nach-Drossel (STH_{Hand}) mit Regulierspindel mit einer Bohrung von 6,4 mm (0,250 Zoll) eingesetzt.

Aus der Differenz der Konzentrationen der „armen“ und „reichen“ Lösung kann die Entgasungsbreite (Δx) in Gl. 3-15 berechnet werden. Der spezifische Lösungsumlauf (f) stellt eine weitere Kennzahl (Gl. 3-16) für die GAWP dar. Dieser gibt an, wieviel kg „reiche“ Lösung umgewälzt werden muss, um 1 kg Kältemittel auszutreiben.

$$\Delta x = x_{rso} - x_{pso} \quad \text{Gl. 3-15}$$

$$f = \frac{\dot{m}_{rso}}{\dot{m}_{ref}} \approx \frac{1}{\Delta x} \quad \text{Gl. 3-16}$$

Im GEN kommt es zu einer Wärmeübertragung zwischen der Wärme aus der Verbrennung des Erdgases, die als Generatorleistung der „reichen“ Lösung zugeführt wird und der „reichen“ Lösung, um diese zu verdampfen. Dadurch wird ermöglicht, dass das Kältemittel aus der Lösung ausgetrieben wird. Die Abgase werden mittels Abgasrohrleitung zum „FlueHX 1“ geführt und in Abhängigkeit des Betriebspunktes durch die Wärmesenke gekühlt, oder zum „FlueHX 2“ geführt und vom Kältemittel gekühlt. Das Abgas wird anschließend durch den „FlueHX 2“ in die Absaugung geleitet. Für die Berechnung der Generatorleistung (Gl. 3-17) wird die Wärmebilanz der äußeren Wärmeübertragung der gesamten Anlage unter Vernachlässigung von Wärmeverlusten herangezogen. Die Gl. 3-18 beschreibt die Generatorleistung bei dem Einsatz des „FlueHX 1“.

$$\dot{Q}_{GEN} = \dot{Q}_{ABS,w} + \dot{Q}_{CON,w} - \dot{Q}_{EVA,Sole} + \dot{Q}_{FlueHX2,ref} \quad \text{Gl. 3-17}$$

$$\dot{Q}_{GEN} = \dot{Q}_{ABS,w} + \dot{Q}_{CON,w} - \dot{Q}_{EVA,Sole} + \dot{Q}_{FlueHX1,w} \quad \text{Gl. 3-18}$$

Die im Lösungsmittelkreislauf verwendeten Komponenten werden in Tabelle 3-3 aufgelistet.

Tabelle 3-3: Auflistung der Messgeräte im Lösungsmittelkreislauf (Kitzinger, 2018)

Komponente	Bemerkung
Temperaturfühler	Thermoelement Typ K <ul style="list-style-type: none"> Temperaturbereich: -40 – 375 °C Messgenauigkeit: $\pm 1,5$ K Datenblatt (PMR HandelsgmbH, 2017)
Massenstrommessgerät (\dot{m}_{DEP})	Endress & Hauser Promass 63M-DN08 <ul style="list-style-type: none"> Coriolis-Durchflussmessgerät Messbereich: 0 – 2000 kg/h kalibriert Ausgangssignal: 4 – 20 mA Datenblatt (Endress+Hauser, 1999)
Massenstrommessgerät (\dot{m}_{GAX})	Endress & Hauser Promass 83F-DN08 <ul style="list-style-type: none"> Coriolis-Durchflussmessgerät Messbereich: 0 – 2000 kg/h kalibriert Ausgangssignal: 4 – 20 mA Pulsierender Durchfluss Datenblatt (Endress+Hauser, 2009)
Massenstrommessgerät (\dot{m}_{rso})	Endress & Hauser Promass 83F-DN15 <ul style="list-style-type: none"> Coriolis-Durchflussmessgerät Messbereich: 0 – 6500 kg/h kalibriert Ausgangssignal: 4 – 20 mA Pulsierender Durchfluss Datenblatt (Endress+Hauser, 2009)

3.2.4 Der Kältemittelkreislauf

Der ausgetriebene Kältemitteldampf (Punkt 20 in Abbildung 3-4) wird im CON unter Wärmeabgabe an die Wärmesenke isobar unter Hochdruck (p_{CON}) kondensiert. Der Massenanteil des Kältemittels x_{ref} wird am Eintritt des CON durch den Druck (p_{CON}), der Temperatur ($t_{\text{ref,CON,in}}$) und unter der Annahme eines gesättigten Zustands in EES (2019) berechnet. Anschließend wird das flüssige Kältemittel durch den RHX geführt, welcher über die Kugelhähne K_{10} & K_{11} (offen) und K_{12} (zu) dazu geschaltet werden kann. Dieser stellt die innere Wärmeübertragung des Kältemittels dar und führt zu einer weiteren Unterkühlung des flüssigen Ammoniaks vor dem Eintritt der RTH, wodurch die spezifische Verdampfungsleistung signifikant erhöht werden kann. Anschließend fließt das Kältemittel durch ein Massenstrommessgerät (\dot{m}_{ref}) zur Kältemittel-Drossel (RTH), welche das Kältemittel auf Niederdruck (p_{EVA}) entspannt. Danach wird das Kältemittel durch den EVA geführt, wo es vom Wärmequellenkreislauf Wärme aufnimmt. Es stellt sich je nach eingestelltem Temperaturniveau im Solekreislauf ein bestimmter Niederdruck des Kältemittels ein, welcher über die Regelung der RTH beeinflusst werden kann. Das Kältemittel strömt anschließend durch den RHX und nimmt dabei Wärme auf. Der Verdampfungsprozess des Kältemittels hängt auch wesentlich vom Anteil des Wassers im Kreislauf ab, das dazu führt, dass ein zweiphasiges Gemisch am RHX-Austritt vorliegt.

Anschließend strömt der Kältemitteldampf durch den „FlueHX 2“, den man durch die Kugelhähne K₁₃, K₁₄ (geschlossen) und K₁₅ (offen) wegschalten kann und gelangt in den ABS-3. Die eingesetzte Messtechnik im Kreislauf des Kältemittels ist in Tabelle 3-4 dargestellt.

Tabelle 3-4: Auflistung der Messgeräte im Kältemittelkreislauf (Kitzinger, 2018)

Komponente	Bemerkung
Temperaturfühler	Thermoelement Typ K <ul style="list-style-type: none"> ▪ Anlegefühler ▪ Temperaturbereich: -40 – 375 °C ▪ Messgenauigkeit: ±1,5 K ▪ Datenblatt (PMR HandelsgmbH, 2017)
Massenstrommessgerät (\dot{m}_{ref})	Endress & Hauser Promass 83A-DN04 <ul style="list-style-type: none"> ▪ Coriolis-Durchflussmessgerät ▪ Messbereich: 0 – 450 kg/h ▪ kalibriert ▪ Ausgangssignal: 4 – 20 mA ▪ Pulsierender Durchfluss ▪ Datenblatt (Endress+Hauser, 2009)

3.3 Umbaumaßnahmen des „FlueHX 2“

Der „FlueHX 2“ war zunächst im Rahmen der Messdurchführungen so aufgestellt, dass der Abgasstrom von unten nach oben geführt wurde. Der im Gegenstromprinzip durchströmte Wärmeübertrager ist nach dem Anschluss der Rohre, bevor die Wärmedämmung vollständig angebracht wurde, in Abbildung 3-10 dargestellt. Der aus dem GEN geführte Abgasstrom wird zum Verteiler (Splitter) geführt, welcher das Abgasrohr mit 58 mm Durchmesser in vier kleinere Verteilrohre mit 32 mm Durchmesser aufteilt. Diese sind mit gleichmäßigen Abständen zueinander am Abgaswärmeübertrager „FlueHX 2“ angeschlossen.

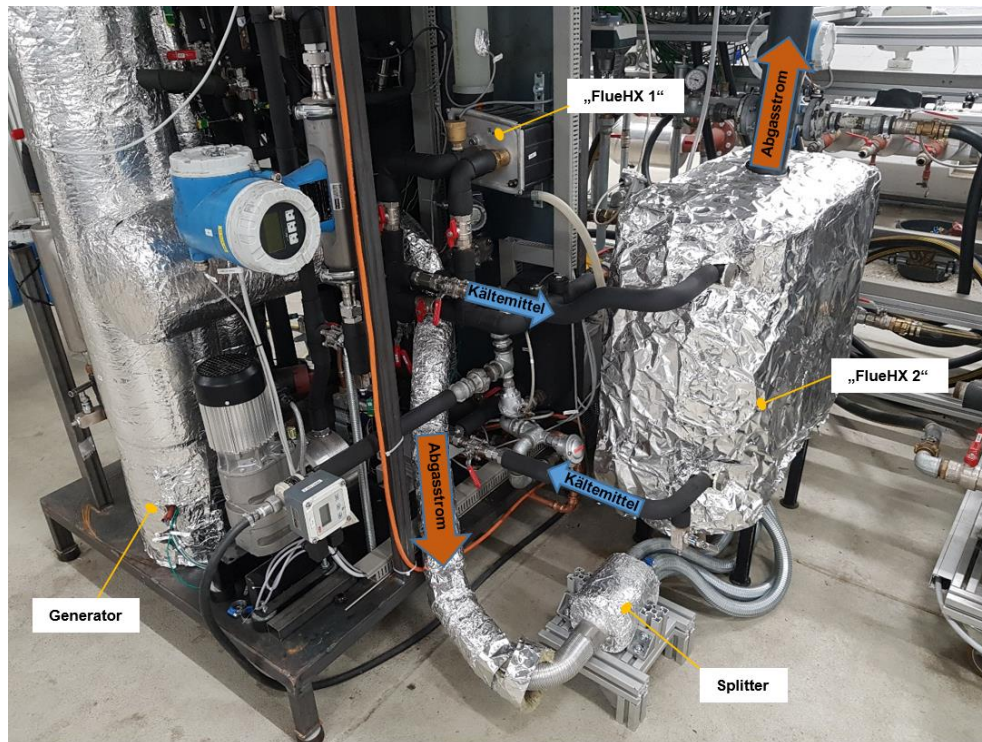


Abbildung 3-10: Anordnung des kältemittelgekühlten Wärmeübertragers vor dem Umbau

Dieser Betrieb mit dem „FlueHX 2“ führte nach der Analyse der Messauswertungen bei bestimmten Messpunkten zu schlechteren Gas Utilization Efficiency-Werten (GUE) als beim ursprünglichen „FlueHX 1“. Zunächst wurde die Abgastemperatur am Generatöraustritt (t_{combgas}), vor dem Splitter ($t_{\text{Splitter,in}}$) und am Eintritt des „FlueHX 2“ ($t_{\text{FlueHX2,in}}$) gemessen. Der gesamte „FlueHX 2“ war mit einer Wärmedämmung von 80 mm Dicke versehen. In Abbildung 3-11 ist ersichtlich, dass die Abgastemperatur entlang der zuvor erwähnten Messstellen sehr stark fällt. Dadurch betrugen die Wärmeverluste in der gesamten Rohrführung vom Abgasaustritt aus dem GEN bis zum Eintritt in den „FlueHX 2“ mit 20 % bis 25 %. Vom Messpunkt t_{combgas} bis zum Messpunkt $t_{\text{Splitter,in}}$ verlor das Rauchgas ca. 20 K und danach bis zum Eintritt in den „FlueHX 2“ sogar knapp 30 K. Das Abgas strömte mit einer Temperatur von unter 100 °C in den „FlueHX 2“ hinein, welche zu einer verringerten Wärmeübertragung zwischen dem Abgas und des Kältemittels führte.

Eine weitere Überlegung, welche die Anordnung des „FlueHX 2“ in Abbildung 3-10 negativ beurteilen ließ, war die Fließrichtung des Kondensates gegen die des nach oben strömenden Rauchgases. Bei der Wärmeübertragung zwischen dem Abgas und dem Kältemittel entsteht eine Zone im Wärmeübertrager, in der der Wasserdampf beim Unterschreiten des Taupunktes kondensiert und sich Wassertropfen bilden. Diese rinnen bedingt durch die Gravitation beim Erreichen einer bestimmten Größe der Tropfen, nach unten. Dem entgegen strömt das Rauchgas in entgegengesetzter Richtung nach oben. Außerdem überträgt das Abgas in der unteren Zone zunehmend mehr Wärme an das Kondensat bis es zu einer teilweisen Verdunstung des Kondensats kommt, denn am Abgaseintritt herrschen hohe Temperaturen. Durch diesen Prozess wird ein Teil der Rauchgaswärme dem Kondensat quasi zurückgegeben und dadurch fehlt dieser Betrag beim Kältemittel und dementsprechend verringert sich die Effizienz der GAWP mit „FlueHX 2“.

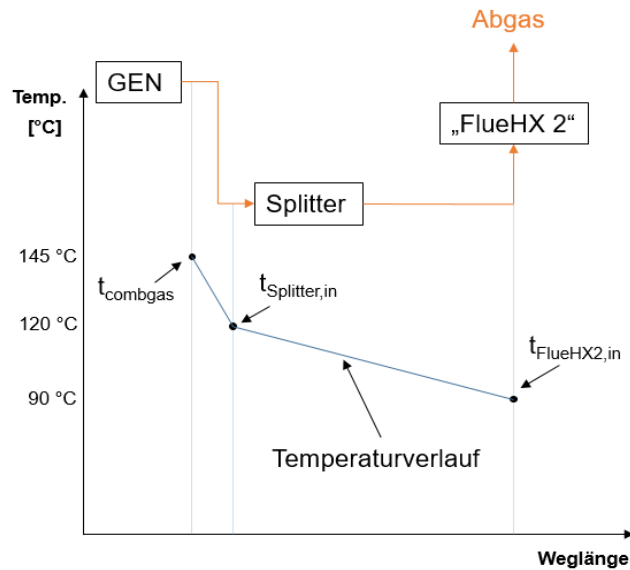


Abbildung 3-11 Abgastemperatur an den Messstellen bei Abgaszufuhr zum Wärmeübertrager von unten

Es ist zu erwähnen, dass die Wärmedämmung des Abgasrohres und der vier kleinen Verteilrohre lediglich 20 mm und die des Verteilers sogar nur 10 mm betrug. Die Erhöhung der Dicke der Wärmedämmung der Schläuche ($s = 60$ mm) führte lediglich zu einem geringen Anstieg der Temperatur am Eintritt des „FlueHX 2“.

Als Konsequenz wurde beschlossen, dass der „FlueHX 2“ um 180° zur horizontalen Ebene gedreht werden muss, wodurch das Rauchgas von oben nach unten geführt wird und dadurch das Abfließen des Kondensats zwischen den Platten begünstigt wird. Durch die Neugestaltung der Anordnung wurden die Längen der Verteilrohre nahezu halbiert, was dazu führte, dass die Wärmeverluste im großen Maße reduziert werden konnten. Um die Anschlussstellen für das Kältemittel auf konstanter Höhe beibehalten zu können wurden die Beine des „FlueHX 2“ verlängert.

Nach dem Zerlegen des Gehäuses des „FlueHX 2“ (Abbildung 3-12 und Abbildung 3-13) war anhand der unterschiedlichen Länge der Korrosionsstreifen an den Innenwänden, die sich an den Positionen der Verteilrohre am Eintritt ausgebreitet haben, die ungleichmäßige Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit und des Massenstroms des Rauchgases zu vermuten. Die unsymmetrische Verteilung wurde durch den schrägen Einlass der vier Verteilrohre (Einlasswinkel betrug 45°) verstärkt. Aufgrund der auftretenden Korrosion ist es sinnvoller Edelstahl, oder aus Kostengründen verzinktes Blech zu verwenden. Eine günstigere Variante stellt auch Schwarzstahl mit einer Lackierung dar. Die Korrosionsstellen der Innenwände, des oberen und des unteren Deckels des Wärmeübertragers wurden mit einem Präzisionsschleifwerkzeug entfernt. Anschließend erfolgte das Anbringen einer Lackschicht, die den Innenraum für einen längeren Zeitraum gegen Korrosion schützt.



Abbildung 3-12: Schauglasseitige Innenwand des „FlueHX 2“



Abbildung 3-13: Anlagenseitige Innenwand des „FlueHX 2“

Die ungleichmäßige Verteilung der Strömung führte mit hoher Wahrscheinlichkeit zu einer ungleichen Temperaturverteilung. Um diesen Umstand messtechnisch darstellen zu können, wurden auf fünf Ebenen (Abbildung 3-14) an der anlagenseitigen und schauglasseitigen Wand und an den jeweils vier schräg eingebauten Eintrittsrohren Temperaturfühler angebracht. Somit wird die vertikale und die horizontale Temperaturverteilung im „FlueHX 2“ gemessen (Abbildung 3-14 und Abbildung 3-16).

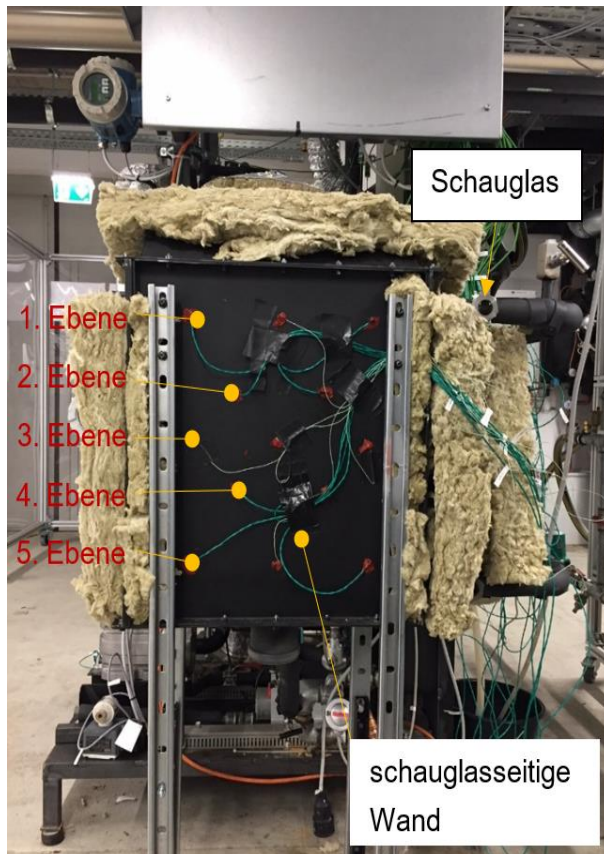


Abbildung 3-14: Anordnung der schauglaseitigen Temperaturfühler am „FlueHX 2“

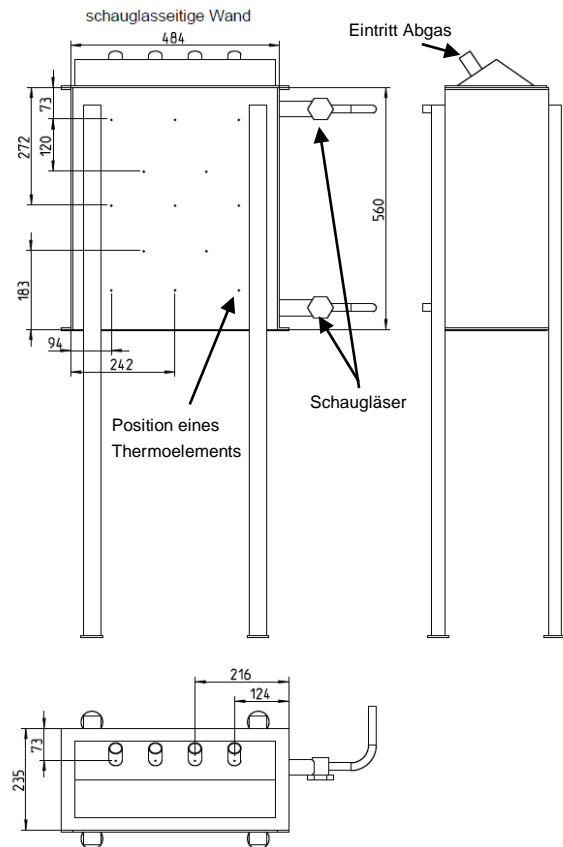


Abbildung 3-15: Positionen der Temperaturfühler am „FlueHX 2“

In der ersten Ebene sind insgesamt sechs Thermoelemente gleichmäßig auf beiden Wänden (drei auf jeder Seite), gefolgt von vier in der Ebene 2 (zwei auf jeder Seite), sechs in der dritten Ebene, weitere vier in der vierten und zuletzt noch zusätzlich sechs in der 5. Ebene eingebaut. Die Aufteilung der Temperaturfühler am „FlueHX 2“ ist in Abbildung 3-14 und Abbildung 3-16 dargestellt. In Abbildung 3-15 sind die Positionen der Temperaturfühler am „FlueHX 2“ bemaßt. Die Verteilung der Temperaturfühler ist an der anlagenseitigen Wand des „FlueHX 2“ identisch. Der „FlueHX 2“ wurde nach dem Zusammenbauen mit einer Wärmedämmung versehen, die eine Dicke von 160 mm auf allen Flächen aufweist. Die Rauchgasschläuche wurden mit einer 60 mm und der Splitter mit einer 80 mm dicken Dämmung gegen Wärmeverluste gedämmt.

Die Thermoelemente in der ersten, dritten und fünften Ebene sind in einem Abstand von 20 mm zur Innenwand des „FlueHX 2“ positioniert. In der zweiten und vierten Ebene beträgt dieser Abstand 40 mm.

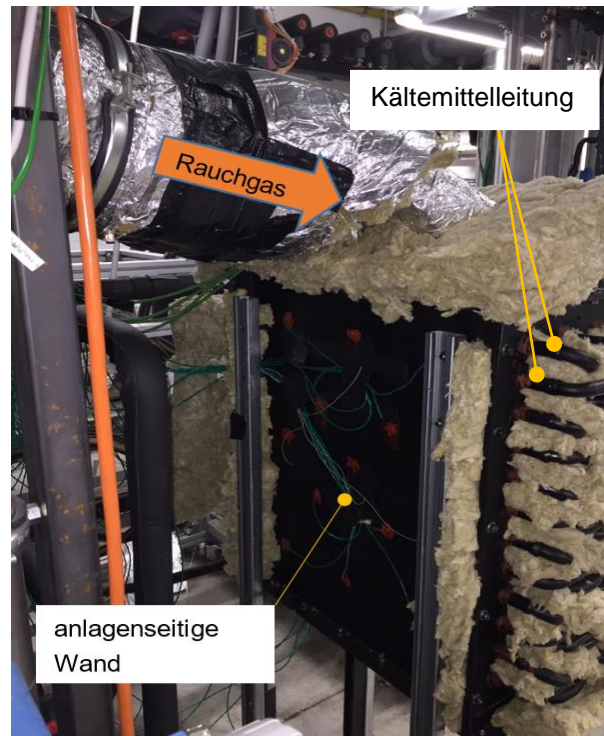


Abbildung 3-16: Anordnung der anlagenseitigen Temperaturfühler

In Abbildung 3-16 ist die Strömungsrichtung des Abgases nach dem Umbau des „FlueHX 2“ dargestellt. Das Kältemittel strömt von unten nach oben und das Abgas von oben nach unten, womit diese Aufstellung des „FlueHX 2“ für die Durchführung der Versuche diene.

4 PERIPHERIE/SENSORIK UND MESSDATENAUSWERTUNG

In diesem Kapitel werden zunächst die Messgeräte, die für die Messung der unterschiedlichen physikalischen Größen benötigt wurden, aufgelistet und beschrieben. Anschließend ist der grundlegende Aufbau des Programms LabView (National Instruments, 2017) für die Messdatenverarbeitung dargestellt. Danach wird die Auswertung der Messdaten, durch die Berechnung von Kennzahlen, Massenanteilen, Leistungen etc. mit dem Programm EES (2019) beschrieben. Die Messunsicherheitsanalyse der gesamten Messkette schließt das Kapitel 4 ab.

4.1 Erfassung der Messdaten

Die Ausstattung der Anlage mit den unterschiedlichsten Messgeräten ermöglicht es, dass wichtige physikalische Größen wie Druck und Temperatur gemessen werden können. Zusätzlich werden die Volumenströme im Wärmesenken- und Wärmequellenkreislauf und die Massenströme des Kältemittels und der „reichen“ Lösung gemessen. Diese Daten sind für die Aufzeichnung der Messpunkte und für die Berechnung von Wärmeströmen der einzelnen Komponenten, Kennzahlen und Massenanteilen notwendig (Kapitel 4.2). Die Positionierung der Messgeräte in den zwei externen und zwei internen Kreisläufen ist im Kapitel 3.2 detailliert beschrieben. Abbildung 3-4 zeigt schematisch, wo die Messgeräte im gesamten System eingebaut sind. Der Projektpartner E-SORP GmbH hat die Thermoelemente, die in der GAWP verbaut sind, bereits feucht eingebaut, das heißt medienberührt und dadurch war der Aufbau beziehungsweise die Kalibrierung dieser Messgeräte nicht möglich.

Tabelle 4-1: Belegungsplan der Messgeräte (Kitzinger, 2018)

Nr.	Messposition	Messgröße	Messgerät	Sensorsignal [mA]	Messbereich	NI-Modul
1	$t_{\text{rso,ABS-3,out}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
2	$t_{\text{rso,ABS-2,out}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
3	$t_{\text{rso,ABS-1,out}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
4	$t_{\text{rso,PUMP,out}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
5	\dot{m}_{rso}	kg/h	Coriolis	4...20	0...150**	NI 9208
6	\dot{m}_{DEP}	kg/h	Coriolis	4...20	0...150**	NI 9208
7	$t_{\text{rso,DEP,out}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
8	$t_{\text{rso,GAX,in}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
9	$t_{\text{rso,REC,in}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
12	\dot{m}_{GAX}	kg/h	Coriolis	4...20	0...150**	NI 9208
13	$t_{\text{rso,GAX,out}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
14	$t_{\text{rso,SHX,in}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
15	$t_{\text{rso,GEN,in}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
16	$t_{\text{GEN,1}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
	$t_{\text{GEN,2}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
	$t_{\text{GEN,3}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213

Fortsetzung Tabelle 4-1:

17	$t_{\text{pso,GEN,out}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
18	$t_{\text{pso,STH,in}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
19	$t_{\text{pso,ABS-3,in}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
	p_{ABS}	bar	Relativ-drucksensor	4...20	0...10	NI 9208
	$t_{\text{ABS,1}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
	$t_{\text{ABS,2}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
	$t_{\text{ABS,3}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
	$t_{\text{ABS,4}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
	$t_{\text{ABS,5}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
20	$t_{\text{ref,CON,in}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
	p_{CON}	bar	Relativ-drucksensor	4...20	0...25	NI 9208
21	$t_{\text{ref,CON,out}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
22	$t_{\text{ref,RTH,in}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
	\dot{m}_{ref}	kg/h	Coriolis	4...20	0...90**	NI 9208
23	$t_{\text{ref,EVA,in}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
24	$t_{\text{ref,EVA,out}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
	p_{EVA}	bar	Relativ-drucksensor	4...20	0...10	NI 9208
25	$t_{\text{ref,RHX,out}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
	p_{FlueHX}	bar	Relativdrucksensor	4...20	0...10	NI 9208
	$p_{\text{diff,FlueHX}}$	bar	Differenz-druck-sensor	4...20	0...1	NI 9208
26	$t_{\text{ref,ABS-3,in}}$	°C	TC Typ K		-40...375	NI 9213
	$t_{\text{sink,in}}$	°C	Pt 100		25...60**	NI 9217
	$t_{\text{sink,FlueHX,out}}$	°C	Pt 100		25...60**	NI 9217
	$\dot{V}_{\text{sink,CON}}$	l/h	MID	4...20	0...3500*	NI 9208
	$t_{\text{sink,CON,out}}$	°C	Pt 100		25...60**	NI 9217
	$t_{\text{sink,ABS-1,out}}$	°C	Pt 100		25...60**	NI 9217
	$t_{\text{sink,ABS,out}}$	°C	Pt 100		25...60**	NI 9217
	$t_{\text{sink,out}}$	°C	Pt 100		25...60**	NI 9217
	\dot{V}_{sink}	l/h	MID	4...20	0...3500*	NI 9208
	$t_{\text{source,EVA,in}}$	°C	Pt 100		-15...20**	NI 9217
	$t_{\text{source,EVA,out}}$	°C	Pt 100		-15...20**	NI 9217

Fortsetzung Tabelle 4-1:

	\dot{V}_{source}	l/h	MID	4...20	0...3000*	NI 9208
	t_{amb}	°C	TC Typ K		20...70**	NI 9213
	t_{combgas}	°C	TC Typ K		-40 375	NI 9213
	t_{fluegas}	°C	Pt 100		20...70**	NI 9217
	\dot{V}_{fuel}	m³/h	Gaszähler		0,04...6***	-
	$P_{\text{el,PUMP}}$	kW	Leistungs- messgerät		0...4,2	-
	$t_{\text{Splitter,in}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,in,1}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,in,2}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,in,3}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,in,4}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,1,1}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,1,2}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,1,3}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,1,4}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,1,5}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,1,6}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,2,1}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,2,2}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,2,3}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,2,4}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,3,1}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,3,2}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,3,3}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,3,4}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,3,5}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,3,6}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,4,1}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,4,2}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,4,3}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,4,4}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,5,1}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,5,2}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,5,3}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,5,4}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213

Fortsetzung Tabelle 4-1:

	$t_{\text{FlueHX2,5,5}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	$t_{\text{FlueHX2,5,6}}$	°C	TC Typ K		-75...250	NI 9213
	\dot{m}_{Kond}	kg/h	Waage		0...6	

*eingestellter Messbereich

**Messbereich kalibriert

***vom Hersteller kalibriert

Die im gesamten GAWP-Prozess eingebauten Messsensoren sind in der Tabelle 4-1 aufgelistet und beinhalten folgende Sensoren:

- 9x Pt 100-Widerstandstemperturfühler
- 62x Thermoelement Typ K
- 1x Differenzdrucksensor
- 4x Relativdrucksensor
- 3x MID-Durchflussmessgerät
- 4x Coriolis-Massenstrommessgerät
- Waage für das Kondensat

Die Pt 100 Widerstandstempertursensoren sind bereits kalibriert (Kitzinger, 2018). Die angegebenen Messbereiche der Temperaturfühler sind von den Herstellern vorgegeben. Die Kalibrierung der Durchflussmessgeräte (MID und Coriolis) wurde bereits im Rahmen einer Masterarbeit für die Inbetriebnahme dieser Absorptionswärmepumpe durchgeführt (Kitzinger, 2018).

Die Signale der in Tabelle 4-1 aufgelisteten Messsensoren werden im Schaltschrank durch zwei Chassis (NI cRIO-9014 und NI cRIO-9024) eingelesen. Diese Steuergeräte haben Platz für bis zu acht Ein- und Ausgabemodule (siehe Abbildung 4-1). Die für das Erfassen der Messdaten verwendeten Module werden in Tabelle 4-2 aufgelistet.

Tabelle 4-2: Verwendete NI-Module

Chassis	Stk.	Typ	Bemerkung	Signal	Kanäle (je Modul)
NI cRIO-9014 ⁶	1	NI 9208 ¹	AI-Modul für Coriolis, MID und Drucksensoren	±20 mA	16
	2	NI 9213 ²	TC-Modul für Thermoelemente	±78 mV	16
	3	NI 9217 ³	RTD-Modul für Widerstandstemperturfühler (Pt 100)		4
	1	NI 9264 ⁴	AO-Modul für die Steuerung von Mischventil, Pumpen und Heizstab	±10 V	16
	1	NI 9375 ⁵	DI/DO-Modul zur Freigabe von Pumpen	24 V	32

Fortsetzung Tabelle 4-2:

NI cRIO-9024 ⁷	2	NI 9213 ²	TC-Modul für Thermoelemente	$\pm 78 \text{ mV}$	16
---------------------------	---	----------------------	-----------------------------	---------------------	----

¹ (National Instruments, 2016a), ² (National Instruments, 2016b),

³ (National Instruments, 2016c), ⁴ (National Instruments, 2016d),

⁵ (National Instruments, 2016e), ⁶ (National Instruments, 2019a),

⁷ (National Instruments, 2019b)



Abbildung 4-1: Anordnung der Steuereinheiten im Schaltschrank

Abbildung 4-1 zeigt die zwei eingebauten Chassis (siehe Tabelle 4-2) für die Messung der Messsignale. Diese bestehen aus dem Controller mit Chassis mit Platz für acht Ein- und Ausgabemodulen (National Instruments, 2015) und werden mittels Netzteil mit einer Spannung von 24 V DC versorgt. Das Chassis NI cRIO-9024 wurde wegen der Bestückung des „FlueHX 2“ mit 32 Thermoelementen (siehe Abbildung 3-14 und Abbildung 3-16) zusätzlich angeschlossen.

4.1.1 Erfassung der Gasmenge

Im Betrieb der GAWP strömt das Erdgas durch den mikrothermischen Gaszähler der Serie Aerius (Diehl Metering GmbH, 2017), welcher das Gasvolumen (V_{fuel}) mit Einzelwerten und kumuliert bezogen auf die Normbedingung (1,013 bar, 0 °C) ausliest. Die Messdaten werden mit Hilfe der Ausleseseinheit IZAR Center (Diehl Metering, 2019) ausgelesen und dem Mess-PC via LAN-Verbindung mit einer statischen IP-Adresse gesendet. Die Ausleseseinheit ist mit dem Gaszähler über eine M-Bus-Schnittstelle verbunden und mit einem internen Speicher ausgestattet, welcher das Auslesen in einem Intervall von mehreren Minuten (Ausleseintervall) ermöglicht. Der Hersteller (Diehl Stiftung & Co. KG) bietet eine eigens dafür erstellte Software für den Computer an, bei der unter anderem das Ausleseintervall und die Ausleseperiode ausgewählt werden können und die Messwerte beim Speichervorgang in eine .xls-Datei exportiert werden. Die Anordnung des Gaszählers und der Ausleseeinheit ist in Abbildung 4-2 dargestellt.

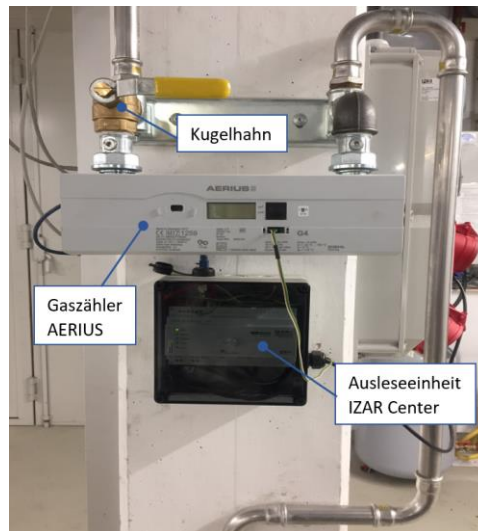


Abbildung 4-2: Messtechnik für die Ermittlung des Gasvolumen (V_{fuel})

4.1.2 Verarbeitung der Messsignale mittels LabView

Die bereits am Anfang des Kapitels 4.1 erläuterte Erfassung der physikalischen Messgrößen in entsprechenden Messsignalen wird in einem LabView-Programm (National Instruments, 2017) für die Steuerung der eingebauten Pumpen in den Kreisläufen, des Heizstabs, für die graphische Darstellung der Messwerte und für die Berechnung der Kennzahlen durch Polynomfunktionen (lineare Regression) verwendet. In Abbildung 4-3 ist das Frontpanel in LabView dargestellt. Dort sind alle Zahlenwerte der Temperaturen, Drücke und Volumenströme an den Messstellen im abgebildeten Schema (siehe Abbildung 3-4) angegeben. Die Leistungen der Komponenten werden auf deren Position im Schema visuell dargestellt. Die im GAWP-Prozess benötigten Kennzahlen und die Konzentrationen des Kältemittels, der „reichen“ Lösung und der „armen“ Lösung sind auf der linken Seite in Abbildung 4-3 aufgelistet. Zusätzlich sind die gemessenen Bypass-Verhältnisse in Prozent am DEP, REC und am ABS-3 an deren Positionen im Schema angegeben.

Die Temperaturfühler wurden mit dem TC-Modul für Thermoelemente im Chassis NI cRIO-9024 (Tabelle 4-2) verbunden. Die Temperaturen, die sich an den Messstellen (siehe Position der Thermoelemente in Abbildung 3-15) ergeben, werden in LabView (National Instruments, 2017) dargestellt (Abbildung 4-4). Sie dienen zur Überwachung der Temperaturverteilung im „FlueHX 2“.

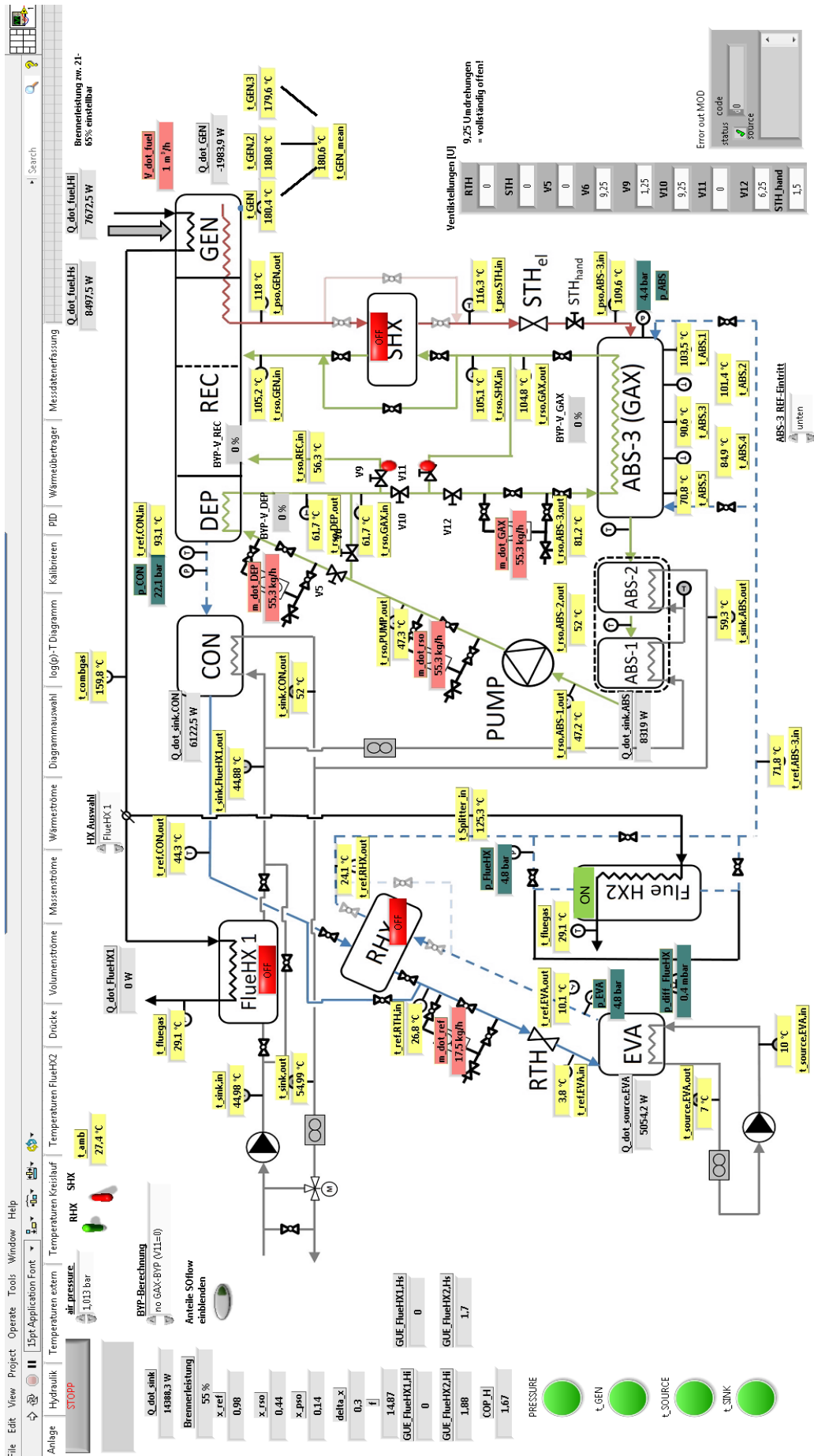


Abbildung 4-3: Frontpanel LabView

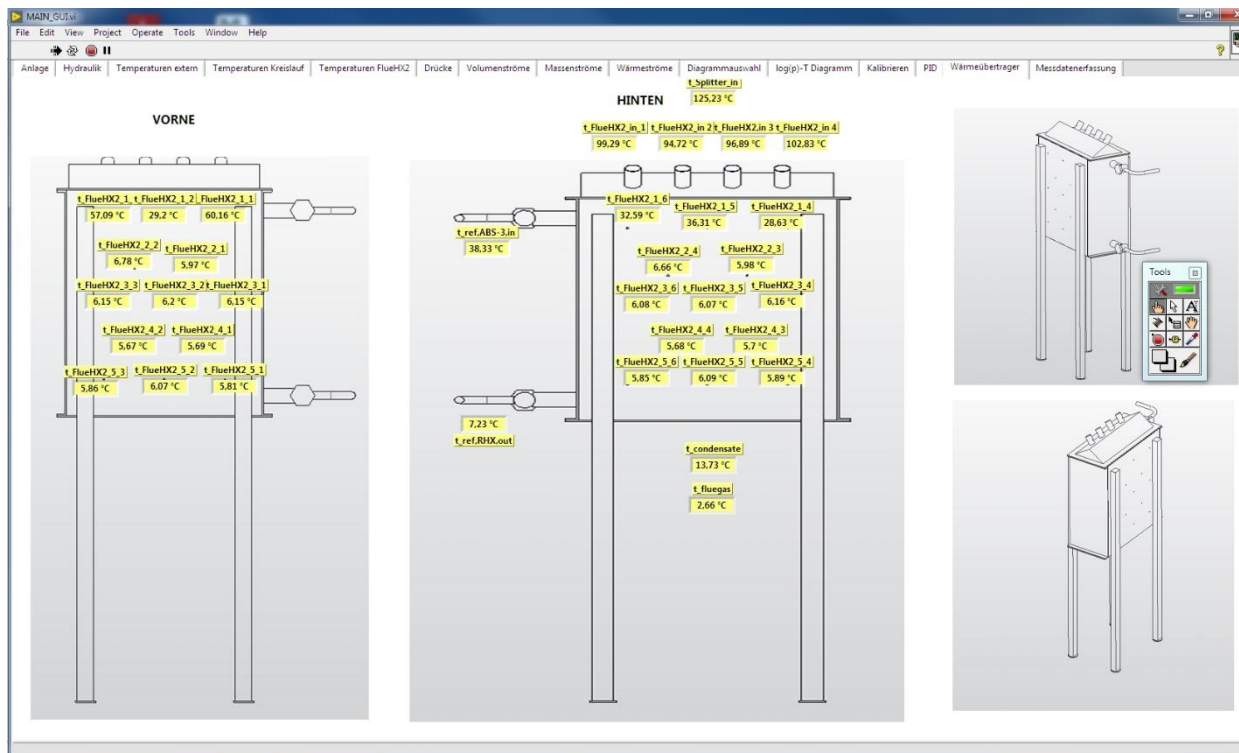


Abbildung 4-4: Anzeige der Temperaturen des „FlueHX 2“ in den verschiedenen Ebenen
(National Instruments, 2017)

Der Aufbau des Programms wird in folgende Funktionen eingeteilt:

- Graphische Darstellung des Schemas für den Lösungsmittel- und Kältemittelkreislauf (siehe Abbildung 4-3)
- Graphische Darstellung der Hydraulik-Kreisläufe
- Die gemessenen physikalischen Größen (Temperaturen, Drücke und Massenströme) werden an den jeweiligen Messstellen graphisch angezeigt.
- Die benötigten Effizienzkennzahlen COP, GUE und PER (siehe Kapitel 4.2.3), der spezifische Lösungsumlauf, die Konzentrationen (Kältemittel, „reiche“ und „arme“ Lösung), der spezifische Lösungsumlauf und die Wärmeströme einiger Komponenten
- Aufteilung der Massenströme für DEP, GAX und REC
- Diagramme für die zeitlichen Verläufe der Temperaturen [extern (Wärmequelle & -senke), intern (Kältemittel- und Lösungsmittelkreislauf) und „FlueHX 2“], Drücke, Volumenströme, Massenströme und Wärmeleistungen
- Regelung der Peripherie
- Darstellung des Lösungsfeldes im $\log p/(-1/T)$ – Diagramm
- Anzeige bei Über-/Unterschreitung von Sicherheitsgrenzwerten
- Graphische Darstellung des „FlueHX 2“ samt Temperaturen in den einzelnen Ebenen
- Aufzeichnung der Messdaten Speicherung in einer xls-Datei

Bei der Berechnung der NH_3 -Konzentration der „armen“ Lösung und des Kältemittels in LabView wurden entsprechende Funktionen auf der Grundlage linearer Regression verwendet, die in EES (2019) erstellt wurden. Diese Funktionen gelten nur für einen bestimmten Bereich der Zustandsgrößen Druck und Temperatur. Für die Berechnung ist es auch notwendig zu wissen, ob das Fluid einen gesättigten dampfförmigen Zustand ($q=1$) oder einen gesättigten flüssigen

Zustand aufweist ($q=0$) (siehe Gl. 4-1). Am Eintritt des CON wird gesättigter dampfförmiger Zustand angenommen.

$$x_{\text{ref}} = f(\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}, p_{\text{CON}}, T_{\text{ref,CON,in}}, q = 1) \quad \text{Gl. 4-1}$$

Die Darstellung der einzelnen Wärmeleistungen der in der GAWP eingebauten Komponenten, des Wärmesenken- und quellenkreislaufs beruhen auch auf Funktionen auf Basis linearer Regression aus EES (2019). Die spezifischen Enthalpien des Kältemittels, der „armen“ und „reichen“ Lösung werden als Funktion von Temperatur, Druck und Konzentration berechnet. Für die Sole und das Wasser werden Temperatur und Druck benötigt, um die spezifische Enthalpie zu berechnen.

Die Messsignale (in [mV]) aus den Modulen für die Temperaturmessung (NI 9213, NI 9217) werden im LabView (in [°C]) direkt angezeigt. Die übrigen Signale aus dem verbliebenden AI-Modul werden mittels einer linearen Funktion (Gl. 4-2) wegen des linearen Zusammenhangs des Messwerts (y) mit dem Ausgangssignal (x) im Messbereich dargestellt.

$$y = k \cdot x + d \quad \text{Gl. 4-2}$$

In Abbildung 4-5 ist der lineare Zusammenhang zwischen dem Messsignal und dem Messwert beispielhaft in einer Skizze dargestellt:

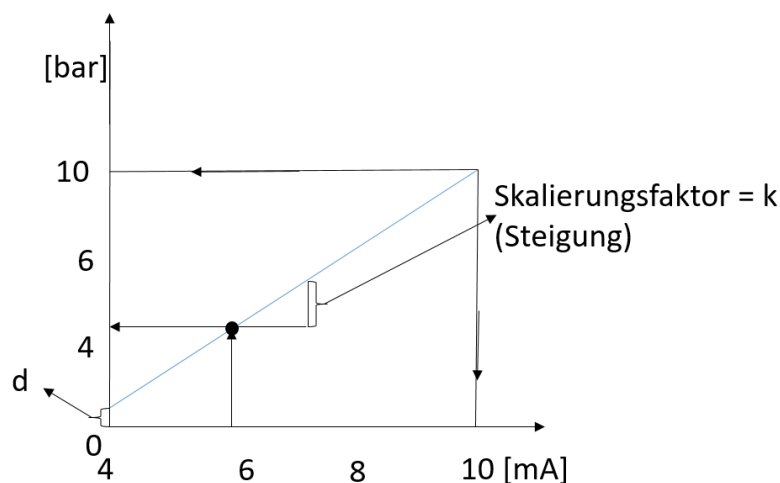


Abbildung 4-5: Linearer Zusammenhang zwischen Messsignal und Messwert

Dabei entspricht die Variable x dem Sensorsignal (z.B. 4...20 mA) und y der physikalischen Ausgabegröße (z.B. 0...10 bar). Der Wert für d kann für die Eingabe des Umgebungsdrucks herangenommen werden. Der Skalierungsfaktor k stellt die Steigung der Gerade in Abbildung 4-5 dar. Dieser Zusammenhang wird auch für die Kalibrierung der Signale aus den Modulen für die Temperaturmessung verwendet. Die statistische Methode der linearen Regression wird nicht für die exakte Auswertung von Leistungen, Kennzahlen und der Konzentrationen der einzelnen Kreisläufe herangenommen, sondern lediglich zur visuellen Darstellung im LabView.

4.2 Auswertung der Messdaten

Die Berechnung aller Leistungen, Kennzahlen und Konzentrationen werden im Programm EES (2019) durchgeführt. Dabei werden für die Auswertung von Größen des Arbeitsstoffpaars $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ die Stoffdaten aus den Zustandsgleichungen von Ibrahim & Klein (1993) verwendet.

Um möglichst genaue Berechnungen durchführen zu können, werden die Messdaten (Tabelle 4-1) im Rahmen der Aufzeichnung eines Messpunktes für mindestens 20 Minuten in einer xls-Datei im Sekundentakt gespeichert. Für die Auswertung in EES werden Mittelwerte in einem Zeitraum von 15 Minuten herangezogen. Es werden zwei zeitlich abgestimmte Dateien eines Messpunktes für die Auswertung im EES benötigt:

1. Aufzeichnung der Messwerte in LabView
2. Die kumulierte Erfassung des Gas-Volumenstroms (\dot{V}_{fuel}) mittels des Gaszählers

Anhand der eingelesenen Messdaten werden alle relevanten Leistungen und Kennzahlen berechnet. Die Ergebnisse werden im Diagram-Window in EES, wo das Schema der gesamten Anlage abgebildet ist, visuell dargestellt. Die Daten werden für die weitere Verwendung in eine xls-Datei exportiert, in der alle Ergebnisse der Auswertung in einer Zeile (entspricht dem Mittelwert über 15 min) dargestellt werden. Die Abbildung 4-6 zeigt die erwähnte visuelle Darstellung im Diagram-Window. Die für die Auswertung benötigten Kennzahlen (COP, GUE und PER) und Wärmeleistungen der Wärmequelle und -senke sind auf der linken Seite aufgelistet. Die Einstellungen für die jeweiligen Messpunkte und das Eingabefeld für das angefallene Kondensat in einem Zeitraum von 15 min sind in der linken oberen Hälfte des Diagram-Windows dargestellt. Die in der unteren Hälfte der Abbildung 4-6 dargestellten Ergebnisse der SO-Properties werden in Kapitel 4.2.1 und in Gl. 3-15 und Gl. 3-16 erläutert.

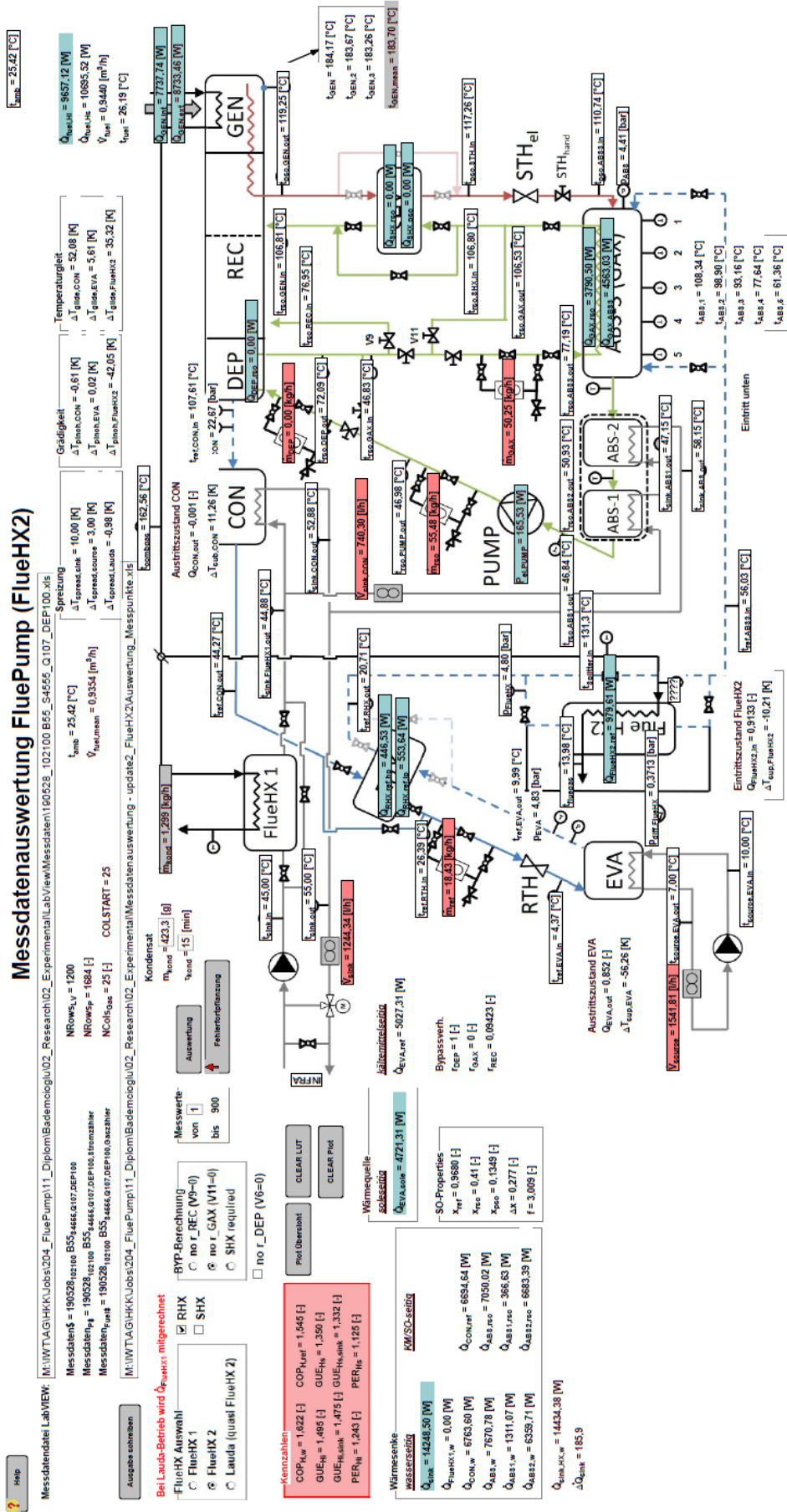


Abbildung 4-6: Auszug der Auswertung eines Messpunktes im Diagramm-Window

4.2.1 Konzentration des Arbeitsstoffpaares Ammoniak/Wasser

Im Kältemittel- und Lösungsmittelkreislauf der GAWP werden an bestimmten Punkten, an denen gesättigte Zustände angenommen werden können, die Konzentration des Kältemittels, der „reichen“ und der „armen“ Lösung berechnet. Der Massenanteil des Ammoniaks in der „armen“ Lösung wird am Generator bestimmt, wo eine siedende Flüssigkeit ($q=0$) bei der jeweiligen Generatorfußtemperatur angenommen werden kann. Die Temperatur des Generators wird durch einen arithmetischen Mittelwert der drei in Abbildung 3-4 um 120° versetzt in einer horizontalen Ebene angeordneten Anlegetemperaturfühler berechnet (Gl. 4-3). Dies entspricht nur einer angenommenen Temperatur des GEN, da es keine Temperaturmessung im GEN durchgeführt wird. Damit kann die Konzentration der „armen“ Lösung berechnet werden (Gl. 4-4).

$$t_{\text{GEN,mean}} = \frac{t_{\text{GEN,1}} + t_{\text{GEN,2}} + t_{\text{GEN,3}}}{3} \quad \text{Gl. 4-3}$$

$$x_{\text{pso}} = f(T = t_{\text{GEN,mean}}, p = p_{\text{CON}}, q = 0) \quad \text{Gl. 4-4}$$

Der Massenanteil des Ammoniaks im Kältemittelmassenstrom wird am günstigsten vor dem Eintritt des Kondensators (CON) bestimmt, da dort ein gesättigter Dampf ($q=1$) angenommen werden kann. Dieser Zustand ermöglicht die Berechnung nach Gl. 4-5.

$$x_{\text{ref}} = f(T = t_{\text{ref,CON,in}}, p = p_{\text{CON}}, q = 1) \quad \text{Gl. 4-5}$$

Der Massenanteil für die „reiche“ Lösung wird aus der Massenbilanz am Generator (GEN) in Gl. 4-6 und aus der Stoffbilanz des Ammoniaks gemäß Gl. 4-7 durch die Umformung auf Gl. 4-9 ermittelt. Die Auswertung der drei Konzentrationen (x_{pso} , x_{ref} und x_{rso}) ermöglicht es die Entgasungsbreite Δx in Gl. 3-15, welche die Differenz des NH_3 -Massenanteils der „reichen“ und „armen“ Lösung angibt, zu ermitteln. Der spezifische Lösungsumlauf kann nach Gl. 3-16 ermittelt werden, welcher die Tatsache beschreibt, welche Menge (in kg) „reicher“ Lösung umgewälzt werden muss, um 1 kg Ammoniak auszutreiben.

$$\dot{m}_{\text{rso}} - \dot{m}_{\text{ref}} - \dot{m}_{\text{pso}} = 0 \quad \text{Gl. 4-6}$$

$$\dot{m}_{\text{rso}} \cdot x_{\text{rso}} - \dot{m}_{\text{ref}} \cdot x_{\text{ref}} - \dot{m}_{\text{pso}} \cdot x_{\text{pso}} = 0 \quad \text{Gl. 4-7}$$

$$x_{\text{rso}} = \frac{(\dot{m}_{\text{rso}} - \dot{m}_{\text{ref}}) \cdot x_{\text{pso}} + \dot{m}_{\text{ref}} \cdot x_{\text{ref}}}{\dot{m}_{\text{pso}} + \dot{m}_{\text{ref}}} \quad \text{Gl. 4-8}$$

$$x_{\text{rso}} = x_{\text{pso}} + (x_{\text{ref}} - x_{\text{pso}}) \cdot \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{\dot{m}_{\text{rso}}} \quad \text{Gl. 4-9}$$

4.2.2 Wärmeleistungen der einzelnen Komponenten der GAWP

In den Kapiteln 3.2.1 und 3.2.2 wurden die Berechnungen der Wärmeleistungen der Wärmeübertrager im Wärmequellen- und Wärmesenkenkreislauf (Gl. 3-1 bis Gl. 3-6 bzw. Gl. 3-11 und Gl. 3-12) detailliert beschrieben. Dabei wurden die Volumenströme des Wasser- und Solekreislaufs und die Temperaturen vor und nach den in Wärmeübertragung befindlichen Komponenten herangezogen. Für die Berechnung der Wärmeströme innerhalb des Kältemittel- und Lösungsmittelkreislaufs (interne Wärmerückgewinnung) werden hingegen die Massenströme des Kältemittels, der „reichen“ und „armen“ Lösung und die Drücke in den beiden Kreisläufen verwendet. Die Enthalpie des Ammoniak/Wasser-Gemisches ist im Vergleich zu Wasser und Sole zusätzlich abhängig von der Konzentration der Lösung und dem Sättigungszustand (Gl. 4-10).

$$h_{\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}} = f(T, p, x) \quad \text{Gl. 4-10}$$

Gl. 4-10 wird mit Hilfe der Stoffdaten von Ibrahim & Klein (1993) mit EES (2019) berechnet. Im CON wird die Kondensationswärme des Kältemittels an den Wärmesenkenkreislauf übertragen und die Verdampfungsleistung des EVA wird vom Solekreislauf abgegeben. Die kältemittelseitige Berechnung dieser Wärmeleistungen ($\dot{Q}_{\text{CON,ref}}$ und $\dot{Q}_{\text{EVA,ref}}$) können nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik für den stationären Fließprozess berechnet werden (Gl. 4-11 und Gl. 4-12).

$$\dot{Q}_{\text{CON,ref}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_{\text{ref,CON,in}} - h_{\text{ref,CON,out}}) \quad \text{Gl. 4-11}$$

$$\dot{Q}_{\text{EVA,ref}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_{\text{ref,EVA,out}} - h_{\text{ref,EVA,in}}) \quad \text{Gl. 4-12}$$

Die Gl. 4-12 wird vollständigshalber dargestellt, da $h_{\text{ref,EVA,out}}$ wegen einer zwei phasigen Strömung nicht zuverlässig bestimmt werden kann. Für die Auswertungen wird $\dot{Q}_{\text{EVA,Sole}}$ (siehe Gl. 3-11) verwendet.

Der RHX dient zur weiteren Unterkühlung des flüssigen Ammoniaks und führt dazu, dass die spezifische Kälteleistung des Ammoniaks erhöht wird. Da dieser Wärmeübertrager die Wärme des flüssigen Kältemittels auf Hochdruck (p_{CON}) dem nicht vollständig verdampften Ammoniak im Niederdruck (p_{EVA}) abgibt, kann die Leistung des RHX auf zwei Arten mit dem selben Fluid berechnet werden. Es ist noch anzumerken, dass am Austritt des EVA eine zweiphasige Strömung durch die nicht vollständige Verdampfung vorliegt. Mit Gl. 4-13 wird die Wärmeleistung im hochdruckseitig (flüssiges Kältemittel) berechnet. Die niederdruckseitige Berechnung der Leistung des EVA nicht berechnet, da am Austritt des EVA ein zwei phasiges Gemisch vorliegt und dadurch die dortige Temperatur schwankt.

$$\dot{Q}_{\text{RHX,ref,hp}} = \dot{Q}_{\text{RHX,ref,lp}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_{\text{ref,CON,out}} - h_{\text{ref,RTH,in}}) \quad \text{Gl. 4-13}$$

Anschließend nimmt das Kältemittel die abgegebene Wärme des Abgases im „FlueHX 2“ auf, wenn dieser verwendet wird. Dort wird das Kältemittel durch den Temperaturanstieg weiter verdampft und die aufgenommene Wärmeleistung kann nach Gl. 4-14 berechnet werden.

$$\dot{Q}_{\text{FlueHX2,ref}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_{\text{ref,ABS-3,in}} - h_{\text{ref,RHX,out}}) \quad \text{Gl. 4-14}$$

Im Lösungsmittelkreislauf befindet sich der ABS-3, die wärmesenkengekühlten Absorber (ABS-1 und ABS-2), der DEP und der SHX. Die drei Absorber sind in Serie geschaltet und der Absorptionsprozess fängt im ABS-3, durch den Absorptionsbeginn des Kältemittels in der „armen“ Lösung an und endet am Austritt des ABS-1, welcher die Konzentration der „reichen“ Lösung schlussendlich definiert. Die Dephlegmatorleistung und der Wärmestrom des ABS-3 können über die Zustandsänderungen der „reichen“ Lösung (Gl. 4-15 und Gl. 4-16) ausgedrückt werden.

$$\dot{Q}_{\text{DEP}} = \dot{m}_{\text{rso}} \cdot (h_{\text{rso,DEP,out}} - h_{\text{rso,DEP,in}}) \quad \text{Gl. 4-15}$$

$$\dot{Q}_{\text{ABS-3,rso}} = \dot{m}_{\text{ABS-3}} \cdot (h_{\text{rso,ABS-3,out}} - h_{\text{rso,ABS-3,in}}) \quad \text{Gl. 4-16}$$

Es ist auch möglich die Absorptionswärme des ABS-3 über dessen Leistungsbilanz zu berechnen. Dabei wird die Enthalpie des Kältemittels, der „armen“ Lösung am Eintritt und die der „reichen“ Lösung am Austritt des Absorbers benötigt. (Gl. 4-17)

$$\dot{Q}_{\text{ABS-3,int}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot h_{\text{ref,ABS-3,in}} + \dot{m}_{\text{pso}} \cdot h_{\text{pso,ABS-3,in}} - \dot{m}_{\text{rso}} \cdot h_{\text{rso,ABS-3,out}} \quad \text{Gl. 4-17}$$

Für die Auswertung der Messungen wird der Wärmestrom des ABS-3 nach Gl. 4-16 ermittelt.

4.2.3 Kennzahlen im GAWP-Prozess

Zur Anlagenbeschreibung werden Kennzahlen benötigt, um Vergleiche aufstellen zu können. Im Rahmen der Versuchsdurchführung wurden folgende Kennzahlen ermittelt:

- Coefficient Of Performance (COP)
- Gas Utilization Efficiency (GUE)
- Primary Energy Ratio (PER)

Die Leistungszahl (COP) beschreibt das Verhältnis der Nutzleistung zur Antriebsleistung einer Wärmepumpe (Zetzsche, 2012). Die aus dem Prozess gewonnenen Leistungen setzen sich aus dem Kondensatorwärmestrom ($\dot{Q}_{\text{CON,w}}$) und den Wärmeleistungen der wärmesenkengekühlten Absorber ($\dot{Q}_{\text{ABS-1,w}}$ und $\dot{Q}_{\text{ABS-2,w}}$) zusammen. Der GAWP werden die Generatorleistung (\dot{Q}_{GEN}) und die Leistung der Membranpumpe ($P_{\text{el,PUMP}}$) zugeführt. Da die elektrische Antriebsleistung ($P_{\text{el,PUMP}}$) der Pumpe zu 100 % aus Exergie besteht, kann diese für die Bilanzierung in den Wärmeströmen herangezogen werden. Die Berechnungen für die Leistungszahl werden in Gl. 4-18 und Gl. 4-19 dargestellt.

$$\text{COP} = \frac{\text{Nutzleistung}}{\text{Antriebsleistung}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ABS-1,w}} + \dot{Q}_{\text{ABS-2,w}} + \dot{Q}_{\text{CON,w}}}{\dot{Q}_{\text{GEN}} + P_{\text{el,PUMP}}} \quad \text{Gl. 4-18}$$

$$\dot{Q}_{\text{GEN}} = \dot{Q}_{\text{ABS-1,w}} + \dot{Q}_{\text{ABS-2,w}} + \dot{Q}_{\text{CON,w}} - \dot{Q}_{\text{EVA,Sole}} - \dot{Q}_{\text{FlueHX2,ref}} \quad \text{Gl. 4-19}$$

In Abbildung 4-7 sind die Wärmeleistungen an der Systemgrenze für die gesamte GAWP dargestellt.

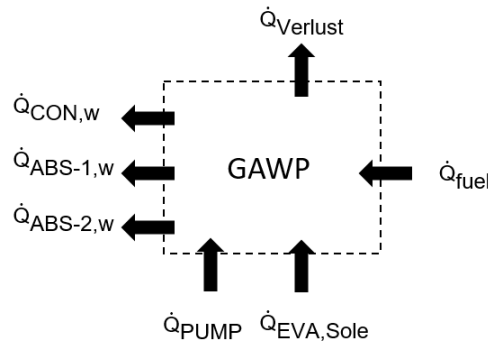


Abbildung 4-7: Energiebilanz der gesamten GAWP

Die Leistungsbilanz der GAWP mit den in Abbildung 4-7 dargestellten Leistungen wird in Gl. 4-20 dargestellt:

$$\dot{Q}_{\text{fuel}} = \dot{Q}_{\text{ABS-1,w}} + \dot{Q}_{\text{ABS-2,w}} + \dot{Q}_{\text{CON,w}} - \dot{Q}_{\text{EVA,Sole}} - \dot{Q}_{\text{PUMP}} - \dot{Q}_{\text{Verlust}} \quad \text{Gl. 4-20}$$

Absorptionswärmepumpen können mit unterschiedlichen Energieträgern betrieben werden und dadurch ergeben sich verschiedene Bewertungsgrundlagen. Die gegenständliche Anlage wird mit Erdgas befeuert und darum eignet sich die Gas Utilization Efficiency (GUE), gemäß DIN EN 12309-4: 2012. Dabei wird ein Verhältnis zwischen der an das Heizungswasser effektiv abgegebenen Wärme und der tatsächlichen „Wärmebelastung“ gebildet. Die Wärmeleistung an den Wärmesenkenkreislauf wurde im Kapitel 3.2.1 in der Variable $\dot{Q}_{\text{sink,w}}$ zusammengefasst. Dabei werden Wärmeverluste mitberücksichtigt und Gl. 3-6 verwendet. Die Kennzahl GUE wird mit dem Brennwert (H_s) berechnet (Gl. 4-21). Um einen Vergleich zu herkömmlichen Brennwertkesseln aufstellen zu können, wird zusätzlich der GUE-Wert bezogen auf den Heizwert (H_i) berechnet (Gl. 4-22).

$$\text{GUE}_{H_s,\text{sink}} = \frac{\text{eff. Heizleistung}}{\text{Wärmebelastung}} = \frac{\dot{Q}_{\text{sink,w}}}{\dot{Q}_{\text{fuel},H_s}} \quad \text{Gl. 4-21}$$

$$\text{GUE}_{H_i,\text{sink}} = \frac{\dot{Q}_{\text{sink,w}}}{\dot{Q}_{\text{fuel},H_i}} \quad \text{Gl. 4-22}$$

$$\dot{Q}_{\text{fuel},H_s} = \dot{V}_{\text{fuel}} \cdot H_s \quad \text{Gl. 4-23}$$

$$\dot{Q}_{\text{fuel},H_i} = \dot{V}_{\text{fuel}} \cdot H_i \quad \text{Gl. 4-24}$$

Die aktuellen Werte für den Heizwert und den Brennwert wurden von der Energie Steiermark AG (2019) bereitgestellt. Die Wärmebelastungen können mit den Daten des Energieversorgers berechnet werden (Gl. 4-23 und Gl. 4-24).

Der Primärenergetische Nutzungsgrad (PER) wird für den Vergleich der Versuchsanlage mit anderen Wärmeerzeugern verwendet. Diese Kennzahl definiert das Verhältnis zwischen der effektiven Heizleistung, die an den Wärmesenkenkreislauf abgegeben wird und dem Primärenergiebedarf (PEB) (siehe Gl. 4-25). Im Nenner sind die Leistungen $P_{el,PUMP}$ und $\dot{Q}_{fuel,Hi}$ mit den Konversationsfaktoren (f_{PE}) bewertet, welche aus der OIB-Richtlinie 6 (OIB, 2015) abhängig vom Energieträger angenommen werden können. Für den Stromverbrauch der Membranpumpe wird der Faktor $f_{PE,el} = 1,91$ (OIB, 2015) für den Strom-Mix in Österreich verwendet und für den Energieträger Erdgas beträgt der Konversationsfaktor $f_{PE,ng} = 1,17$ (OIB, 2015).

$$PER = \frac{\dot{Q}_{sink,w}}{f_{PE,el} \cdot P_{el,PUMP} + f_{PE,ng} \cdot \dot{Q}_{fuel,Hi}} \quad \text{Gl. 4-25}$$

4.2.4 Messunsicherheitsanalyse der Messkette

Die Messsignale der unterschiedlichen Messgeräte werden für die Auswertung in physikalische Größen umgerechnet. Die dabei entstehenden Fehlerquellen müssen berücksichtigt werden. Die systematischen Fehler der Messgeräte wurden durch die Kalibrierung bereits korrigiert. Weitere Details zur Messunsicherheitsanalyse liefert die Masterarbeit von Kitzinger (2018).

In Tabelle 4-3 sind die relativen Fehlergrenzen der Sensoren und der NI-Module aufgelistet.

Tabelle 4-3: Fehlergrenzen von NI-Modulen und Sensoren

AI-Modul (NI 9208) ¹	Verstärkungsfehler: $\pm 0,76$ % v. Signal Offsetfehler: $\pm 0,04$ % FS (22 mA)
TC-Modul (NI 9213) ²	$\pm 0,9$ K
Coriolis – Durchflussmessgeräte	$\pm 0,8$ % v. Messwert (Kalibrierprotokoll)
MID - Durchflussmessgeräte	± 8 l/h (Kalibrierprotokoll)
El. Leistungsmessgerät ³	$\pm 0,3$ % v. Messwert
Differenzdrucksensor ⁴	$\pm 0,1$ % FS (20 mA)
Relativdrucksensoren ⁵	$\pm 0,2$ % FS (20 mA)
Gaszähler ⁶	± 3 % v. Messwert (0,04...0,6 m ³ /h) $\pm 1,5$ % v. Messwert (0,6...6 m ³ /h)
Pt 100 - Temperaturfühler	$\pm 0,05$ K (Kalibrierprotokoll)
Thermoelemente ⁷	$\pm 1,5$ K

FS...Full Scale

¹ (National Instruments, 2016a), ² (National Instruments, 2016b), ³ (Christ Elektronik, 2014),

⁴ (BD SENSORS, 2013), ⁵ (PMR HandelsgmbH, 2018), ⁶ (Diehl Metering GmbH, 2017),

⁷ (PMR HandelsgmbH, 2017)

5 DARSTELLUNG UND INTERPRETATION DER MESSERGEBNISSE

In diesem Kapitel wird zunächst der Aufbau der Messmatrix erläutert. Anschließend wird der Einfluss einiger Komponenten auf die Kältemittelkonzentration beschrieben und die Messwerte der GAWP mit dem kältemittelgekühlten und dem wärmesenkengekühlten Abgaswärmeübertrager verglichen. Der Einfluss des Druckverlustes des „FlueHX 2“ und die daraus resultierenden Auswirkungen werden im Detail erklärt. Die Vergleiche der Leistungen einiger Komponenten und die Gegenüberstellung der GUE-Werte in Voll- und Teillast schließen das Kapitel 5 ab.

5.1 Aufbau der Messmatrix

Die große Anzahl an Messpunkten mit den unterschiedlichen Konfigurationen führen zu einer umfangreichen Messmatrix. In dieser werden die Messpunkte in die dafür benötigten Brennerleistungen, Vorlauf- und Rücklauftemperaturen des Wärmesenken- und Wärmequellenkreislafs unterteilt. Zusätzlich werden die Einstellungen der Komponenten, wie Dephlegmator (DEP), Rektifikationskolonne (REC) und der Kältemittelwärmeübertrager (RHX) aufgelistet. Die vollständige Messmatrix ist in Tabelle 5-1 dargestellt. Das Bypass-Verhältnis für den ABS-3 mit $r_{\text{ABS-3}}$ bildet die Einstellungen der Nadelventile V_{11} und V_{12} ab, deren Position im Schema der GAWP in Abbildung 3-4 zu finden ist. Im Rahmen dieser Masterarbeit blieb V_{11} zu. Das Nadelventil V_{10} wurde für alle Betriebspunkte auf zehn Umdrehungen eingestellt. Das Kältemittel strömt bei vollständig offenem K_{16} in den ABS-3 und K_{17} ist geschlossen. Für die REC und den DEP sind in Tabelle 5-1 wiederum Angaben der Umdrehungen für die Nadelventile V_9 (r_{REC}) und für V_6 (r_{DEP}) angegeben.

Tabelle 5-1: Gliederung der Messmatrix (Kitzinger, 2018)

B	0,5	Gasvolumenstrom [m³/h]		S30/35	
	0,75			S45/55	
	1,0			S30/35, S45/55	
S	30/35	Wärmesenken ein/- austrittstemperatur [°C]			
	45/55				
Q	10/7	Wärmequellenein/- austrittstemperatur [°C]			
	-5/-8				
rREC	TU	r_{REC}		$V_9 = 1,25 / V_{10} = 9,25$ $V_9 = 0 / V_{10} = 9,25$	
	0				
rDEP	0	r_{DEP} [%]		mit DEP ohne DEP	
	100				
RHX	0	RHX		ohne mit	
	1				
	„FlueHX 1“	Auswahl Abgaswärmeübertrager			
	„FlueHX 2“				

Die Bezeichnung eines Messpunktes aus der Messmatrix wird anhand eines Beispiels erläutert:

B1.0_S45/55_Q-5/-8_rDEP100_rREC0_RHX1_FlueHX2

- B: Der Gasverbrauch wurde auf 1 m³/h eingestellt.
- S: Die Eintrittstemperatur des Wärmesenkenkreislaufts beträgt 45 °C und die Austrittstemperatur 55 °C.
- Q: Wärmequelleneintrittstemperatur beträgt -5 °C, die Wärmequellenaustrittstemperatur beträgt -8 °C
- r_{DEP}: 100 % Bypass-Verhältnis am DEP (V₅ = 0 und V₆ = 9,25): Das bedeutet, dass der DEP nicht verwendet wird.
- r_{REC}: Das Nadelventil V₉ vor der REC ist vollständig geschlossen (V₉ = 0): Kein Rücklauf in den Verstärkungsteil des REC.
- RHX: Der RHX wird verwendet.
- FlueHX: Das Abgas aus dem GEN wird durch den „FlueHX 2“ geführt.

Laut dem Hersteller (E-SORP GmbH) beträgt die Nenn-Heizleistung im Auslegungspunkt (Q10/7 und S30/35) 18 kW. Die Brennerleistung des GEN wird über Luftzufuhr in das Gebläse durch die Gebläsedrehzahl eingestellt. In der FluePump-Weboberfläche (Abbildung 5-1) kann die Gebläsedrehzahl durch einen prozentuellen Wert erhöht oder gesenkt werden.

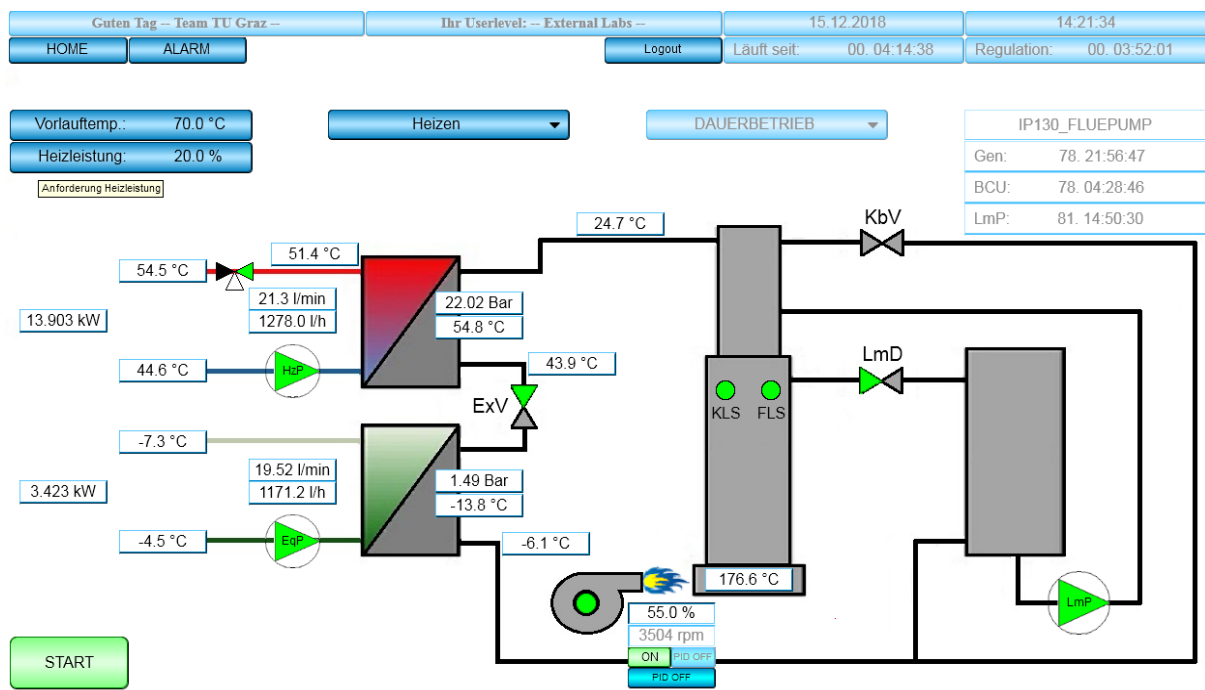


Abbildung 5-1: FluePump-Weboberfläche

Beim Erhöhen wird durch die gestiegene Drehzahl mehr Luft in den Brenner befördert. Damit das eingestellte Luftverhältnis ($\lambda \approx 1,3$) eingehalten werden kann, wird die Gaszufuhr erhöht und dadurch steigt die Brennerleistung an.

Die Temperaturdifferenz zwischen der Wärmesenken-Austritts- und der Wärmequellen-Eintrittstemperatur wird als Temperaturhub bezeichnet und in diesem Kapitel im Zuge der Messauswertungen verwendet. In der Masterarbeit von Kitinger (2018) wurde für die Inbetriebnahme der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten GAWP für den geringen

Temperaturhub (S30/35, Q10/7) eine Brennerleistung von 18 kW mit einem Gasverbrauch von ca. 1 m³/h eingestellt, die eine Gebläsedrehzahl von ca. 3.500 U/min entspricht (55 % in der FluePump-Web Oberfläche). Bei höherem Temperaturhub (S45/55, Q-5/-8) bleibt bei den Versuchen die Brennerleistung gleich, aber die Wärmesenkenleistung ändert sich. Eine Steigerung der Brennerleistung führte zu einer Hochdruckabschaltung (bei 24 bar Absolutdruck) und daher wurde die zuvor eingestellte Brennerleistung (Gebläsedrehzahl von 55 %) auch für diesen Temperaturhub angewendet.

Der überwiegende Teil der Messpunkte wurde in Anlehnung an die Norm DIN EN 12309-3: 2012 durchgeführt. Dabei wurden entsprechende Spreizungen für den Wärmesenkenkreislauf (10 K und 5 K) und für den Wärmequellenkreislauf (3 K) ausgewählt. Der Gasverbrauch von ca. 1 m³/h entspricht der Volllast der GAWP und für die Messpunkte in Teillast wurden 0,75 m³/h Gasverbrauch (entspricht 45 % der Gebläsedrehzahl) für den hohen Temperaturhub („S45/55 - Q-5/-8 und 10/7“) und 0,5 m³/h (entspricht 35 % der Gebläsedrehzahl) für den geringen Temperaturhub („S30/35 - Q-5/-8 und 10/7“) eingestellt.

In Tabelle 5-2 ist die Messmatrix für die Ermittlung des $SGUE_{Hs}^{sim-annual}(T_{Meteonorm,Graz})$ -Wertes (für Erläuterung siehe Kapitel 6.2) nach DIN EN 12309-6: 2012 dargestellt. Die Betriebspunkte wurden anhand der Randbedingungen in Tabelle 6-2 (in Kapitel 6.2) eingestellt. Dabei war es notwendig, die geforderten Teillastverhältnisse mit geringen Abweichungen der Heizleistung mit der GAWP zu realisieren. Es ergaben sich für „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ unterschiedliche Gebläsedrehzahlen, um die in Tabelle 6-2 erfordernten Teillastverhältnisse realisieren zu können.

Tabelle 5-2: Messmatrix für die Validierung der simulierten Messpunkte nach $SGUE_{Hs}^{sim-annual}(T_{Meteonorm,Graz})$, (Kapitel 6.2)

B	1,4	Gasvolumenstrom [m³/h]		
	1,3			
	1,2			
	1,1			
	1,0			
	0,7			
	0,6			
	0,5			
	0,4			
	0,2			
S	45/55	Wärmesenkenein/- austrittstemperatur [°C]		
Q	9/6	Wärmequellenein/- austrittstemperatur [°C]		
	4/1			
	0/-3			
	-1/-4			
	-10/-13			
	-13/-16			

Fortsetzung Tabelle 5-2:

rREC	TU	rREC		TU-Standard $V_9 = 1,25$ $V_9 = 0$
	0			
rDEP	100	rDEP [%]		ohne DEP
	RHX	1	RHX	mit
	„FlueHX 1“	Auswahl		
	„FlueHX 2“	Abgaswärmeübertrager		

5.2 Einfluss von Rektifikationskolonne und Dephlegmator auf die Kältemittelkonzentration

Der DEP und die REC haben einen wesentlichen Einfluss auf die Konzentration des Ammoniaks im Kältemittel. Im lösungsmittelgeköhlten DEP findet eine Teil-Kondensation (vorwiegend Wasserdampf) durch Kühlung des Kältemitteldampfes statt, wodurch die NH_3 -Konzentration (x_{ref}) steigt. Das Kondensat fließt in die darunterliegende REC und trägt durch den Wärme- und Stoffaustausch mit dem aufsteigenden Dampf zur Gegenstromdestillation bei. Die „reiche“ Lösung strömt nach einer Abzweigung (Bypass) vor dem DEP in den ABS-3, wo sie die Wärme des Absorbers aufnimmt (Kreislauf abgebildet mit grüner Linie in Abbildung 3-4). Der Massenstrom der „reichen“ Lösung, welcher über den Bypass in den Verstärkungsteil der REC strömt, kann mit dem Nadelventil V_9 eingestellt werden. Dieser Bypass-Massenstrom kühlt den aufsteigenden Dampf im Verstärkungsteil, wodurch ein Teil des Dampfes kondensiert (überwiegend Wasserdampf) und die Kältemittelkonzentration vor dem DEP erhöht wird. Die dabei messtechnisch ermittelten Kältemittelkonzentrationen sind in Abbildung 5-2 dargestellt.

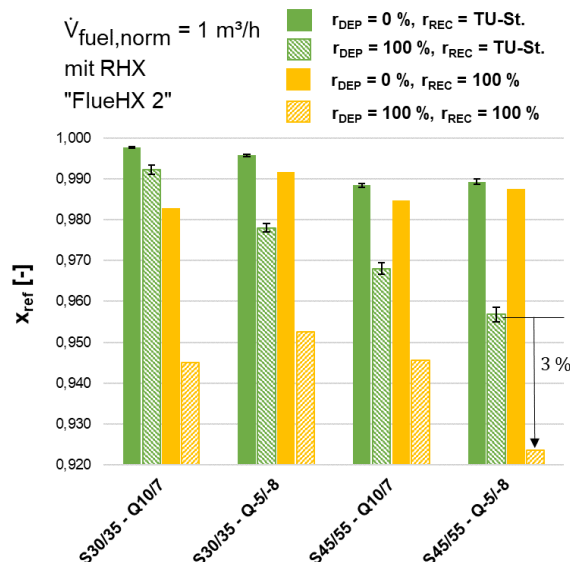


Abbildung 5-2: Kältemittelkonzentrationen mit „FlueHX 2“ bei unterschiedlichen Temperaturhüben mit und ohne DEP und unterschiedlichem Bypass-Verhältnis am Zulauf zur REC

In Abbildung 5-2 sind die Kältemittelkonzentrationen bei den Messpunkten mit einem Gasverbrauch von $1 \text{ m}^3/\text{h}$ und jeweils mit r_{REC} -TU Standard und vollständigem Bypass an der REC ($V_9 = 0$) dargestellt. Die Kältemittelkonzentrationen (x_{ref}) ergeben sich durch die Bypass-

Verhältnisse am DEP (r_{DEP}) und an der REC (r_{REC}). Die Regelung der GAWP zielt unter anderem darauf ab, dass im CON eine Unterkühlung des Kältemittels erreicht wird, da es keinen Hochdrucksammler gibt. Die Kältemittelkonzentration wird durch den Hochdruck (p_{CON}) am Eintritt des CON und die dortige Temperatur des Kältemitteldampfes bestimmt, wobei dort ein gesättigter Dampf angenommen wird. Die Eintrittstemperatur des Wärmesenkenkreislafs bestimmt den Hochdruck und kühlt den CON. Die Regelung der GAWP versucht den Hochdruck konstant zu halten (mit RTH), um jene Sättigungstemperatur zu halten, bei der die Temperatur des flüssigen Kältemittels immer über der Wärmesenken-Eintrittstemperatur liegt.

Generell steigen die Kältemittelkonzentrationen bei sinkenden Wärmesenkentemperaturen, da mehr Wasserdampf aus dem Kältemittel im DEP und in der REC kondensiert (Abbildung 5-2). Dieser Umstand wird durch die lösungsmittelseitige Temperatur am Austritt des ABS-1, die sich durch eine Grädigkeit von ca. 5 K zur Wärmesenke ergibt, wesentlich beeinflusst. Bei niedrigeren Wärmesenkenkreislauf-Temperaturen strömt die „reiche“ Lösung mit geringerer Temperatur in den DEP, wodurch mehr Wasserdampf kondensiert und die Kältemittelkonzentration erhöht wird. Geringere Wärmesenken-Temperaturen führen zwangsläufig zu niedrigeren Temperaturen der „reichen“ Lösung am Austritt des ABS-1. Die Gegenstromdestillation in der REC erhöht sich zusätzlich beim Zulauf der „reichen“ Lösung mit geringerer Temperatur in den REC. In Abbildung 5-2 ist gut zu erkennen, dass der DEP bei geringen Temperaturhuben einen kleineren Beitrag zur Erhöhung der Kältemittelkonzentration leistet als bei großen Temperaturhuben. Dies bedeutet, dass dabei ein größerer Teil der Kondensation des Kältemitteldampfes durch Wärme- und Stoffübertragung in der REC stattfindet. Die höchste Kältemittelreinheit ergibt sich beim Temperaturhub „S30/35 – Q10/7“ mit 0,998 bei $r_{\text{DEP}} = 0 \%$ und $r_{\text{REC}} = \text{TU-St.}$ (Abbildung 5-2).

Die prozentuell größte Senkung der Kältemittelkonzentration beträgt 3 % beim Vergleich zwischen den Wärmesenkenkreislauf-Temperaturen von 30 °C/35 °C und 45 °C/55 °C bei hohen Temperaturhuben mit den Wärmequellentemperaturen von -5 °C am Eintritt bzw. -8 °C am Austritt (soleseitig) des EVA, bei $r_{\text{DEP}} = 100 \%$. In der folgenden Abbildung 5-3 ist die lösungsmittelseitige Wärmeleistung ($\dot{Q}_{\text{DEP},\text{rso}}$) des DEP in Abhängigkeit der unterschiedlichen Temperaturhübe dargestellt.

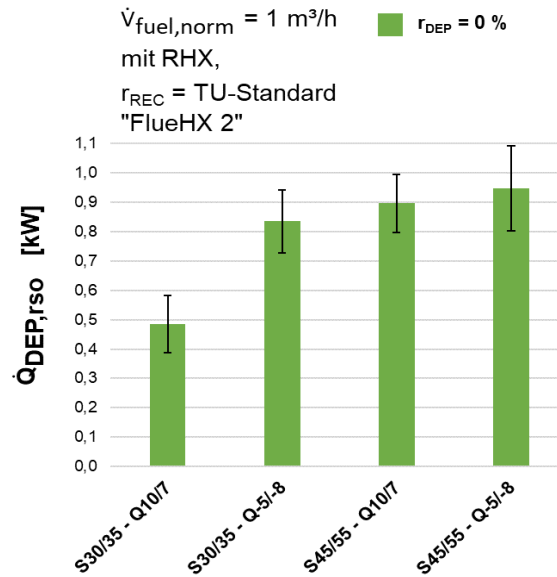


Abbildung 5-3: Wärmeleistung des DEP bei unterschiedlichen Temperaturhuben

Wie schon erwähnt, weist der DEP beim kleinsten Temperaturhub („S30/35 - Q10/7“) die geringste Wärmeleistung (0,48 kW) auf, die bei Erhöhung des Temperaturhubes steigt. Dem gegenüber sinkt der Beitrag der REC zur Erhöhung der Kältemittelkonzentration bei einem höheren Temperaturhub, da die Kältemittelkonzentration bei der Verwendung des DEP ($r_{\text{DEP}} = 0 \%$) stagniert bzw. leicht sinkt (Abbildung 5-2). Beim größeren Temperaturhub steigt der relative Lösungsumlauf (f), der in Kapitel 5.5 erläutert und in Abbildung 5-23 dargestellt ist, wodurch der Massenstrom der „reichen“ Lösung (\dot{m}_{rs0}) steigt und damit auch die Wärmeübertragung vom DEP auf die „reichen“ Lösung.

5.3 Kältemittelkonzentration bei Betrieb mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“

Im Rahmen dieser Masterarbeit wurden alle relevanten Vorgänge der GAWP mit dem Betrieb des „FlueHX 1“ und des „FlueHX 2“ miteinander verglichen. In Abbildung 5-4 ist der Bypass-Massenstrom der „reichen“ Lösung in den Verstärkungsteil der REC ($\dot{m}_{\text{rs0,REC}}$) bei unterschiedlichen Betriebspunkten durch das Verwenden von „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ dargestellt. Dieser Massenstrom ist die rechnerische Differenz aus den durch Coriolis-Messgeräte gemessenen Massenströmen \dot{m}_{rs0} und $\dot{m}_{\text{ABS-3}}$. Es ist zu erkennen, dass vor allem beim Temperaturhub „S45/55 – Q-5/-8“ die Massenströme voneinander abweichen (Abbildung 5-4), obwohl die Kältemittelkonzentrationen und der Massenstrom ($\dot{m}_{\text{ABS-3}}$) in den lösungsmittelgekühlten Absorber (ABS-3) kaum Abweichungen aufweisen (Abbildung 5-5). Die Messunsicherheiten des $\dot{m}_{\text{rs0,REC}}$ sind absolut und relativ größer als bei $\dot{m}_{\text{ABS-3}}$ (Abbildung 5-4 vs. Abbildung 5-5), wodurch der $\dot{m}_{\text{rs0,REC}}$ in Abbildung 5-4 größeren Schwankungen ausgesetzt ist.

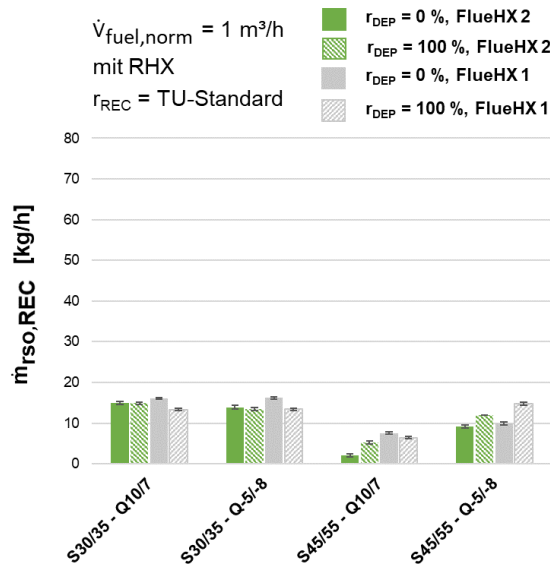


Abbildung 5-4: Vergleich der Bypass-Massenströme der „reichen“ Lösung in die REC zwischen „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhuben mit und ohne DEP

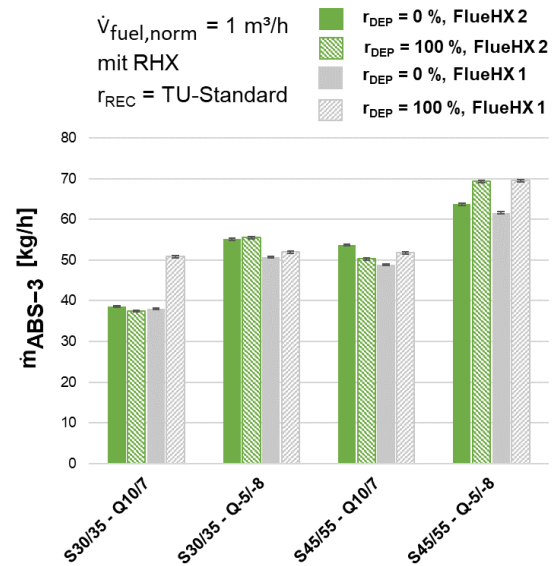


Abbildung 5-5: Vergleich der Massenströme der „reichen“ Lösung in den Generator zwischen „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhuben mit und ohne DEP

Der Massenstrom $\dot{m}_{rso,REC}$ wird durch die Einstellung des Ventils V_9 beeinflusst.

5.4 Der Einfluss des Druckverlustes im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager „FlueHX 2“

Die unzähligen Krümmungen (Abbildung 3-16) der Kältemittelleitung im „FlueHX 2“ führen zu einem kältemittelseitigen Druckverlust im Betrieb. Dadurch stellt sich ein höherer Niederdruck (p_{EVA}) ein. Die GAWP versucht den ursprünglichen Niederdruck einzuhalten, indem der Massenstrom des Kältemittels (\dot{m}_{ref}) gesenkt wird beziehungsweise der Massenstrom der „armen“ Lösung (\dot{m}_{pso}) über die STH erhöht wird, wodurch die Leistung des EVA sinkt. In Abbildung 5-6 und Abbildung 5-7 ist der kältemittelseitige Druckverlust im „FlueHX 2“ bei den entsprechenden Temperaturhuben, bei Voll- und Teillast und mit unterschiedlichen Bypass-Verhältnissen am DEP und am RHX dargestellt.

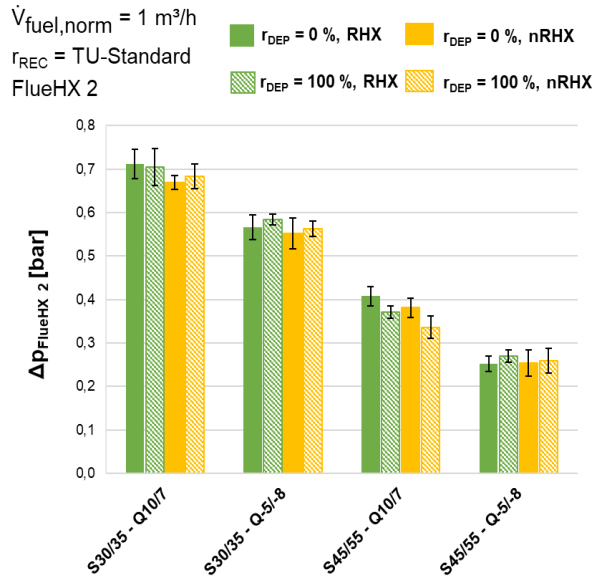


Abbildung 5-6: Kältemittelseitiger Druckverlust des „FlueHX 2“ (Vollast) bei verschiedenen Temperaturhuben mit und ohne DEP und zu- bzw. weggeschaltetem RHX

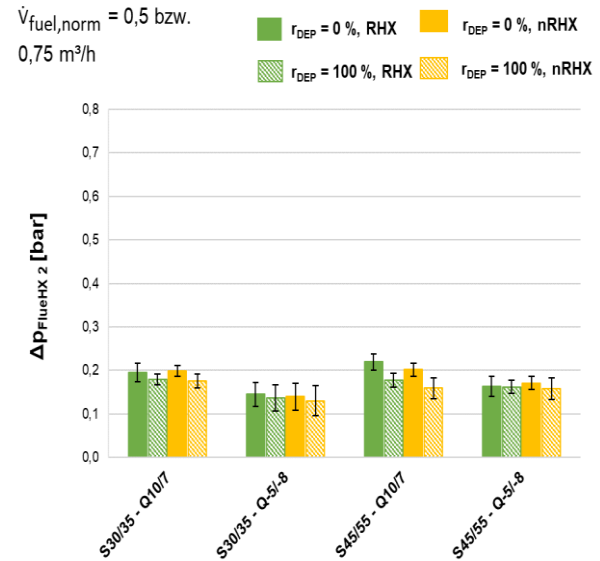


Abbildung 5-7: Kältemittelseitiger Druckverlust des „FlueHX 2“ (Teillast) bei verschiedenen Temperaturhuben mit und ohne DEP und zu- bzw. weggeschaltetem RHX

Der Druckverlust am „FlueHX 2“ sinkt bei Vollast deutlich bei einem höheren Temperaturhub, während im Teillast der Druckverlust nur gering sinkt (Abbildung 5-6 und Abbildung 5-7). Der höchste Druckverlust von 0,7 bar entsteht beim geringsten Temperaturhub („S30/35 – Q10/7“) und beträgt 14,7 % des Niederdrucks ($p_{\text{EVA}} = 4,9 \text{ bar}$). Die Regelung der GAWP misst den Niederdruck am Austritt des EVA und berechnet zunächst die Verdampfungstemperatur des reinen Ammoniaks. Aus der Differenz der Kältemiteleintritts- und Verdampfungstemperatur (reines NH_3) folgt ein Temperaturgleit, der einen wesentlichen Aspekt der Regelung darstellt. Der RHX beeinflusst den Zustand des Kältemittels vor dem EVA durch Unterkühlung maßgeblich, wodurch der Dampfgehalt am Eintritt in den EVA sinkt und die spezifische Verdampfungsenthalpie erhöht wird. Durch das Vorhandensein des Temperaturgleits, kann keine vollständige Verdampfung erfolgen. Bei sinkender Eintrittstemperatur der Wärmequelle ($t_{\text{source,EVA,in}}$) wird die Öffnungszeit der Kältemitteldrossel (RTH) verkürzt, um den Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{ref}) zu reduzieren, wodurch der Niederdruck (p_{EVA}) sinkt. Das Kältemittel tritt durch den sinkenden Niederdruck mit einer niedrigeren Temperatur ein. Durch die Reduzierung des Niederdrucks, bedingt durch die Verringerung des Kältemittelmassenstroms sinkt der Druckverlust ($p_{\text{diff,FlueHX2}}$) im „FlueHX 2“ (vergleiche S30/35 mit S45/55 in Abbildung 5-6).

Um dem Anstieg des Niederdrucks durch den Druckverlust im „FlueHX 2“ entgegen zu steuern, verringert die Regelung der GAWP den Massenstrom des Kältemittels (\dot{m}_{ref}) durch verkürzte Öffnungszeiten der RTH, um die gewünschte Temperatur für den Eintritt der Verdampfung, bedingt durch die Eintritts- und Austrittstemperaturen des Sole-Kreislaufs ($t_{\text{source,EVA,in}}$ und $t_{\text{source,EVA,out}}$) im EVA, zu gewährleisten. Die Reduktion des Kältemittelmassenstroms wird durch die verkürzte Öffnungszeit der Kältemitteldrossel (RTH) realisiert. Dabei entstehen bei geringen Temperaturhuben erhebliche Differenzen zwischen den Massenströmen \dot{m}_{ref} mit „FlueHX 1“ und \dot{m}_{ref} mit „FlueHX 2“ (Abbildung 5-8). Der verminderte Massenstrom des Kältemittels verringert auch die wärmequellenseitige Leistung im EVA ($\dot{Q}_{\text{EVA,Sole}}$), die in Abbildung 5-9 dargestellt ist.

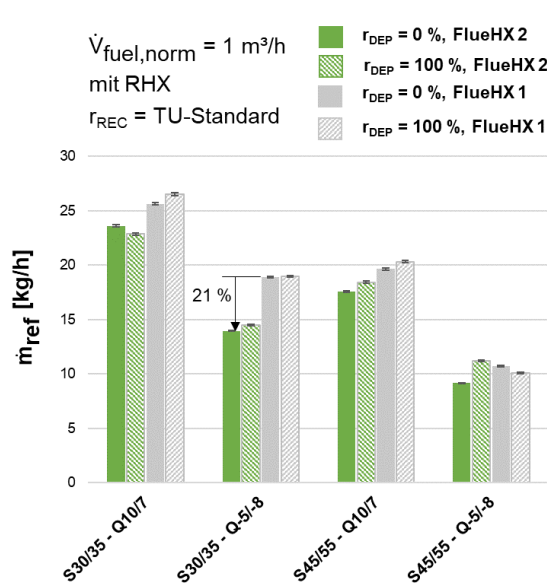


Abbildung 5-8: Kältemittelmassenströme mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhuben mit und ohne DEP und mit RHX bei Vollast

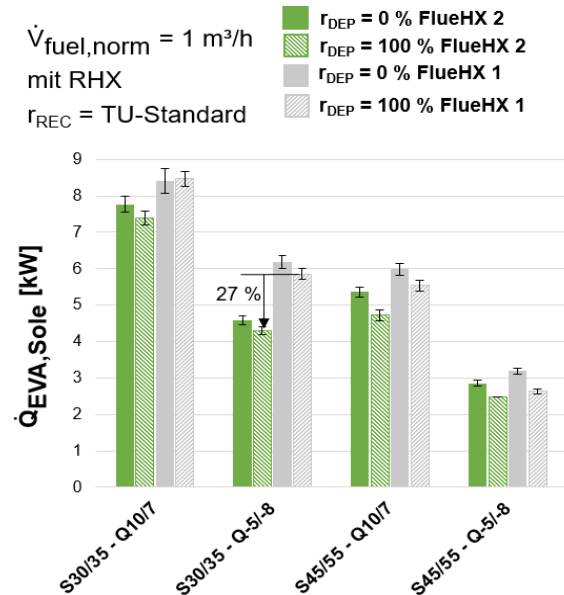


Abbildung 5-9: Wärmequellenseitige Leistung des EVA mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhuben mit und ohne DEP und mit RHX bei Vollast

Es stellen sich bei Betriebspunkten mit „FlueHX 2“ immer geringere Verdampferleistungen im EVA ein. Während beim geringsten Temperaturhub („S30/35 – Q10/7“) die Unterschiede in der Verdampferleistung in Abbildung 5-9 (wärmequellenseitig) durch die Höhe der Kältemittelmassenströme (siehe Abbildung 5-8) wiedergegeben wird, stimmen die Verhältnisse der Massenströme des unreineren Kältemittels (schraffierte Balken) mit den Leistungen im EVA bei den übrigen Temperaturhuben nicht überein. Der Massenanteil des Ammoniaks sinkt beim unreineren Kältemittel und dadurch tritt das Kältemittel mit einem geringeren Dampfgehalt aus dem EVA aus, als im Fall des dazu geschalteten DEP. Dieser Umstand kann durch den erhöhten Massenstrom des Kältemittels nicht vollständig kompensiert werden (Abbildung 5-8 vs. Abbildung 5-9). Die wärmequellenseitige Wärmeleistung des EVA mit „FlueHX 2“ sinkt beim Vergleich der Messpunkte mit „FlueHX 1“ beim Temperaturhub „S30/35 – Q5/-8“ ohne DEP von 5,85 kW auf 4,3 kW, d.h. um 27 % und stellt den höchsten Rückgang dar (Abbildung 5-9). Dabei sinkt \dot{m}_{ref} von ca. 19 kg/h (mit „FlueHX 1“) auf ca. 15 kg/h (mit „FlueHX 2“), was einen Rückgang von 21 % entspricht.

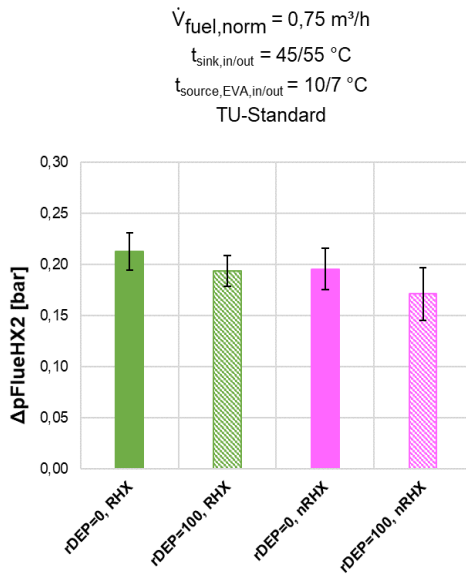


Abbildung 5-10: Kältemittelseitiger Druckverlust des „FlueHX 2“ bei Teillast

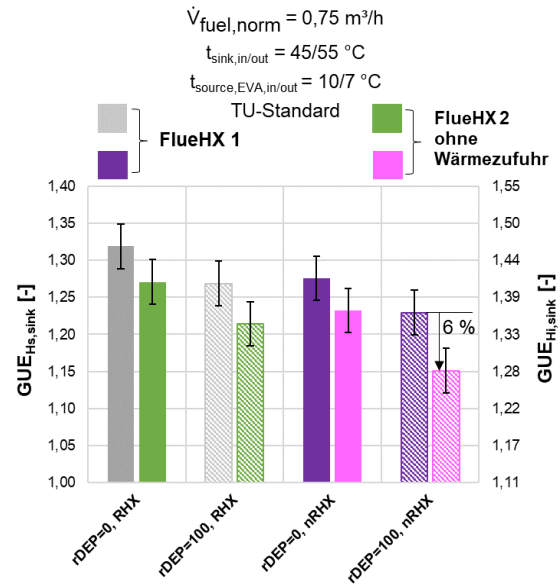


Abbildung 5-11: Abnahme des GUE-Wertes durch den kältemittelseitigen Druckverlust des „FlueHX 2“ ohne Wärmezufuhr

In Abbildung 5-11 ist die Abnahme des GUE_{Hs} - und GUE_{Hi} -Wertes durch den kältemittelseitigen Druckverlust des „FlueHX 2“ (siehe Abbildung 5-10) dargestellt. Dabei wurden die Betriebspunkte bei Teillast und mit dem „FlueHX 1“ durchgeführt, lediglich das Kältemittel strömte durch den „FlueHX 2“, allerdings ohne Wärmezufuhr. Die Betriebspunkte wurden mit dazu- und weggeschaltetem DEP ($r_{\text{DEP}} = 0 \text{ \%}$ und $r_{\text{DEP}} = 100 \text{ \%}$) sowie mit dazu- und weggeschaltetem RHX (RHX und nRHX) durchgeführt. Durch den Druckverlust steigt bei hinzuschalten des „FlueHX 2“ der Niederdruck (p_{EVA}) temporär an, wodurch es zu einer Verringerung der Verdampferleistung kommt. Um den Niederdruck auf den ursprünglichen Wert zu senken, verringert die Regelung über die RTH den Kältemittel-Massenstrom (\dot{m}_{ref}). Durch den verringerten Massenstrom des Kältemittels wird im CON weniger Wärme abgeführt, die Verdampferleistung des EVA sinkt und es entsteht weniger Lösungswärme in den Absorbern (ABS-1 und ABS-2), die vom Wärmesenkenkreislauf abgeführt wird. Damit sinkt die Wärmeleistung des Wärmesenkenkreislaufs und folglich der GUE-Wert. Im Betriebspunkt ohne DEP und ohne RHX sinkt der GUE_{Hs} -Wert von ca. 1,23 zu ca. 1,15, bzw. um 6 % bei einem Druckverlust ($\Delta p_{\text{FlueHX2}}$) von ca. 0,17 bar.

5.5 Die kältemittelseitige Wärmeleistung des „FlueHX 2“

Im Gegensatz zum „FlueHX 1“, bei dem eine Wärmeübertragung vom Rauchgas zur Wärmesenke stattfindet, überträgt der „FlueHX 2“ die Wärme auf das Kältemittel. Die dabei maximal übertragbare Wärme hängt von der Kältemittelreinheit (x_{ref}), dem Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{ref}), der Eintrittstemperatur des Kältemittels ($t_{\text{ref,RHX,out}}$), der Dampfziffer, sowie der Temperatur des Abgases am Eintritt des „FlueHX 2“ und dessen Massenstrom ab. In Abbildung 5-12 und Abbildung 5-13 sind die Temperaturen am Eintritt des ABS-3 ($t_{\text{ref,ABS-3,in}}$) bei Verwendung von „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ dargestellt. Dabei werden die Temperaturen des Kältemittels mit hoher Konzentration bei Verwendung des DEP ($r_{\text{DEP}} = 0 \text{ \%}$)

und REC (Abbildung 5-12) und mit geringerer NH_3 -Konzentration ($r_{\text{DEP}} = 100\%$ und mit REC) in Abbildung 5-13 dargestellt.

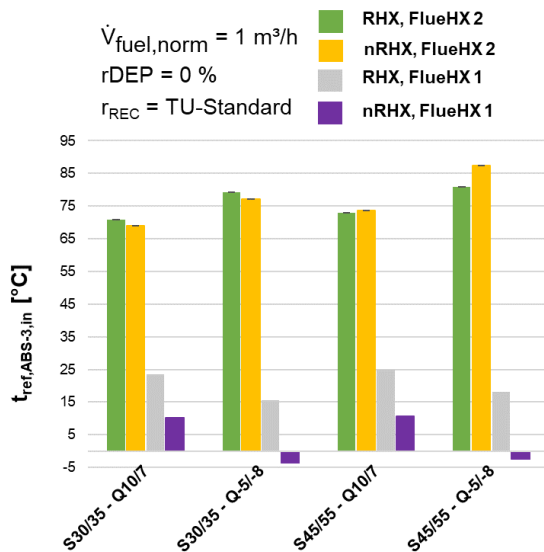


Abbildung 5-12: Temperaturen am Eintritt des ABS-3 mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhuben mit DEP und mit/ohne RHX

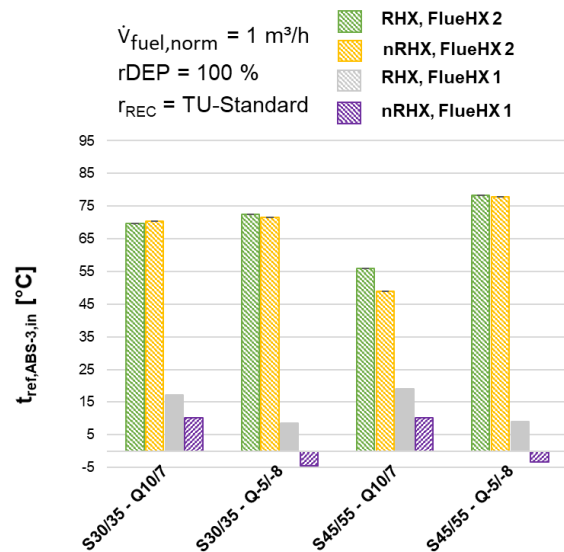


Abbildung 5-13: Temperaturen am Eintritt des ABS-3 mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhuben ohne DEP und mit/ohne RHX

In Abbildung 5-12 ist ersichtlich, dass bei hoher Kältemittelkonzentration (siehe Abbildung 5-2) die Temperatur des Kältemitteldampfes am Eintritt des ABS-3 ($t_{\text{ref,ABS-3,in}}$) beim Einsatz des „FlueHX 2“ höhere Werte als das Kältemittel mit größerem Wasseranteil annimmt. Bei der Verwendung des „FlueHX 1“ werden die Temperaturen am Eintritt des ABS-3 bei den verschiedenen Temperaturhuben von der Kältemittel-Austrittstemperatur nach dem RHX - sofern verwendet - bestimmt. Bei weggeschaltetem RHX strömt das Kältemittel mit einer geringeren Temperatur in den „FlueHX 2“, wodurch die Temperatur am Austritt des „FlueHX 2“ (entspricht $t_{\text{ref,ABS-3,in}}$) sinkt, da die innere Wärmeübertragung am RHX nicht stattfindet. Beim Betriebspunkt „S45/55 – Q-5/-8“ (Abbildung 5-13) beträgt die Temperatur des Kältemittels am Eintritt des ABS-3 bei dazu geschaltetem „FlueHX 2“ ca. 78 °C und bei der Verwendung des „FlueHX 1“ ca. 9 °C und somit ergibt sich eine Temperaturdifferenz von ca. 69 K. Das Kältemittel mit geringerer Konzentration kann durch den höheren Wasseranteil im Kältemittel mehr Wärme im „FlueHX 2“ aufnehmen, obwohl die Temperaturen in Abbildung 5-13 am Austritt des „FlueHX 2“ geringer sind. Der starke Temperaturanstieg bei der Verwendung des „FlueHX 2“ von ca. 71 °C auf ca. 79 °C (mit RHX) beim Temperaturhub „S30/35 – Q10/7“ im Vergleich zu „S30/35 – Q-5/-8“ (Abbildung 5-12) kommt dadurch zu Stande, da der Massenstrom des Kältemittels (\dot{m}_{ref} in Abbildung 5-8) bei größerem Temperaturhub geringer ist. Durch die begrenzte Wärmeleistung des Abgases im „FlueHX 2“ kommt es beim Temperaturhub „S45/55 – Q-5/-8“ trotz gesunkenem Kältemittelmassenstrom nur zu einem geringen Temperaturanstieg am Austritt des „FlueHX 2“ (vergl. RHX vs. nRHX in Abbildung 5-13). Die höchste Temperatur des Kältemittels am Austritt des kältemittelgeköhlten Wärmeübertragers („FlueHX 2“) beträgt ca. 87 °C und wurde beim Temperaturhub „S45/55 – Q-5/-8“ mit $r_{\text{DEP}} = 0\%$ und weggeschaltetem RHX realisiert. Dies führt beim Vergleich des Messpunktes mit dem „FlueHX 1“ zu einer Temperaturerhöhung um ca. 90 K.

In Abbildung 5-14 und Abbildung 5-15 sind die Abgastemperaturen am Austritt der Abgaswärmeübertrager („FlueHX 1“ und „FlueHX 2“) mit REC (TU-Standard) bei den verschiedenen Temperaturhuben dargestellt.

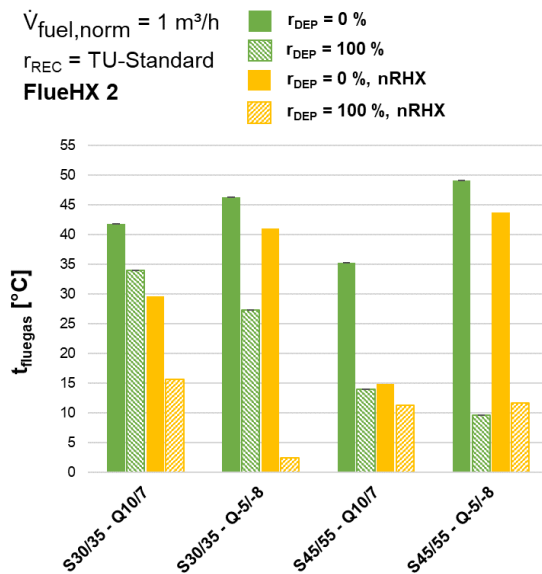


Abbildung 5-14: Abgastemperatur am Austritt des „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhuben

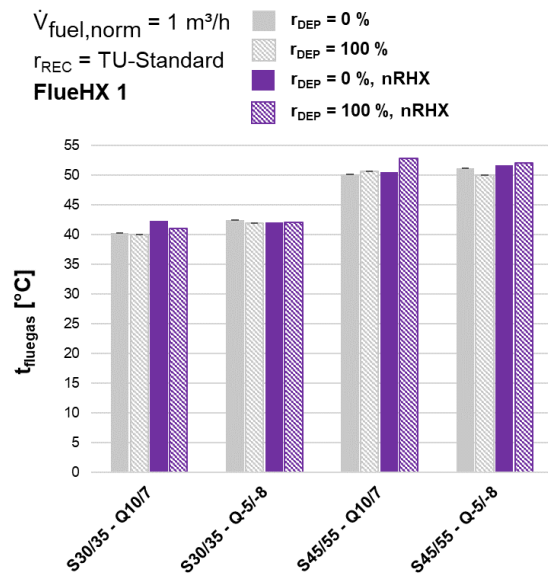


Abbildung 5-15: Abgastemperatur am Austritt des „FlueHX 1“ bei verschiedenen Temperaturhuben

Die Temperatur des Abgases am Austritt des „FlueHX 1“ (Abbildung 5-14) wird von der Eintrittstemperatur der Wärmesenke ($t_{\text{sink,in}}$) bestimmt. Dadurch stellte sich in jedem Betriebspunkt eine Abgastemperatur mit einer Grädigkeit von ca. 5 K zur Wärmesenken-Eintrittstemperatur ein (Abbildung 5-15). Beim „FlueHX 2“ hängt die Abgastemperatur am Austritt des „FlueHX 2“ von der Kältemittelkonzentration (x_{ref}), dem Massenstrom (\dot{m}_{ref}), der Temperatur des Kältemittels am Eintritt ($t_{\text{ref,RHX,out}}$ in Abbildung 5-17) und der Dampfziffer ab. Die Temperatur des Abgases ist bei den einzelnen Temperaturhuben mit hohen Kältemittelkonzentrationen (bei Betriebspunkten mit $r_{\text{DEP}} = 0 \%$) am höchsten (Abbildung 5-14), wodurch die übertragene Wärme an das Kältemittel am geringsten ausfällt. Die im „FlueHX 2“ vom Abgas auf Kältemittel übertragene Wärmeleistung ($\dot{Q}_{\text{FlueHX2,ref}}$, siehe Gl. 4-14) ist in Abbildung 5-16 dargestellt. Durch Wegschalten des DEP ($r_{\text{DEP}} = 100 \%$) sinkt die Kältemittelkonzentration indem der NH_3 -Anteil im Kältemittel sinkt. Dieser Umstand führt dazu, dass dem Abgas mehr Wärme entzogen wird. Dabei kühlt sich das Abgas mehr ab (Abbildung 5-14). Bei den Betriebspunkten mit hohem Temperaturhub, geringerer Kältemittelkonzentration und weggeschaltetem RHX kommt es zur Vereisung des Kondensats, da die Oberflächentemperatur der Kältemittelleitung im unteren Bereich des „FlueHX 2“ unter $0 \text{ }^\circ\text{C}$ liegt. Dabei ergibt sich für das Abgas die höchste Wärmeleistung (Abbildung 5-16).

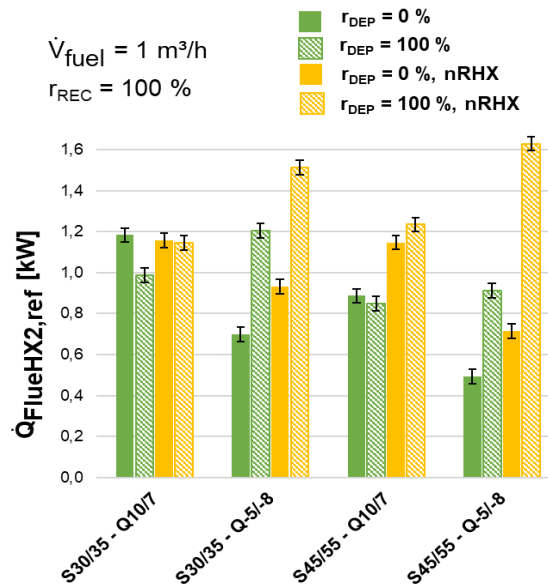


Abbildung 5-16: Auf das Kältemittel übertragene Wärmeleistung des „FlueHX 2“ in verschiedenen Temperaturhuben mit und ohne DEP und RHX

Bei hoher Kältemittelreinheit wird im RHX weniger Wärme von der flüssigen Phase zum Kältemitteldampf übertragen als beim Kältemittel mit geringerer Kältemittelkonzentration mit erhöhtem Wasser- bzw. Wasserdampfanteil. Die Temperaturen am Austritt des RHX mit niedrigerer Kältemittelkonzentration sind stets niedriger als mit hoher Kältemittelkonzentration (Abbildung 5-17). Die höhere Temperaturdifferenz von ca. 81 K des Kältemittels beim Temperaturhub „S45/55 – Q-5/-8“ mit weggeschaltetem DEP & nRHX von -3,5 °C am Austritt des RHX (Abbildung 5-13) auf ca. 78 °C am Austritt des „FlueHX 2“ (Abbildung 5-17) mit geringerer Konzentration (x_{ref}) führt zu höherer Wärmeleistung am „FlueHX 2“. Die höchste Wärmeleistung mit 1,3 kW wurde beim höchsten Temperaturhub („S45/55 – Q-5/-8“) mit weggeschaltetem DEP und ohne RHX erreicht. Der geringe Massenstrom des Kältemittels (Abbildung 5-8) beim größten Temperaturhub („S45/55 – Q-5/-8“) mit dazu geschaltetem DEP und mit RHX führt trotz einer hohen Temperatur am Austritt des „FlueHX 2“ (Abbildung 5-12) mit 89 °C zur geringsten übertragenen Wärmeleistung (0,5 kW). In Abbildung 5-18 ist die Wärmeleistung des RHX im Hochdruck dargestellt. In erster Linie ist erkennbar, dass die Wärmeleistung des RHX in den Betriebspunkten ohne Verwendung des DEP stets höher ist. Unter Berücksichtigung der großen Messunsicherheiten in Abbildung 5-18 ist es nicht möglich, die Ursache für die Leistungsunterschiede zu erklären.

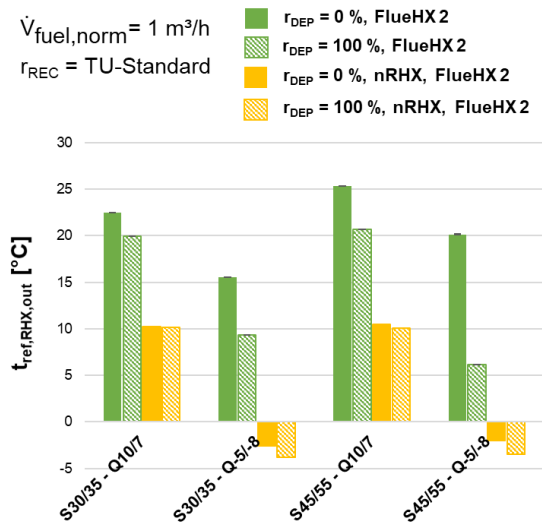


Abbildung 5-17: Temperaturen am Austritt des RHX

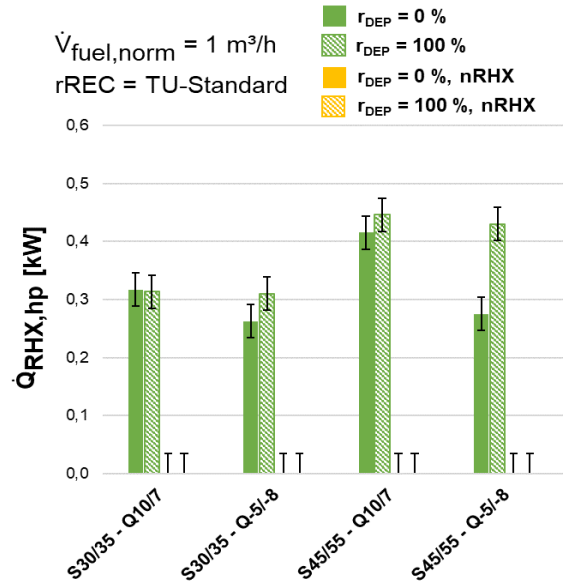


Abbildung 5-18: Hochdruckseitige Wärmeleistungen des RHX

In Abbildung 5-19 sind die Wärmeleistungen der „reichen“ Lösung des ABS-3 ($\dot{Q}_{\text{ABS-3 (GAX),rso}}$) bei den entsprechenden Temperaturhuben mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ und in Abbildung 5-20 die lösungsmittelseitige Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt des ABS-3 ($\Delta t_{\text{ABS-3,rso}} = t_{\text{rso,GAX,out}} - t_{\text{rso,GAX,in}}$) dargestellt.

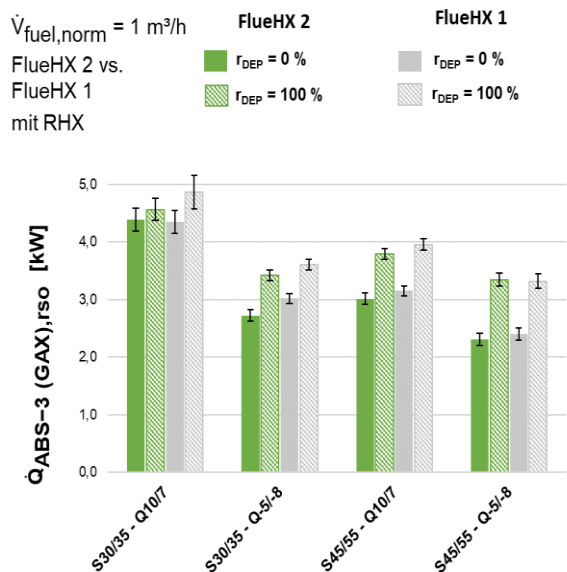


Abbildung 5-19: Wärmeleistung des ABS-3 mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhuben mit und ohne DEP und mit RHX

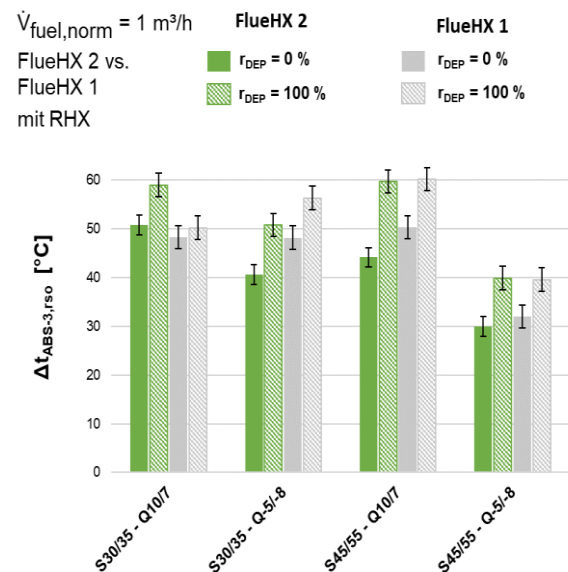


Abbildung 5-20: Lösungsmittelseitige Temperaturdifferenz des ABS-3 mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhuben mit und ohne DEP und mit RHX

Ein maßgeblicher Aspekt für den Absorptionsvorgang stellt die Kühlung des ABS-3 dar, welches die Absorption begünstigt. In Abbildung 5-20 ist es ersichtlich, dass die Temperaturdifferenz der „reichen“ Lösung am ABS-3 bei „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit der Berücksichtigung der Messungenauigkeit keine nennenswerten Unterschiede aufzeigt. Durch das Wegschalten des

DEP ($r_{\text{DEP}} = 100\%$) wird durch die gesunkene Kältemittelkonzentration mehr Wärme an die kühlende „reiche“ Lösung abgegeben, wodurch die Temperaturdifferenz (Abbildung 5-20) höher ist als bei Betriebspunkten mit DEP. Beim Betriebspunkt „S30/35 – Q10/7“ mit dazu geschaltetem DEP beträgt die Temperaturdifferenz der „reichen“ Lösung am ABS-3 mit „FlueHX 2“ 59 K und mit „FlueHX 1“ 50 °C. Dies stellt mit 9 °C den größten Unterschied in Abbildung 5-20 dar, weil die Temperatur der „armen“ Lösung am Eintritt des ABS-3 (Zustandspunkt 19 in Abbildung 3-4) weiter als bei den übrigen Betriebspunkten auseinander lag (107 °C mit „FlueHX 2“ und 90 °C mit „FlueHX 1“). Beim weggeschalteten DEP ist der Unterschied der Temperaturdifferenz geringer. In allen anderen Betriebspunkten in Abbildung 5-20 nehmen die Temperaturdifferenzen ($\Delta t_{\text{ABS-3, rso}}$) bei dazu geschaltetem DEP mit „FlueHX 1“ höhere Werte als mit „FlueHX 2“ ein. Die Wärmeleistung des ABS-3 ist mit „FlueHX 1“ mit Berücksichtigung der Messungenauigkeit nicht höher als mit „FlueHX 2“. Ein weiterer wichtiger Aspekt für die Absorption stellt die Kältemittelkonzentration dar. Eine geringere Kältemittelkonzentration führt dazu, dass durch den höheren Wasseranteil weniger Kältemittel in der „armen“ Lösung absorbiert wird, wobei eine höhere Kältemittelkonzentration das Gegenteil bewirkt. Neben der Kältemittelkonzentration nimmt auch der Druck am Absorber (p_{ABS}) eine wichtige Rolle ein. In Abbildung 5-21 sind die Drücke des ABS-3 (p_{ABS}) der Temperaturhübe mit dem „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ gegenübergestellt. Durch den Druckverlust, der im „FlueHX 2“ entsteht, fällt der Absorberdruck wodurch weniger Kältemittel absorbiert wird. Der vom GEN kommende Massenstrom (\dot{m}_{pso}) der „armen“ Lösung beeinflusst zusätzlich den Absorptionsvorgang.

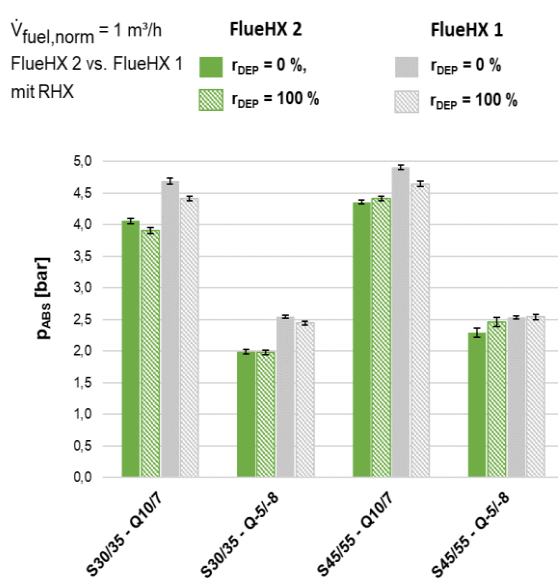


Abbildung 5-21: Drücke am Eintritt des ABS-3 (p_{ABS}) mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhüben mit RHX

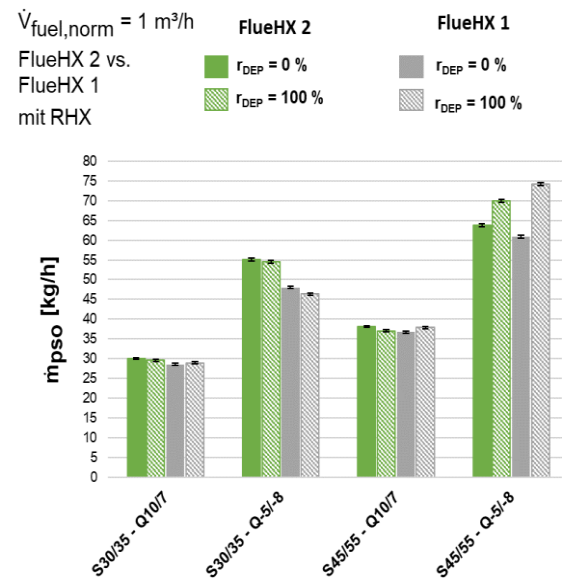


Abbildung 5-22: Massenströme der „armen“ Lösung mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhüben mit und ohne DEP und RHX

Die in Abbildung 5-22 dargestellten Massenströme der „armen“ Lösung (\dot{m}_{pso}) werden aus der Massenbilanz in Gl. 4-6 ermittelt. Diese Massenströme sind mit „FlueHX 2“ bei allen Temperaturhüben bis auf „S45/55 – Q5/-8“ und ohne DEP ($r_{\text{DEP}} = 100\%$) höher als mit „FlueHX 1“. Der gestiegene Massenstrom der „armen“ Lösung kommt durch den gestiegenen spezifischen Lösungsumlauf (Abbildung 5-23) zu Stande. Dabei besitzt die „arme“ Lösung eine

höhere Kältemittelkonzentration, wodurch weniger Kältemittel in den Absorbern (ABS-1, ABS-2, ABS-3) absorbiert wird. In Abbildung 5-25 ist der spezifische Lösungsumlauf (Gl. 3-16), der einen weiteren Aspekt für die Absorption darstellt, mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei den entsprechenden Temperaturhuben dargestellt. Dabei stellt sich ein höherer Massenstrom der „reichen“ Lösung (\dot{m}_{rso}) bei gesunkenem Kältemittel-Massenstrom (\dot{m}_{ref}) ein. Grund dafür ist, dass im GEN bei geringerem Kältemittel-Massenstrom im Niederdruck nicht mehr Kältemittel ausgetrieben werden soll, damit der Hochdruck nicht ansteigt. Die Erhöhung des Lösungsmittel-Massenstroms senkt die Generatorfuß-Temperatur und dadurch wird weniger Kältemittel ausgetrieben. Zusätzlich erhöht dieser Umstand die Kältemittelkonzentration in der „armen“ Lösung, wodurch der Absorptionsprozess negativ beeinflusst wird, weil die „arme“ Lösung dadurch weniger Kältemittel absorbieren kann. Dabei ist in Abbildung 5-23 gut zu erkennen, dass die Messpunkte mit „FlueHX 2“ stets einen höheren spezifischen Lösungsumlauf durch den verringerten Kältemittelmassenstrom (Abbildung 5-8) als die Messpunkte mit dem „FlueHX 1“ haben.

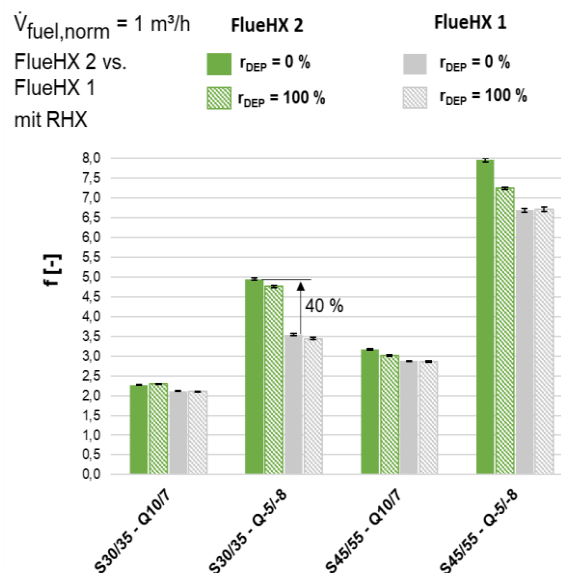


Abbildung 5-23: Spezifischer Lösungsumlauf mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhuben mit und ohne DEP und mit RHX

5.6 Der Einfluss des Kondensators

In Abbildung 5-24 sind die an die Wärmesenke abgegebenen Wärmeleistungen des CON (\dot{Q}_{CON}) bei unterschiedlichen Temperaturhuben und Konfigurationskonfigurationen dargestellt.

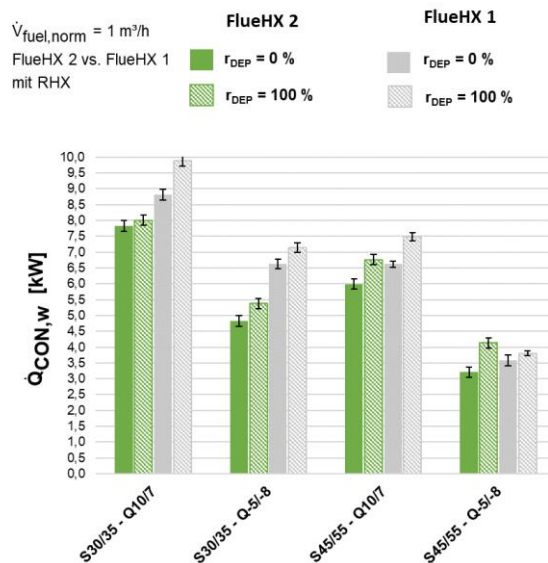


Abbildung 5-24: An die Wärmesenke abgegebene Leistung des CON bei Volllast mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP bzw. mit RHX

In Abbildung 5-24 ist deutlich zu sehen, dass die Wärmeleistung des CON in nahezu allen Messpunkten mit dem „FlueHX 1“ höher ist, als bei der Verwendung von „FlueHX 2“. Diese Tatsache lässt sich dadurch erklären, dass durch den Druckverlust im „FlueHX 2“ (Abbildung 5-6 und Abbildung 5-7) der Massenstrom des Kältemittels (Abbildung 5-8) deutlich sinkt, um den gewünschten Niederdruck einzuhalten. Der spezifische Lösungsumlauf (Abbildung 5-23) wird erhöht, sowie der Massenstrom des ausgetriebenen Kältemitteldampfes gesenkt, um den Hochdruck (p_{CON}) einzuhalten. Der verringerte Massenstrom des Kältemitteldampfes (\dot{m}_{ref}) im Betrieb mit dem „FlueHX 2“ führt zur Abnahme des an den Wärmesenkenkreislauf abgegebenen Wärmestroms des CON. Der größte Unterschied der Wärmeleistungen des CON ist bei Volllast beim Temperaturhub „S30/35 – Q-5/-8“ zu beobachten. Im Betrieb mit „FlueHX 2“ verringert sich die an die Wärmesenke abgegebene Leistung des CON im Schnitt um 36 % im Vergleich zum „FlueHX 1“. Bei diesem Temperaturhub sinkt der Massenstrom des Kältemittels (Abbildung 5-8) im Durchschnitt um ca. 26 %, womit der direkte Zusammenhang mit der Reduktion der Wärmeleistung des CON gegeben ist. Dieser Zusammenhang ist auch bei den anderen Temperaturhuben zu beobachten. Die Wärmeleistung des CON beim Temperaturhub „S30/35 – Q10/7“ bei der Verwendung des „FlueHX 1“ und weggeschaltetem DEP nimmt mit 9,9 kW den höchsten Wert ein (Abbildung 5-24). Dies kommt dadurch zu Stande, da der Kältemittelmassenstrom bei diesem Betriebspunkt mit ca. 26 kg/h am höchsten ist (Abbildung 5-8).

5.7 Vergleich der wärmesenkengekühlten Absorber (ABS-1 und ABS-2)

Die wärmesenkenseitigen Leistungen von ABS-1 und ABS-2 weisen im Betrieb mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ unterschiedliche Leistungen auf. In Abbildung 5-25 und Abbildung 5-26 sind die Wärmeleistungen der Absorber ($\dot{Q}_{\text{ABS-1,w}}$ und $\dot{Q}_{\text{ABS-2,w}}$) mit den unterschiedlichen Abgaswärmeübertragern dargestellt. Dabei werden jeweils die Temperaturhübe mit den Wärmequellentemperaturen von 10 °C am Eintritt und 7 °C am Austritt des EVA (soleseitig)

betrachtet. Darin wurden Messpunkte mit und ohne DEP und zu- und weggeschaltetem RHX dargestellt. Die Anteile der Wärmeleistungen der einzelnen Absorber wurden in den beiden Abbildungen aufeinandergelegt um neben dem direkten Vergleich auch die Summe der Wärmeleistungen darzustellen. Die Absorber ABS-1 und ABS-2 sind in Serie geschaltet (Abbildung 3-4), wobei die Lösung zuerst den ABS-2 und dann den ABS-1 durchströmt. Der große Leistungsunterschied zwischen den beiden Absorbern ist damit zu begründen, dass der Großteil des Absorptionsvorgangs im ABS-2 stattfindet. Die vergleichsweise geringe Wärmeleistung im ABS-1 deutet daraufhin, dass die beiden Absorber für die Wärmepumpenanwendung zu groß dimensioniert sind.

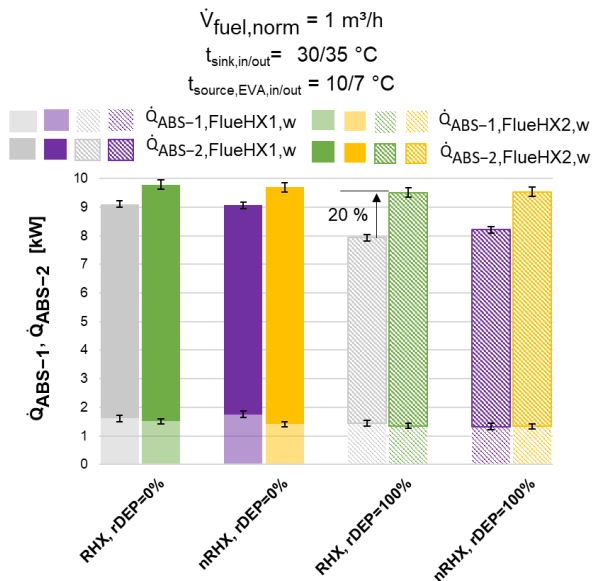


Abbildung 5-25: Wärmeleistungen von ABS-1 und ABS-2 beim Temperaturhub S30/35 – Q10/7 mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP und zu- bzw. weggeschaltetem RHX

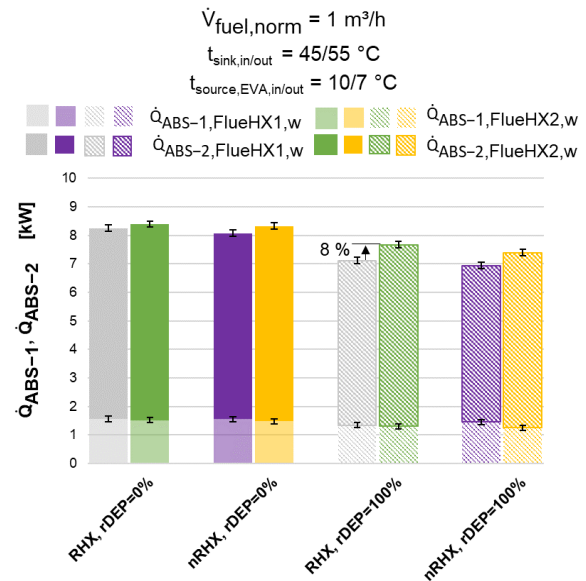


Abbildung 5-26: Wärmeleistungen von ABS-1 und ABS-2 beim Temperaturhub S45/55 – Q10/7 mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP und zu- bzw. weggeschaltetem RHX

In Abbildung 5-25 und Abbildung 5-26 ist ersichtlich, dass bei den Messpunkten mit „FlueHX 2“ in Summe deutlich mehr Wärmeleistung abgegeben wird, als mit „FlueHX 1“. Dabei sind die Unterschiede beim ABS-1 viel geringer als beim ABS-2. Ein wesentlicher Grund für die große Differenz der Wärmeleistung des ABS-2 im Vergleich der beiden Abgaswärmeübertrager ist die Eintrittstemperatur (Zustandspunkt 1 in Abbildung 3-4) der Lösung in den ABS-2. Bei den Messpunkten mit „FlueHX 2“ ist diese immer höher als mit „FlueHX 1“ (Abbildung 5-27). Dies bedeutet, dass die Abgaswärme des „FlueHX 2“ im Wesentlichen im ABS-2 an die Wärmesenke abgeführt wird. Die Temperatur nach dem ABS-1 (Zustandspunkt 2 in Abbildung 3-4) hingegen bleibt bei allen Betriebspunkten im Vergleich mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit Berücksichtigung der Messunsicherheit gleich (Abbildung 5-28).

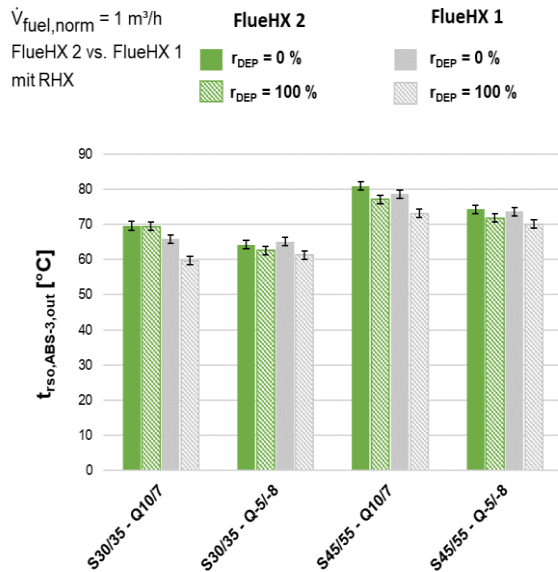


Abbildung 5-27: Temperaturen der „reichen“ Lösung am Austritt des ABS-3 mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhuben mit und ohne DEP und RHX

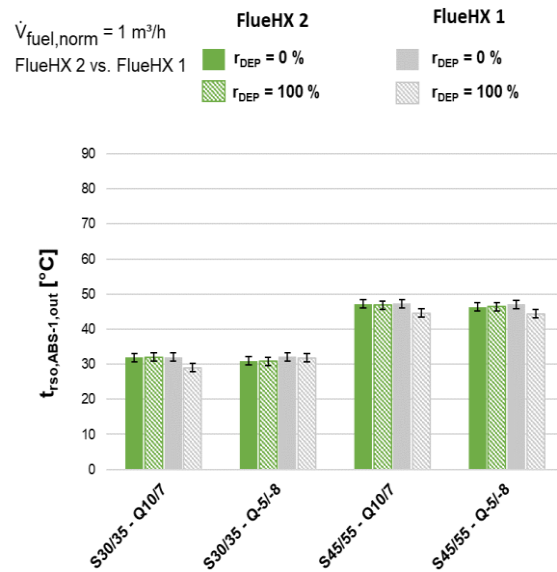


Abbildung 5-28: Temperaturen der „reichen“ Lösung am Austritt des ABS-1 mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei verschiedenen Temperaturhuben mit und ohne DEP und RHX

Durch die höhere Eintrittstemperatur am ABS-2 ($t_{\text{rso,ABS-3,out}}$) und daraus resultierende Temperaturdifferenz mit der Eintrittstemperatur der Wärmesenke wird mehr Wärme abgegeben, damit die geforderte Rücklauftemperatur der Wärmesenke ($t_{\text{sink,out}}$), die 35 °C und 55 °C beträgt, eingehalten werden kann. Ein weiterer Grund für die erhöhte Wärmeleistung des ABS-2 mit „FlueHX 2“ ist der erhöhte Massenstrom der „armen“ Lösung (Abbildung 5-22) und die geringere Entgasungsbreite, die den Kehrwert des spezifischen Lösungsumlaufs (Abbildung 5-23) darstellt. Der größte Wert der Summe der Wärmeleistung beider Absorber (ABS-1 und ABS-2) mit „FlueHX 2“ bei Verwendung des DEP ($r_{\text{DEP}} = 0 \%$) und des RHX beträgt ca. 9,7 kW („S30/35 – Q10/7“ in Abbildung 5-25). Die höchste Steigerung der summierten Wärmeleistungen beider Absorber mit „FlueHX 2“ gegenüber „FlueHX 1“ beträgt 20 % bei weggeschaltetem DEP ($r_{\text{DEP}} = 100 \%$) und zugeschaltetem RHX beim Temperaturhub „S30/35 – Q10/7“ (Abbildung 5-25). Beim Temperaturhub „S45/55 – Q10/7“ sinkt der Unterschied der Wärmeleistungen beider Absorber im Vergleich der Abgaswärmeübertrager (Abbildung 5-26). Dabei beträgt die maximale Wärmeleistung der beiden Absorber in Summe ca. 8,4 kW und die größte Zunahme 8 % bei weggeschaltetem DEP ($r_{\text{DEP}} = 100 \%$) und zugeschaltetem RHX („S45/55 – Q10/7“).

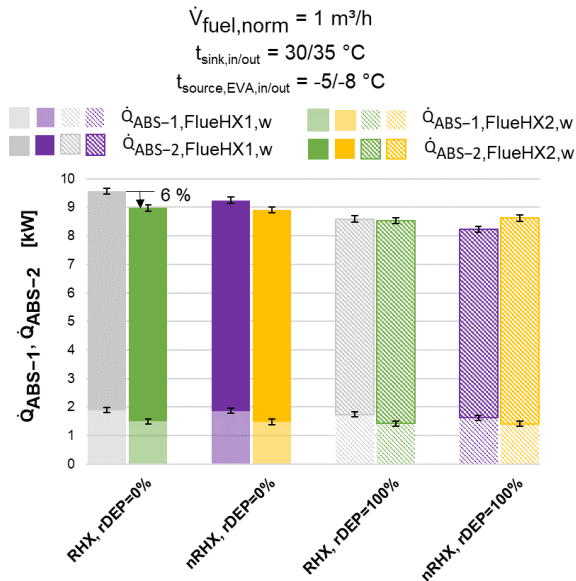


Abbildung 5-29: Wärmeleistungen von ABS-1 und ABS-2 beim Temperaturhub S30/35 – Q-5/-8 mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP und zu- bzw. weggeschaltetem RHX

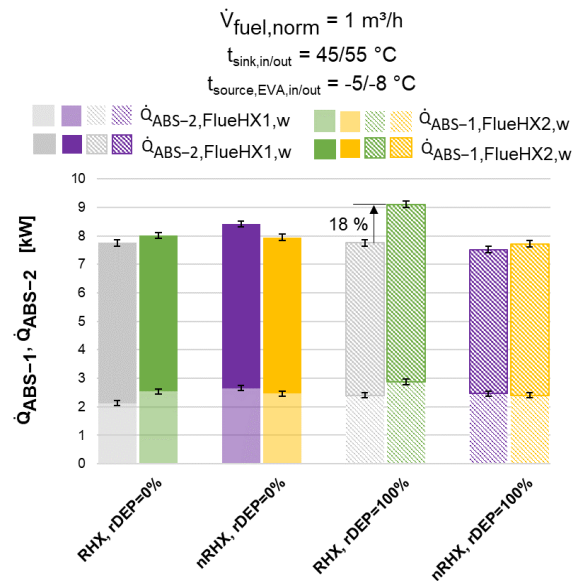


Abbildung 5-30: Wärmeleistungen von ABS-1 und ABS-2 beim Temperaturhub S45/55 – Q-5/-8 mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP und zu- bzw. weggeschaltetem RHX

Die Messpunkte mit der niedrigen Verdampfungstemperatur ($-5 \text{ }^\circ\text{C}$ und $-8 \text{ }^\circ\text{C}$ am wärmequellenseitigen Eintritt und Austritt des EVA) werden in Abbildung 5-29 und Abbildung 5-30 dargestellt. Bei den Temperaturhüben in Abbildung 5-29 und Abbildung 5-30 verringert sich der Unterschied der summierten Wärmeleistungen zwischen den Messpunkten mit dem „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“. Bei manchen Temperaturhüben mit „FlueHX 1“ ist die Summe der Wärmeleistungen der beiden Absorber (ABS-1 und ABS-2) höher als bei Verwendung des „FlueHX 2“. Dieser Umstand wird beim Messpunkt mit Verwendung des DEP ($r_{\text{DEP}} = 0 \%$) und dazu geschaltetem RHX beim Temperaturhub „S30/35 – Q-5/-8“ in Abbildung 5-29 deutlich sichtbar. Dabei ergibt sich für die Summe der Wärmeleistungen beider Absorber mit „FlueHX 1“ ca. 9,6 kW und mit „FlueHX 2“ ca. 9 kW, was zu einer Verringerung von 6 % führt. Der Verlust der Wärmeleistung beim Einsatz des „FlueHX 2“ entsteht durch den Rückgang des Kältemittelmassenstroms (\dot{m}_{ref}) in Abbildung 5-8, wobei dieser mit „FlueHX 2“ um ca. 26 % geringer ist als mit „FlueHX 1“. Dabei wird durch den niedrigeren Kältemittelmassenstrom weniger Kältemittel absorbiert und dadurch sinkt die Lösungswärme, die an den Wärmesenkenkreislauf abgeführt wird. Auf der anderen Seite ist die höchste Steigerung der Wärmeleistung beider Absorber mit „FlueHX 2“ gegenüber „FlueHX 1“ in Abbildung 5-30 mit weggeschaltetem DEP ($r_{\text{DEP}} = 100 \%$) und dazu geschaltetem RHX zu beobachten. Dabei beträgt die summierte Wärmeleistung der beiden Absorber ca. 9,1 kW („FlueHX 2“) und ca. 7,8 kW mit dem „FlueHX 1“ und steigt somit um 18 %.

5.8 Temperaturverläufe entlang ABS-1, ABS-2 und ABS-3

Eine weitere Beurteilung des Absorptionsvorganges kann mittels Temperaturmessung entlang des ABS-3 durchgeführt werden. Dafür sind fünf TC-Temperaturmessfühler ($t_{\text{ABS,1}}$ bis $t_{\text{ABS,5}}$) im gleichen Abstand im ABS-3 feucht eingebaut (vergleiche Abbildung 3-4). Das Kältemittel strömt durch den offenen Kugelhahn K_{16} in den ABS-3 (K_{17} ist zu). In Abbildung 5-31 bis Abbildung 5-34

sind die Temperaturen entlang der in Serie geschalteten Absorber (ABS-1, ABS-2 und ABS-3) bei verschiedenen Temperaturhuben und bei Volllast, mit dem dazu- und weggeschalteten DEP ($r_{\text{DEP}} = 0\%$ und $r_{\text{DEP}} = 100\%$) und mit RHX dargestellt.

Der Großteil des Absorptionsvorganges findet im ABS-2 und ABS-3 statt. Im ABS-3 wird die „arme“ unterkühlte Lösung mit dem Kältemitteldampf, der mit „FlueHX 2“ stark überhitzt in den ABS-3 eintritt, vermischt. Die Temperatur $t_{\text{ABS},1}$ ist in unmittelbarer Nähe des Eintritts der „armen“ Lösung angebracht, wodurch diese von deren Eintrittstemperatur in den ABS-3 (Zustandspunkt 19 in Abbildung 3-4) stark beeinflusst wird. Auf der anderen Seite des ABS-3 ist der Temperatursfühler $t_{\text{ABS},5}$ unmittelbar nach dem Eintritt des Kältemitteldampfes in den Absorber angebracht. Anschließend werden die Temperaturen der „reichen“ Lösung am Austritt des ABS-3 (Zustandspunkt 1 in Abbildung 3-4), am Austritt des ABS-2 (Zustandspunkt 2 in Abbildung 3-4) und nach dem ABS-1 (Zustandspunkt 3 in Abbildung 3-4) gemessen. Der Kältemitteldampf strömt unten in den ABS-3 rein und steigt im Innenraum auf, während von oben die flüssige „arme“ Lösung nach unten strömt. Die „arme“ Lösung wird von der „reichen“ Lösung, die im ABS-3 durch eine Rohrwendel strömt, gekühlt. Dies führt dazu, dass der Druck der „armen“ Lösung sinkt, welcher die Absorption des Kältemitteldampfes antreibt. Dieser Vorgang wird in den Absorbern ABS-1 und ABS-2 fortgesetzt, wobei dort die Wärme an den Wärmesenkenkreislauf übertragen wird. In Abbildung 5-31 bis Abbildung 5-34 ist bei der Temperatur $t_{\text{ABS},5}$ ersichtlich, dass die Kältemittel-Eintrittstemperatur bei Verwendung von „FlueHX 2“ im Vergleich zu „FlueHX 1“ stark auseinander geht. Bei den Betriebspunkten mit „FlueHX 1“ entspricht die Kältemittel-Eintrittstemperatur in den ABS-3 der Temperatur am Austritt des RHX, wobei bei Verwendung des „FlueHX 2“ der Kältemitteldampf durch die Wärmeübertragung mit dem Abgas überhitzt in den ABS-3 eintritt.

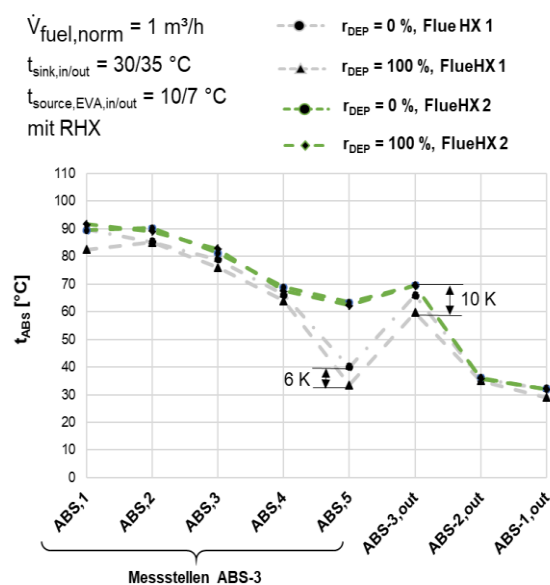


Abbildung 5-31: Temperaturverlauf im ABS-3 bis ABS-1 beim Temperaturhub S30/35 – Q10/7 bei Volllast mit RHX

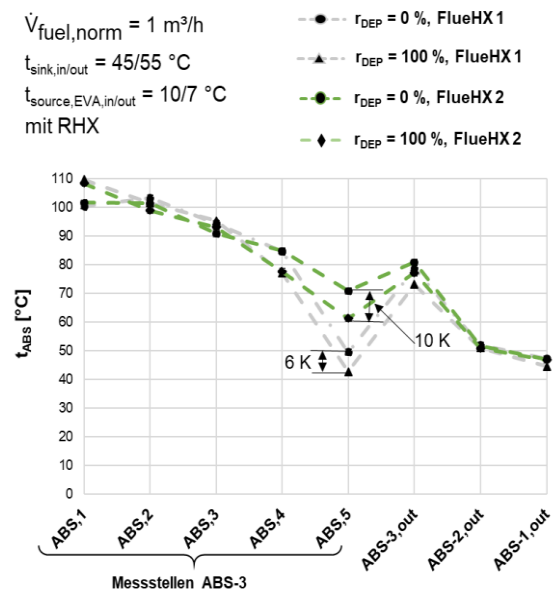


Abbildung 5-32: Temperaturverlauf im ABS-3 bis ABS-1 beim Temperaturhub S45/55 – Q10/7 bei Volllast mit RHX

In Abbildung 5-31 nimmt die Temperatur $t_{\text{ABS},5}$ bei Verwendung des „FlueHX 2“ mit dazu- und weggeschaltetem DEP nahezu gleiche Werte an, wobei diese Temperatur mit „FlueHX 1“ bei dazu geschaltetem DEP die Temperatur um 6 K höher ist als beim Betrieb mit weggeschaltetem

DEP. In Abbildung 5-32 ergibt sich durch den erhöhten Temperaturhub ein geringerer Kältemittelmassenstrom, wodurch das Kältemittel bei Verwendung des „FlueHX 2“ mit geringerer Konzentration ($r_{\text{DEP}} = 100\%$) am Eintritt des ABS-3 eine geringere Temperatur aufweist als mit dazu geschaltetem DEP. Dabei stellt sich eine Temperaturdifferenz von 10 K ein. Die Temperaturdifferenz bei Verwendung des „FlueHX 1“ bleibt nahezu unverändert (analog zu Abbildung 5-31). Die stark gesunkene Temperatur $t_{\text{ABS},5}$ bei Verwendung des „FlueHX 1“ tritt nur lokal auf (Abbildung 5-31 bis Abbildung 5-34). Danach erhöht sich die Temperatur der Lösung sehr stark in Richtung Austritt des ABS-3 durch den Absorptionsvorgang. In Abbildung 5-31 beträgt die Temperatur $t_{\text{ABS}-3,\text{out}}$ mit „FlueHX 2“ ca. 69 °C (mit und ohne DEP) und ist somit höher als bei Verwendung des „FlueHX 1“ (ca. 66 °C mit DEP und 60 °C ohne DEP). Der Absorptionsvorgang ist im ABS-3 noch nicht abgeschlossen und somit strömt ein Zweiphasengemisch aus flüssiger Lösung und dampfförmigem Kältemittel aus dem Absorber. In Abbildung 5-31 bis Abbildung 5-34 ist gut zu erkennen, dass die Temperatur am Austritt des ABS-2 ($t_{\text{ABS}-2,\text{out}}$) bei Betriebspunkten mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ nahezu ähnliche Werte annimmt. Dabei wird bei Betriebspunkten mit „FlueHX 2“ („S30/35 – Q10/7“ und „S45/55 – Q10/7“) durch die höhere Eintrittstemperatur am Eintritt des ABS-2 und größerem \dot{m}_{rso} mehr Wärme an den Wärmesenkenkreislauf abgegeben als bei Verwendung des „FlueHX 1“.

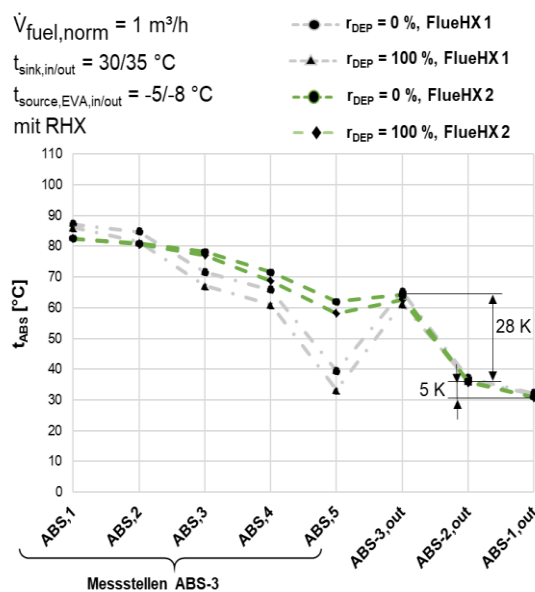


Abbildung 5-33: Temperaturverlauf im ABS-3 bis
ABS-1 beim Temperaturhub
S30/35 – Q-5/-8 bei Volllast mit RHX

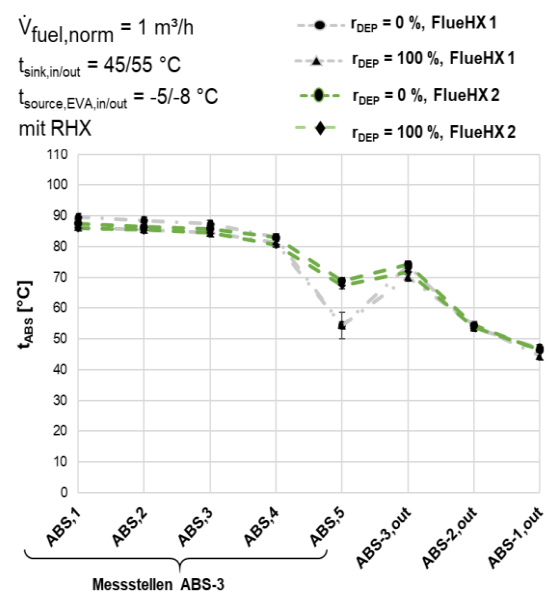


Abbildung 5-34: Temperaturverlauf im ABS-3 bis
ABS-1 beim Temperaturhub
S45/55 – Q-5/-8 bei Volllast mit RHX

In Abbildung 5-31 bis Abbildung 5-34 ist ersichtlich, dass die größte Temperaturdifferenz zwischen dem Eintritt und Austritt des ABS-2 ($t_{\text{ABS}-3,\text{out}}$ und $t_{\text{ABS}-2,\text{out}}$) liegt und dadurch wird ein großer Teil der Absorptionswärme im ABS-2 abgeführt, da dort der überwiegende Teil der Absorption stattfindet. (siehe Abbildung 5-25, Abbildung 5-26, Abbildung 5-29 und Abbildung 5-30). Im nachgeschalteten ABS-1 ist die Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt gering, wodurch wenig Wärme an den Wärmesenkenkreislauf abgegeben wird (Abbildung 5-31 bis Abbildung 5-34). Als Beispiel werden die Temperaturen in Abbildung 5-33 betrachtet. Die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt des ABS-2 bei Verwendung des „FlueHX 2“ mit DEP beträgt ca. 28 K und beim ABS-1 ca. 5 K (Differenz zwischen $t_{\text{ABS}-2,\text{out}}$ und

$t_{\text{ABS-1,out}}$). Wird hingegen beim gleichen Betriebspunkt „FlueHX 1“ verwendet, reduziert sich die Temperaturdifferenz minimal zwischen Ein- und Austritt des ABS-2 auf ca. 27 K und beim ABS-1 bleibt Temperaturdifferenz mit ca. 5 K nahezu gleich. Es ist in Abbildung 5-31 bis Abbildung 5-34 ersichtlich, dass bei niedriger Temperatur des Wärmequellenkreislaufs die Temperaturerhöhung bei $t_{\text{ABS-3,out}}$ mit „FlueHX 2“ (von ca. 10 K bei „S30/35 – Q10/7“ und $r_{\text{DEP}} = 100 \%$ zu ca. 2 K bei „S30/35 – Q-5/-8“ und $r_{\text{DEP}} = 100 \%$) im Vergleich zu „FlueHX 1“ geringer ausfällt als bei höherer Temperatur im Wärmequellenkreislauf.

5.9 Gegenüberstellung der GUE-Werte der GAWP mit den Abgaswärmeübertragern „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“

Die Gas Utilization Efficiency (GUE) setzt den thermischen Nutzen und den thermischen Aufwand ins Verhältnis. Dabei stellt die an den Wärmesenkenkreislauf abgegebene Leistung (\dot{Q}_{sink}) den Nutzen dar und die Heizleistung des Erdgases (\dot{Q}_{fuel}) wird als Aufwand betrachtet. Die Wärmeleistung der Wärmesenke (\dot{Q}_{sink}) wird mit der Spreizung der Temperaturen am Austritt und Eintritt der GAWP ($t_{\text{sink,in}}$ und $t_{\text{sink,out}}$) und deren Massenstrom ermittelt. Die Berücksichtigung des Heizwertes (H_i) für die Heizleistung des Erdgases führt zum GUE_{H_i} -Wert (Gl. 4-22). Wird hingegen der Brennwert (H_s) für die Berechnung der Effizienz verwendet, führt dies zum GUE_{H_s} -Wert (Gl. 4-21). Um die GAWP mit konventionellen Brennwertkesseln vergleichen zu können, werden in Abbildung 5-35 bis Abbildung 5-42 beide GUE-Werte für die ausgewählten Messpunkte mittels zweier Ordinaten dargestellt ($\text{GUE}_{H_s,\text{sink}}$ und $\text{GUE}_{H_i,\text{sink}}$). Dabei werden in den zuvor genannten Abbildungen die GUE-Werte der GAWP bei Verwendung des „FlueHX 2“ und mit „FlueHX 1“ gegenübergestellt. In Abbildung 5-35 bis Abbildung 5-38 werden die Messpunkte bei Volllast (ca. 1 m³/h Erdgasverbrauch), in Abbildung 5-39 bis Abbildung 5-42 die Messpunkte bei Teillast (Erdgasverbrauch beträgt ca. 0,75 m³/h (hoher Temperaturhub) bzw. ca. 0,5 m³/h (geringer Temperaturhub)) mit soleseitigen Eintritts- und Austrittstemperaturen ($t_{\text{source,EVA,in/out}}$) von 10/7 °C bzw. -5/-8 °C am EVA dargestellt. Diese Auswahl wird um das Hinzu- und Wegschalten des RHX erweitert. In jeder Abbildung werden die Messpunkte mit den Eintrittstemperaturen des Wärmesenkenkreislaufs von 30 °C bzw. 45 °C ($t_{\text{sink,in}}$) dargestellt. Die Gegenüberstellung der GUE-Werte bei Hinzu- ($r_{\text{DEP}} = 0 \%$) und Wegschalten ($r_{\text{DEP}} = 100 \%$) des DEP vervollständigen die folgenden Abbildungen.

Der „FlueHX 1“ hat einen direkten Einfluss auf die Leistung des Wärmesenkenkreislaufs (\dot{Q}_{sink}). Die dabei an den Wärmesenkenkreislauf übertragene Wärmeleistung des „FlueHX 1“ ($\dot{Q}_{\text{FlueHX1,w}}$) beträgt bei Volllast im Schnitt ca. 5 % der insgesamt an den Wärmesenkenkreislauf abgegebenen Leistung (\dot{Q}_{sink}) und ca. 6 % der Heizleistung des Erdgases (bezogen auf den Brennwert). Dabei ist dieser Anteil für die Messpunkte mit 30 °C Eintrittstemperatur in den „FlueHX 1“ etwas höher als mit 45 °C, da mehr Wasserdampf aus dem Abgas auskondensiert und dadurch mehr Kondensationswärme rückgewonnen wird. Dieser Umstand trägt maßgeblich zur Erhöhung des GUE-Wertes der GAWP bei.

In Abbildung 5-35 und Abbildung 5-36 werden die GUE-Werte ($\text{GUE}_{H_s,\text{sink}}$ und $\text{GUE}_{H_i,\text{sink}}$) der Messpunkte mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ bei hoher Verdampfungstemperatur (Eintrittstemperatur 10 °C, Austrittstemperatur 7 °C der Sole am EVA) bei Volllast und mit

unterschiedlichen Konfigurationen des DEP ($r_{\text{DEP}} = 0\%$ und $r_{\text{DEP}} = 100\%$), sowie des RHX (mit und ohne RHX) dargestellt.

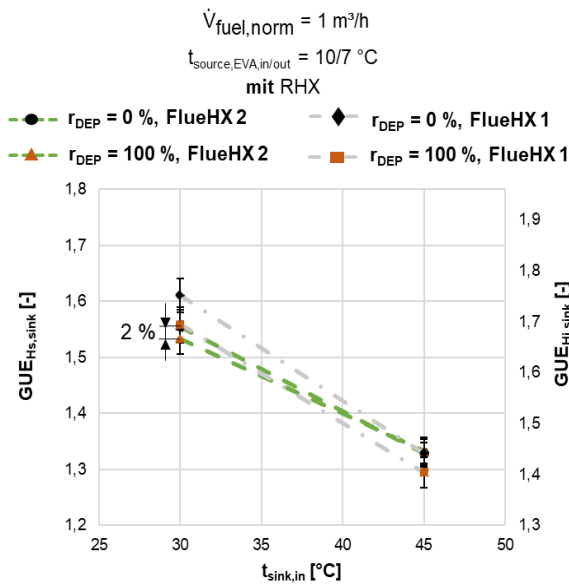


Abbildung 5-35: GUE_{HS} und GUE_{HI}-Werte bei hoher Verdampfungstemperatur (Volllast) mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP und mit RHX

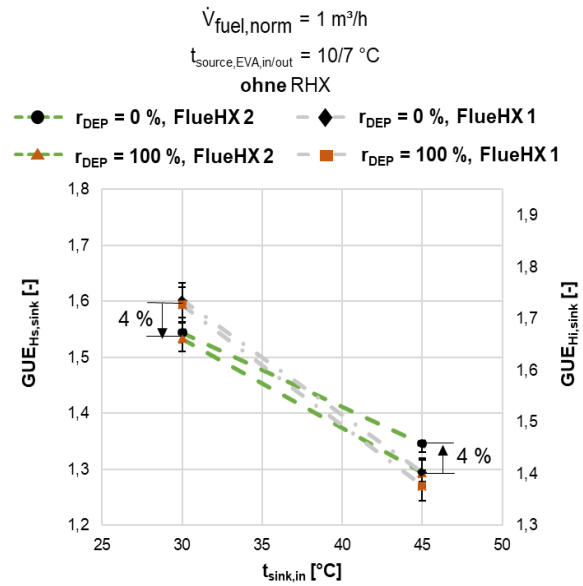


Abbildung 5-36: GUE_{HI} und GUE_{HS}-Werte bei hoher Verdampfungstemperatur (Volllast) mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP und weggeschaltetem RHX

In Abbildung 5-35 und Abbildung 5-36 ist ersichtlich, dass die GUE_{HS,sink}-Werte der Messpunkte mit der geringeren Eintrittstemperatur der Wärmesenke (30 °C) mit „FlueHX 1“ höher liegen als mit „FlueHX 2“. Dabei ist die Gas Utilization Efficiency bezogen auf den Brennwert (GUE_{HS,sink}) bei der Verwendung des DEP ($r_{\text{DEP}} = 0\%$) und weggeschaltetem RHX mit „FlueHX 2“ (1,54) um ca. 4 % geringer als mit „FlueHX 1“ (1,60) und stellt somit den höchsten Rückgang der Effizienz mit „FlueHX 2“ dar (Abbildung 5-36). Der geringste Rückgang der Effizienz bei einer Eintrittstemperatur der Wärmesenke von 30 °C und weggeschaltetem DEP ($r_{\text{DEP}} = 100\%$) gegenüber „FlueHX 1“ beträgt ca. 2 %, wobei für den „FlueHX 1“ ein GUE_{HS,sink} von 1,56 und für „FlueHX 2“ ein GUE_{HS,sink} von 1,53 erreicht wird (Abbildung 5-35). Bei steigender Eintrittstemperatur der Wärmesenke erhöht sich die Effizienz der GAWP mit „FlueHX 2“ und übertrifft jene des „FlueHX 1“. Die größte Steigerung des GUE_{HS,sink}-Wertes durch „FlueHX 2“ bei einer Eintrittstemperatur der Wärmesenke von 45 °C beträgt 4 %. Dieser Wert wird beim Messpunkt mit Verwendung des DEP ($r_{\text{DEP}} = 0\%$) und bei weggeschaltetem RHX erreicht, bei welchem sich der GUE_{HS,sink}-Wert für „FlueHX 2“ von 1,35 und für „FlueHX 1“ von 1,29 ergibt (Abbildung 5-36). Mit $r_{\text{DEP}} = 0\%$ und dazu geschaltetem RHX weisen die Messpunkte beider Abgaswärmeübertrager bei 45 °C Eintrittstemperatur der Wärmesenke nahezu den gleichen Wert für GUE_{HS,sink} auf.

Beim geringsten Temperaturhub („S30/35 – Q10/7“) mit „FlueHX 1“ und bei Volllast trägt der „FlueHX 1“ wesentlich zur Steigerung des GUE_{HS,sink}-Wertes bei. Dabei erhöht der „FlueHX 1“ die an die Wärmesenke abgeführte Leistung um ca. 5 % ($\dot{Q}_{\text{FlueHX1,w}}$ beträgt ca. 0,9 kW bei insgesamt 18,5 kW, die an den Wärmesenkenkreislauf abgegeben werden. Bei dazu geschaltetem DEP liefert der CON um ca. 13 % mehr Wärmeleistung (Abbildung 5-24) als mit „FlueHX 2“. Die

größere Wärmeübertragung am ABS-3 und die daraus resultierende Steigerung der Wärmeleistung am ABS-3 (Abbildung 5-19) mit „FlueHX 1“ vergrößern den Unterschied der Effizienz im Vergleich zum „FlueHX 2“. Die erhöhten Wärmeleistungen in den wärmesenkengekühlten Absorbern (ABS-1 und ABS-2) bei Verwendung des „FlueHX 2“ bei niedriger Eintrittstemperatur der Wärmesenke (30 °C) können die zuvor erwähnten Verluste nicht ausgleichen. In Abbildung 5-37 (mit RHX) und Abbildung 5-38 (ohne RHX) sind die Vergleiche der $GUE_{Hs,sink}$ -Werte zwischen den Abgaswärmeübertragern bei einer einseitigen Eintritts- und Austrittstemperatur in den EVA von -5 °C und -8 °C bei Volllast dargestellt.

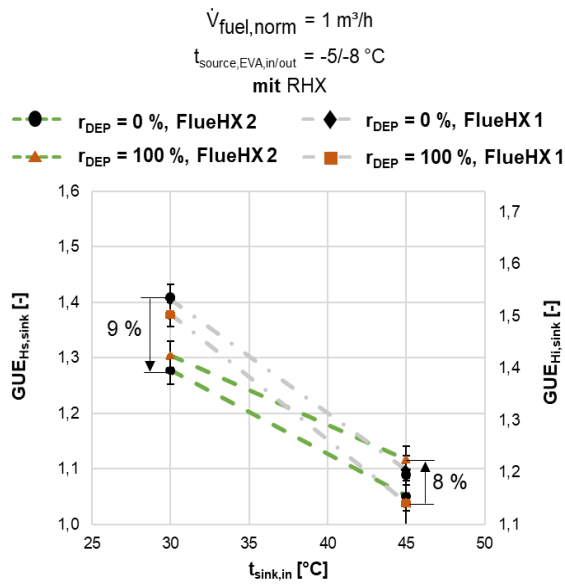


Abbildung 5-37: GUE_{Hs} und GUE_{Hi} -Werte bei niedriger Verdampfungstemperatur (Volllast) mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP und mit RHX

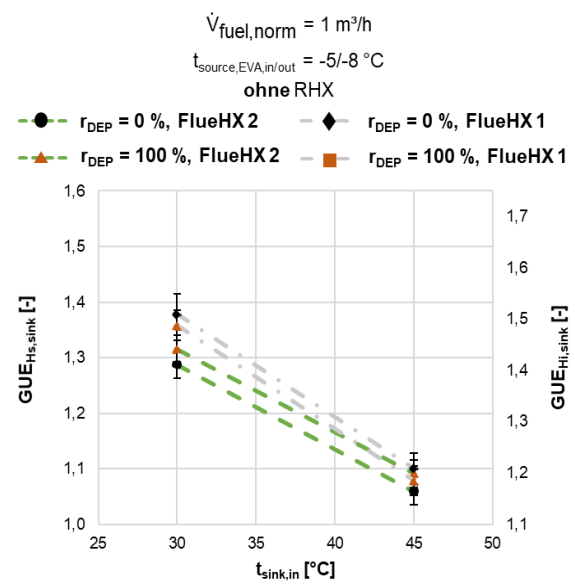


Abbildung 5-38: GUE_{Hi} und GUE_{Hs} -Werte bei niedriger Verdampfungstemperatur (Volllast) mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP und weggeschaltetem RHX

Die Unterschiede der $GUE_{Hs,sink}$ -Werte bei der Eintrittstemperatur der Wärmesenke von 30 °C in Abbildung 5-37 und Abbildung 5-38 sind etwas größer als bei höherer Verdampfungstemperatur (Abbildung 5-35 und Abbildung 5-36). Dabei sinkt der $GUE_{Hs,sink}$ -Wert mit „FlueHX 2“ auf 1,28 bzw. um 9 % gegenüber dem Betriebspunkt mit „FlueHX 1“ ($GUE_{Hs,sink} = 1,41$), wobei der DEP und der RHX verwendet werden. Dies stellt den größten Rückgang dar (Abbildung 5-37). Der hohe Rückgang des $GUE_{Hs,sink}$ -Wertes von 9 % mit dem „FlueHX 2“ ergibt sich durch mehrere Gründe. Der Druckverlust des „FlueHX 2“ (Abbildung 5-6) erhöht den spezifischen Lösungsumlauf um bis zu 40 % (Abbildung 5-23) und somit sinkt der Massenstrom des Kältemittels um bis zu 26 % (Abbildung 5-8) gegenüber dem Betriebspunkt mit „FlueHX 1“. Dies führt zur Senkung der an den Wärmesenkenkreislauf abgegebene Wärmeleistung des CON um bis zu 38 % (Abbildung 5-24), wodurch sich ein hoher Unterschied von 9 % bei den GUE-Werten ergibt.

Auf der anderen Seite wird die höchste Steigerung des $GUE_{Hs,sink}$ -Wertes mit „FlueHX 2“ ($GUE_{Hs,sink} = 1,12$) um 8 % gegenüber dem „FlueHX 1“ ($GUE_{Hs,sink} = 1,04$) bei $t_{sink,in} = 45 \text{ °C}$ und weggeschaltetem DEP erreicht (Abbildung 5-37). Die Steigerung ist unter anderem mit der einzigen Erhöhung des Kältemittelmassenstroms um ca. 10 % zu erklären (Abbildung 5-8). In

allen anderen Messpunkten sinkt dieser bei der Verwendung von „FlueHX 2“, womit auch nur hier der spezifische Lösungsumlauf (Abbildung 5-23) geringer als mit „FlueHX 1“ ist. Dadurch ergibt sich nur in diesem Messpunkt eine höhere Wärmeleistung des CON durch die Verwendung des „FlueHX 2“ (Abbildung 5-24). Der erhöhte Kältemittelmassenstrom und die höheren Temperaturen am Eintritt in den ABS-2 ergeben um 18 % mehr Wärmeleistung in den Wärmesenkenkreislauf als mit „FlueHX 1“ (Abbildung 5-30).

In Abbildung 5-39 und Abbildung 5-40 sind die GUE-Werte ($GUE_{Hs,sink}$ und $GUE_{Hi,sink}$) der Messpunkte bei Teillast bei einer soleseitigen Eintrittstemperatur von 10 °C und einer soleseitigen Austrittstemperatur von 7 °C am EVA dargestellt. Die Einteilung erfolgt mit der Verwendung und dem Wegschalten des DEP und des RHX.

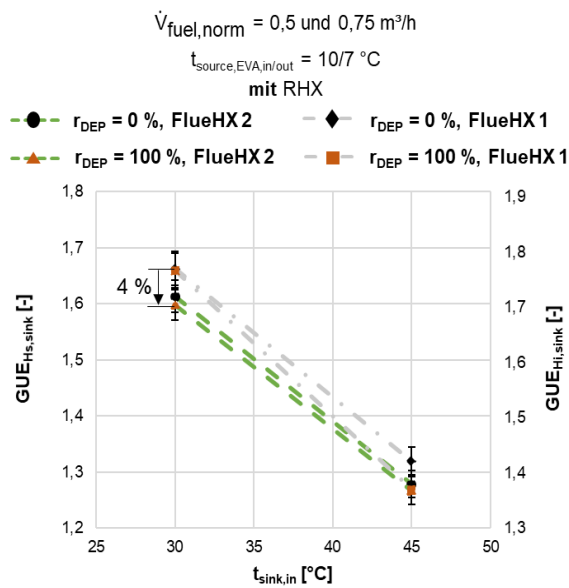


Abbildung 5-39: GUE_{Hs} - und GUE_{Hi} -Werte bei hoher Verdampfungstemperatur (Teillast) mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP und mit RHX

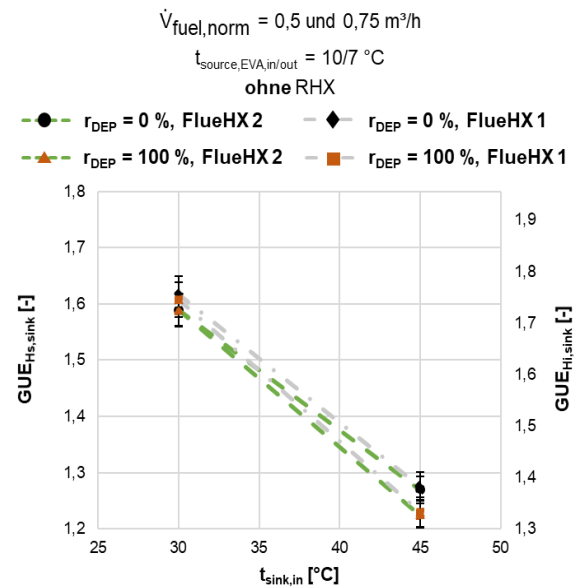


Abbildung 5-40: GUE_{Hi} und GUE_{Hs} -Werte bei hoher Verdampfungstemperatur (Teillast) mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP und weggeschaltetem RHX

Bei den Betriebspunkten mit Teillast und einer Eintrittstemperatur der Wärmesenke ($t_{sink,in}$) von 30 °C und einer Sole-Temperatur von 10 °C am Eintritt und 7 °C am Austritt des EVA beim Messpunkt ohne DEP ($r_{DEP} = 100 \%$) und mit RHX mit „FlueHX 2“ beträgt der $GUE_{Hs,sink}$ -Wert 1,60 und mit „FlueHX 1“ 1,66 und stellt damit den größten Rückgang mit ca. 4 % dar (Abbildung 5-39). Der $GUE_{Hs,sink}$ -Wert bei Verwendung von „FlueHX 2“ wird in keinem Betriebspunkt höher als mit „FlueHX 1“ (Abbildung 5-39 und Abbildung 5-40). Generell sind die Druckverluste am „FlueHX 2“ in Teillast viel geringer als in Volllast (Abbildung 5-6 vs. Abbildung 5-7), da der Massenstrom des Kältemittels reduziert wird. Damit erhöht sich der spezifische Lösungsumlauf (f) mit „FlueHX 2“ im Schnitt nur um ca. 4 % gegenüber den Betriebspunkten mit „FlueHX 1“. Bei Volllast beträgt dies durchschnittlich 15 %. Dadurch kommt es zu geringeren Abweichungen bei den Massenströmen des Kältemittels. Dabei sinkt der Massenstrom des Kältemittels bei dem zuvor erwähnten Betriebspunkt mit dem größten Rückgang des $GUE_{Hs,sink}$ -Wertes um ca. 13 %. Dieser Rückgang führt zwangsläufig zur ähnlichen Reduktion der Wärmeleistung des CON bei Verwendung von „FlueHX 2“. Die erhöhte Wärmeleistung der senkengekühlten Absorber (ABS-1

und ABS-2) mit „FlueHX 2“ von ca. 11 % bzw. 13 % im Vergleich zu „FlueHX 1“ können den $GUE_{HS,sink}$ -Wert des „FlueHX 2“ nicht soweit erhöhen, dass er höher wird als mit „FlueHX 1“. In Abbildung 5-40 ist ersichtlich, dass die $GUE_{HS,sink}$ -Werte bei weggeschaltetem RHX von „FlueHX 2“ im Vergleich zu „FlueHX 1“ kaum Unterschiede aufzeigen. In Abbildung 5-41 und Abbildung 5-42 sind die Ergebnisse der Effizienzen ($GUE_{HS,sink}$ und $GUE_{Hi,sink}$) bei Teillast und Temperaturen des Sole-Kreislaufs von $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ am Eintritt und $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ am Austritt des EVA dargestellt.

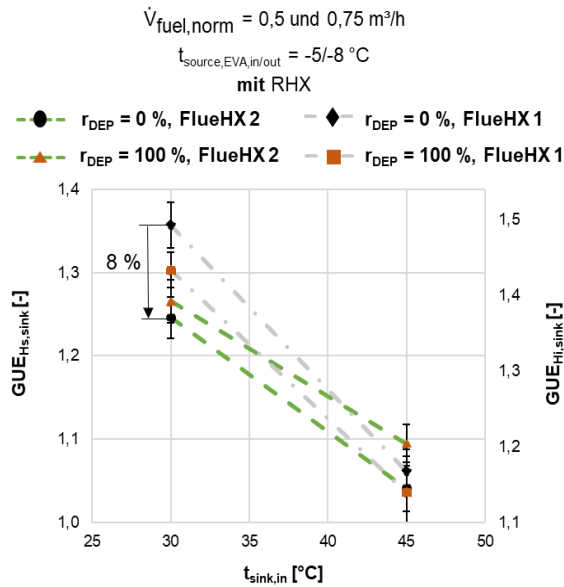


Abbildung 5-41: GUE_{HS} und GUE_{Hi} -Werte bei niedriger Verdampfungstemperatur (Teillast) mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP und mit RHX

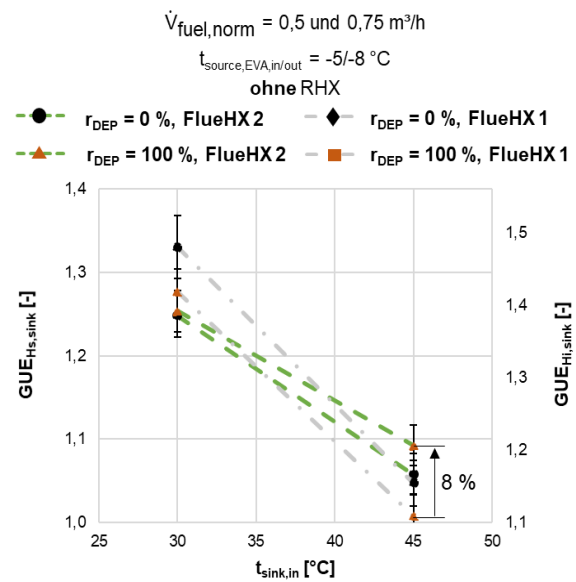


Abbildung 5-42: GUE_{Hi} und GUE_{HS} -Werte bei niedriger Verdampfungstemperatur (Teillast) mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ mit und ohne DEP und weggeschaltetem RHX

Der Betriebspunkt mit der Eintrittstemperatur der Wärmesenke $t_{sink,in} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, mit dazu geschaltetem DEP ($r_{DEP} = 0\%$) und RHX (Abbildung 5-41) besitzt mit ca. 8 % den größten Verlust des $GUE_{HS,sink}$ -Wertes bei Verwendung des „FlueHX 2“ (1,25) im Vergleich zum „FlueHX 1“ (1,36). Beim Betriebspunkt mit dem größten Rückgang der Effizienz ($GUE_{HS,sink}$) des „FlueHX 2“ gegenüber dem „FlueHX 1“ sinkt der Massenstrom des Kältemittels um ca. 16 % und dadurch verringert sich die Wärmeleistung des CON um ca. 18 %.

In Abbildung 5-42 ist ersichtlich, dass bei einer hohen Wärmesenken-Eintrittstemperatur von $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ und weggeschaltetem DEP und RHX der „FlueHX 2“ einen $GUE_{HS,sink}$ -Wert von 1,09 und der „FlueHX 1“ einen $GUE_{HS,sink}$ -Wert von 1,01 aufweist. Somit ergibt sich hier die größte prozentuelle Steigerung von ca. 8 % zu Gunsten des „FlueHX 2“. Dies wird unter anderem durch die Erhöhung des spezifischen Lösungsumlaufs um ca. 13 % mit dem „FlueHX 2“ gegenüber „FlueHX 1“ erreicht. Es ergibt sich ein um ca. 4 % höherer Massenstrom des Kältemittels und somit erhöht sich die Wärmeleistung des CON um ca. 5 % gegenüber „FlueHX 1“. Die an das Kältemittel übertragene Wärmeleistung des „FlueHX 2“ beträgt 1,1 kW und trägt maßgeblich zur Erhöhung der Wärmeabgabe der wärmesenkengeköhlten Absorber (ABS-1 und ABS-2) bei. Diese geben um ca. 7 % mehr Wärmeleistung an den Wärmesenkenkreislauf ab.

6 WIRTSCHAFTLICHKEITSANALYSE

Das Kapitel 6 erläutert zunächst die Unterschiede zwischen der statischen und der dynamischen Investitionsrechnung und erklärt die Vorgehensweise bei der Kapitalwertmethode. Anschließend werden die saisonalen Gas Utilization Efficiency-Werte ($SGUE_{HS}$) mit Hilfe der ausgewählten Konfigurationen berechnet. Dann wird die statische Investitionsrechnung mit dem Amortisationszeitvergleich behandelt, die ausschließlich zur Gegenüberstellung mit der dynamischen Investitionsrechnung dient. Danach wird die dynamische Amortisationszeit mit Hilfe der Kapitalwertmethode für die unterschiedlichen Konfigurationen berechnet, die zu einer Auswahl einer optimalen Konfiguration der GAWP führt.

6.1 Methoden der Investitionsrechnung

Es gibt eine Reihe von Methoden der Investitionsrechnung, um den Wirtschaftlichkeitsnachweis darstellen zu können. Eine wichtige Aufgabe der Investitionsrechnungen ist es, die Vielzahl an Merkmalen, in denen sich die Investitionsalternativen differenzieren, zu einem aussagekräftigen Merkmal zu reduzieren. Dieses sollte zu einer sinnvollen Aussage über den Beitrag zur Endwertmaximierung (Zielerreichungsbeitrag) der zur Auswahl stehenden Investitionsobjekte führen. Die Methoden der Investitionsrechnung sind in der Abbildung 6-1 übersichtlich dargestellt. (Bauer, 2013)

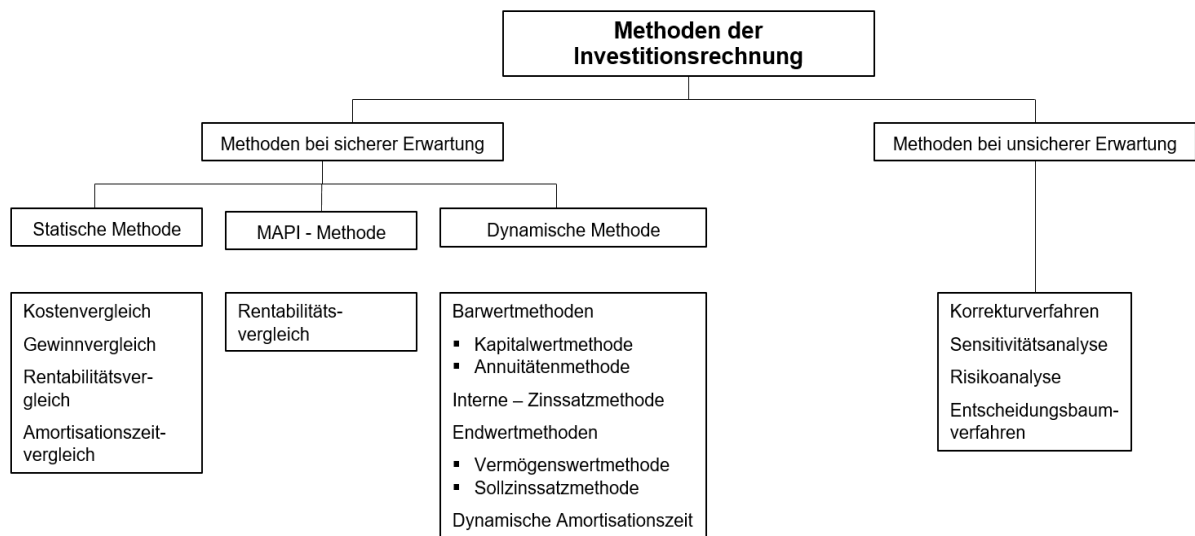


Abbildung 6-1: Methoden der Investitionsrechnung (Bauer, 2013)

In der folgenden Tabelle 6-1 sind die wesentlichen Unterschiede zwischen der statischen und der dynamischen Investitionsrechnung aufgelistet.

Tabelle 6-1: Wesentliche Unterschiede zwischen den Methoden der Investitionsrechnung (Bauer, 2013)

Statische Investitionsrechnung	Dynamische Investitionsrechnung
Kalkulatorische Größen	Zahlungsströme (Cash-Flow) <ul style="list-style-type: none"> • Einzahlungen • Auszahlungen
Zeitpunkt des Zahlungsanfalls nicht berücksichtigt	Zeitpunkt des Zahlungsanfalls wird berücksichtigt (Verzinsung mit Hilfe der Zinseszinsrechnung)
Bildung von Jahresdurchschnittswerten	Betrachtung der gesamten Nutzungsdauer

Die statische Investitionsrechnung liefert eine grobe Abschätzung der Amortisationsdauer einer Investition. Die dynamische Investitionsrechnung vermeidet die Fehler der statischen Methoden dahingehend, da die isolierte Periodisierung aller Einnahmen und Ausgaben wie beim statischen Verfahren nicht verwendet wird. Es werden die in den einzelnen Perioden getätigten Einzahlungen und Auszahlungen herangezogen und dadurch wird der gesamte Cash-Flow des Investitionsgegenstandes in Relation der Ausgaben der Investition dokumentiert. (Bauer, 2013) Aus den oben genannten Gründen wird im Rahmen der hier durchgeführten Wirtschaftlichkeitsanalyse die dynamische Investitionsrechnung mit der Kapitalwertmethode ausgewählt.

6.2 Aufstellung der Kosten und berechnungsspezifischer Werte

Die Vorgehensweise bei der statischen und dynamischen Investitionsrechnung setzt sich zusammen aus der Berechnung der saisonalen GUE_{HS} -Werten ($SGUE_{HS}$, siehe Gl. 6-1) der einzelnen Messpunkte und den Investitionskosten der Kreislaufvarianten. Im Grunde werden zwei identische Messpunkte, die jeweils mit dem „FlueHX 2“ und mit dem „FlueHX 1“ durchgeführt wurden, gegenübergestellt. Die optimale Kombination der Steigerung der $SGUE_{HS}$ -Werte und der Amortisationsdauer der für die jeweilige Konfiguration verwendeten Komponenten stellen die Hauptaspekte für die Entscheidung dar. Es sei anzumerken, dass für den $SGUE_{HS}$ -Wert die saisonale Gas Utilization Efficiency bezogen auf den Brennwert ($SGUE_{HS}$) verwendet wird.

Die folgende Tabelle 6-2 listet die Anwendungsbedingungen für die Berechnung der $SGUE_{HS}$ -Werte aus DIN EN 12309-6: 2012 auf. Es wird die Referenzheizperiode (A) ausgewählt. Die minimale Außentemperatur $T_{Design,h}$ laut DIN EN 12309-6: 2012 beträgt in dieser Referenzheizperiode -10 °C . Die Auswahl fiel auf die Referenzheizperiode (A), da auch die feststehende Austrittstemperatur des Innenwärmeübertragers (55 °C) mit der im Prüfstand eingestellten Temperatur übereinstimmt. Der in DIN EN 12309-6: 2012 vorkommende Begriff „Innenwärmeübertrager“ steht bei dieser Masterarbeit für die Rücklauftemperatur der GAWP.

Tabelle 6-2: Voll- und Teillastbedingungen für die Berechnung der Bezugswerte der saisonalen Effizienzkennzahl im Heizbetrieb gemäß DIN EN 12309-6: 2012

Referenzheizperiode (A)		Außenwärmeüber-trager		Innenwärmeübertrager	
		Außenluft		Eintritts-/ Austrittstemperaturen	
Teillastverhältnis	In [%]	Trockenkugel- (Feuchtkugel-) Temperatur der Einlassluft	Fest- stehender Austritt	Variabler Austritt	
		[°C]	[°C]	[°C]	
A	$(-7-16)/(t_{\text{Design,h}}-16)$	88	-7 (-8)	^a /55	^a /52
B	$(2-16)/(t_{\text{Design,h}}-16)$	54	2 (1)	^a /55	^a /42
C	$(7-16)/(t_{\text{Design,h}}-16)$	35	7 (6)	^a /55	^a /36
D	$(12-16)/(t_{\text{Design,h}}-16)$	15	12 (11)	^a /55	^a /30
E	$(\text{TOL}-16)/(t_{\text{Design,h}}-16)$	TOL	^a /55	^a /52-(-7-TOL)/(-7-2)·(52-42)	
F	$(t_{\text{bivalent}}-16)/(t_{\text{Design,h}}-16)$	t_{bivalent}	^a /55	Der variable Austritt ist durch Interpolation zwischen den oberen und unteren Temperaturen zu berechnen, die am nächsten an der bivalenten Temperatur liegen	

^aBei der unter Norm-Nennprüfbedingung bestimmten Wasserdurchflussmenge für Anwendungen bei hoher Temperatur nach EN 12309-3: 2012 bei Geräten mit fest eingestellter Wasserdurchflussmenge oder mit der durch die Steuerung festgelegten und eingestellten Wasserdurchflussmenge bei Geräten mit einer variablen Wasserdurchflussmenge.

Die in Tabelle 6-2 dargestellten Voll- und Teillastpunkte der Anlage setzen sich aus den konstanten Vor- und Rücklauftemperaturen des Wärmesenkenkreislaufs zusammen. Lediglich die die Temperatur der Außenluft und die Brennerleistung verändern sich. Dieser Umstand spiegelt näherungsweise die realen Bedingungen der unterschiedlichen Außenlufttemperaturen in den entsprechenden Jahreszeiten wieder.

Die folgende Matrix in Tabelle 6-3 zeigt die für den Vergleich der SGUE_{HS}-Werte verwendeten Auswahlvarianten. Es werden laut Tabelle 6-3 insgesamt acht Auswahlvarianten jeweils in Voll- und Teillast mit den Abgaswärmeübertragern „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ gegenübergestellt. Die daraus ermittelten GUE_{HS}-Werte entsprechen dem Verhältnis der an den Wärmesenkenkreislauf abgegebenen Wärmeleistungen in Relation zur Heizleistung des Erdgases. Da der SGUE_{HS}-Wert Außentemperaturen von -10 °C bis 15 °C berücksichtigt, werden alle GUE_{HS}-Werte mit dem

Programm (EES, 2019) in einem Simulationsmodell ermittelt. Die im Prüfstandsbetrieb gemessenen GUE_{Hs} -Werte bei Eintrittstemperaturen des Solekreislaufes in den EVA mit -5 °C und 10 °C dienen als Vergleich zu den simulierten Betriebspunkten.

Tabelle 6-3: Matrix für die Auswahlvarianten zur Ermittlung von $SGUE_{Hs}$ -Werten

		Brennerleistung	Temperaturen des Wärmesenkenkreislaufs (Wasser)	Temperaturen des Wärmequellenkreislaufs (Sole)	Kreislaufvarianten
		[%]	[°C]	[°C]	
„FlueHX 1“	Volllast bzw. Teillast	55 bzw. 45	45/55	-5/-8 bzw. 10/7	-
					RHX
					DEP
					REC
					RHX, REC
					RHX, DEP
					DEP, REC
					DEP, REC, RHX
„FlueHX 2“	Volllast bzw. Teillast	55 bzw. 45	45/55	-5/-8 bzw. 10/7	-
					RHX
					DEP
					REC
					RHX, REC
					RHX, DEP
					DEP, REC
					DEP, REC, RHX

Die Berechnung des $SGUE_{Hs}$ -Werts bezogen auf den Brennwert (H_s) wird in Gl. 6-1 dargestellt
DIN EN 12309-6: 2012:

$$SGUE_{Hs} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j \cdot Ph(t_j)}{\sum_{j=1}^n h_j \cdot \left(\frac{Ph(t_j)}{GUE_{Hs}(t_j)} \right)} \quad \text{Gl. 6-1}$$

Die Variable t_j stellt die Temperaturstufen-(BIN-) Temperatur und der Index j die Temperaturstufen-(BIN-) Nummer dar. Die einzelnen Heizlasten des Gebäudes $Ph(t_j)$ werden für die entsprechenden Temperaturen t_j aufgelistet, wobei h_j die Anzahl der Temperaturstufen-(BIN-) Stunden beinhaltet. Mit der Variable $GUE_{Hs}(t_j)$ werden die GUE_{Hs} -Werte der GAWP bei den entsprechenden Temperaturen berücksichtigt. Danach werden die Terme in Gl. 6-1 bis zu Variablen n aufsummiert, welche die Anzahl der Temperaturstufen (BINs) darstellt. Die Werte für h_j und t_j können aus Tabelle 6-5 entnommen werden. Die maximale Heizleistung Ph_{max} des Prüfstandes beträgt für die Temperatur $t_{Design,h} = -10\text{ °C}$ 15 kW. Die Zahlenwerte für $GUE_{Hs}(t_j)$ und

$Ph(t_j)$ werden durch die ermittelten Werte aus dem Simulationsmodell der Teillastbedingungen berechnet. Die Gl. 6-2 zeigt die Berechnung des Teillastverhältnisses $PLRh(t_j)$ der maximal benötigten Heizleistung bei $t_{Design,h}$ bei einer gegebenen Außenlufttemperatur t_j (DIN EN 12309-6: 2012):

$$PLRh(t_j) = \frac{(t_j - 16)}{t_{design,h} - 16} \quad \text{Gl. 6-2}$$

Die folgende Gleichung (Gl. 6-3) beschreibt die Berechnung der Heizlast $Ph(t_j)$ bei der jeweiligen Temperatur t_j , die sich aus der Multiplikation der Teillastverhältnisse $PLRh(t_j)$ und der maximalen Heizleistung Ph_{max} ergibt:

$$Ph(t_j) = PLRh(t_j) \cdot Ph_{max} \quad \text{Gl. 6-3}$$

Die Wetterdaten von Meteonorm (2019) für die Stadt Graz liefern die Stundenanzahl für die gemessenen Temperaturen t_j (Tabelle 6-5). In DIN EN 12309-6: 2012 kommt die Temperatur $t_j = 15^\circ\text{C}$ nur 74 Stunden im Jahr vor, während in Graz diese Temperatur 360 Stunden im Jahr (Meteonorm, 2019) aufgezeichnet wird.

Die $SGUE_{HS}$ -Werte können nach unterschiedlichen Berechnungsmethoden (Tabelle 6-4) ermittelt werden. Die Variante $SGUE_{HS}^{sim-annual}(t_{Meteonorm,Graz})$ erfordert die Simulation der Anlage für jede Außentemperatur, die für den jeweiligen Standort (hier Graz) gemessen wurde. Für $SGUE_{HS}^{meas-bin}(t_{EN12309-6})$ werden hingegen fünf Teillastpunkte nach DIN EN 12309-6: 2012, die in Tabelle 6-2 aufgelistet sind, gemessen und die restlichen Betriebspunkte können interpoliert werden.

Im Rahmen der Wirtschaftlichkeitsanalyse wurde die Berechnungsmethode $SGUE_{HS}^{sim-annual}(t_{EN12309-6})$ mit Auswahl der Temperaturen (t_j) aus DIN EN 12309-6: 2012 und einer Auflösung von 1 K ausgewählt. Die Meteonorm-Daten für Graz wurden als Vergleich für die Stunden der einzelnen Temperaturen t_j in Tabelle 6-5 aufgelistet.

Tabelle 6-4: Berechnungsmethoden für den $SGUE_{HS}$ -Wert (Wechsler, et al., 2016)

	Temperaturdaten	Teillast-zustände	Teillast-Berechnungs-verfahren
$SGUE_{HS}^{meas-bin}(t_{EN12309-6})$	Mittleres Klima (A), EN12309-6	5	Interpolation der 5 gemessenen Teillastzustände
$SGUE_{HS}^{sim-annual}(t_{EN12309-6})$	Mittleres Klima (A), EN12309-6, Auflösung 1 K*	8.760 ¹	Einzelsimulation aller Teillastzustände

¹inklusive Kühlperiode

Tabelle 6-5: Für die Berechnung der Gleichungen (Gl. 6-2 und Gl. 6-3) verwendete Bezugswerte
(DIN EN 12309-6: 2012), (Meteonorm, 2019)

j	t_j	h_{EN12309,j}	h_{Meteonorm,j} (Graz)	PLR
[-]	[°C]	[h/a]	[h/a]	[%]
1 bis 20	-30 bis -11	0	35	-
21	-10	1	55	100
22	-9	25	43	96
23	-8	23	40	92
24	-7	24	79	88
25	-6	27	75	85
26	-5	68	87	81
27	-4	91	93	77
28	-3	89	179	73
29	-2	165	199	69
30	-1	173	269	65
31	0	240	273	62
32	1	280	291	58
33	2	320	310	54
34	3	357	273	50
35	4	356	272	46
36	5	303	250	42
37	6	330	250	38
38	7	326	283	35
39	8	348	299	31
40	9	335	337	27
41	10	315	302	23
42	11	215	290	19
43	12	169	287	15
44	13	151	297	12
45	14	105	339	8
46	15	74	360	4

In Abbildung 6-2 ist die Stundenanzahl der Temperaturen t_j aus Tabelle 6-5 für die Jahre 2000 bis 2009 dargestellt.

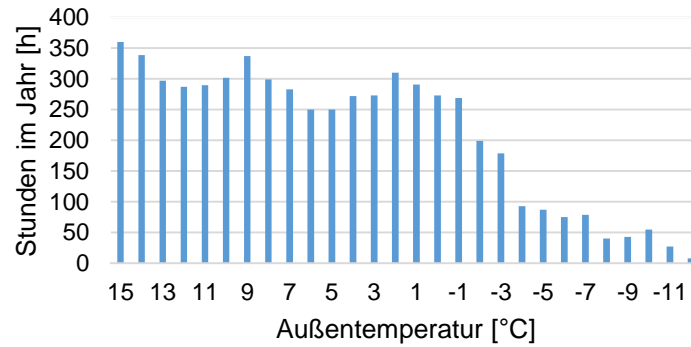


Abbildung 6-2: Verlauf der Außentemperatur in Graz im Durchschnitt zwischen 2000 bis 2009 (Meteonorm, 2019)

Für die Wirtschaftlichkeitsanalyse wird ein Einfamilienhaus als Referenzgebäude mit 141,7 m² Wohnfläche ausgewählt, welche der durchschnittlichen Wohnfläche in Österreich laut Statistik Austria (2018) entspricht.

Um die Amortisationsdauer einzelner Komponenten berechnen zu können, werden eine Reihe von Kosten betrachtet, sowie eine Nutzungsdauer von 20 Jahren angenommen. Einen Kostenpunkt stellt unter anderem der aktuelle Erdgaspreis in Österreich dar. Dieser steigt in jedem Jahr durch einen entsprechenden Prozentsatz und wird in Tabelle 6-6 dargestellt. Die prognostizierten Preise für den Energieträger Erdgas für die Jahre 2020 bis 2030 in fünf Jahresschritten wurden aus Müller et al. (2017) übernommen, um die Amortisationsrechnung für die gesamte Nutzungsdauer von 20 Jahren (Tabelle 6-7) durchführen zu können. Die Erdgaspreise für die nicht dargestellten Jahre in Tabelle 6-6 wurden linear interpoliert. Die letzte Spalte der Tabelle 6-6 mit der Bezeichnung (s_{Erdgas}) stellt die prozentuale jährliche Preissteigerung dar. Um diese Preisentwicklung einigermaßen in der dynamischen Investitionsrechnung verwenden zu können, wurde die jährliche Preissteigerung (s_{Erdgas}) mit Gl. 6-4 berechnet. $K_{\text{Erdgas},2020}$ und $K_{\text{Erdgas},2025}$ bilden die Erdgaspreise in den jeweiligen Jahren ab. Diese Berechnung muss für die Jahre 2018 bis 2020, 2020 bis 2025 und für 2025 bis 2030 durchgeführt werden. Es ist noch zu erwähnen, dass die Preise für Erdgas von 2017 und 2018 in Tabelle 6-6 für Haushalte aus der Kategorie mit einem jährlichen Energieverbrauch von 5.600 kWh bis 55.600 kWh von E-Control (2019) entnommen worden sind.

$$K_{\text{Erdgas},2025} = K_{\text{Erdgas},2020} \cdot (1 + s_{\text{Erdgas}})^n \quad \text{Gl. 6-4}$$

$$s_{\text{Erdgas}} = \sqrt[n]{\frac{K_{\text{Erdgas},2025}}{K_{\text{Erdgas},2020}}} - 1$$

mit $n = 5$

Tabelle 6-6: Auflistung und relative Steigerung der Erdgaspreise von 2017 bis 2040
(E-Control, 2019), (Müller et al., 2017)

Jahr	Erdgaspreis (K_{Erdgas})	Zeitraum	S_{Erdgas} (jährliche Steigung)
[-]	[€/kWh]	[-]	[%/a]
2017	0,069		
2018	0,070		
2020*	0,078	2018 bis 2020	4,59
2025*	0,083	2020 bis 2025	1,25
2030*	0,087	2025 bis 2030	0,95
2035*	0,091	2030 bis 2035	0,90
2040*	0,093	2035 bis 2040	0,44

*Prognostizierte Preise für Erdgas (Müller et al., 2017)

Die Einnahmen für die statische und dynamische Amortisationsrechnung werden durch die jährliche Einsparung der Erdgaskosten der Anlage mit „FlueHX 2“ durch die gesteigerte Effizienz ($SGUE_{\text{HS}}$) und dem dadurch verringerten Verbrauch an Erdgas im Vergleich zur vergleichbaren Konfiguration mit „FlueHX 1“ dargestellt. Die jährliche Einsparung erhöht sich zusätzlich in den Folgejahren durch die jährlich steigenden Erdgaspreise.

Die Investitionskosten und die Nutzungsdauer der Bauteile sind in Tabelle 6-7 aufgelistet:

Tabelle 6-7: Kostenaufstellung der einzelnen Komponenten

	Investitionskosten	Nutzungsdauer
	[€]	[a]
Kältemittelgekühlter Abgaswärmeübertrager („FlueHX 2“)	420	20
Wärmesenkengekühlter Abgaswärmeübertrager („FlueHX 1“)	65	20
Dephlegmator (DEP)	158	20
Rektifizierkolonne (REC)	143	20
Kältemittelwärmeübertrager (RHX)	250	20

Es wurden die $SGUE_{\text{HS}}$ -Werte aller Auswahlvarianten, die in der Matrix in Tabelle 6-3 aufgeführt sind, berechnet. Tabelle 6-8 stellt die GUE_{HS} -Werte, sowie die Hilfsgrößen (Terme aus Gl. 6-1) für die Kreislaufkonfigurationen B1.0_S45/55_Q-5/-8_rDEP100_rREC-TU (Volllast) und B0.75_S45/55_Q-5/-8_rDEP100_rREC-TU (Teillast) als Beispiel dar.

Die GUE -Werte in Abhängigkeit der Außentemperaturen wurden mit dem Programm EES (2019) simuliert. Dabei wurde eine Grädigkeit zwischen der Verdampfungstemperatur und der Außenlufttemperatur von 3 K angenommen. Das Simulationsmodell weist bei dieser Konfiguration eine maximale Abweichung von 4,3 % zu den Messwerten auf (vergl. Spalte „ GUE_{HS} (Messwerte)“ mit Spalte „Simulierte GUE_{HS} “ in Tabelle 6-8).

Zur Berechnung der saisonalen Effizienz werden zunächst das Produkt aus den Termen $h_{\text{EN}12309,j}$ und PLR, die in Tabelle 6-5 für jede Temperaturstufen-(BIN-) Temperatur bei (t_i) aufgelistet sind,

berechnet (Tabelle 6-8). Dieses Produkt wird durch die GUE_{HS} -Werte bei dem zugehörigen t_j dividiert. Im nächsten Schritt werden der Heizbedarf und der Energieeinsatz der beiden Abgaswärmeübertrager („FlueHX 1“ und „FlueHX 2“) der Tabelle 6-8 aufsummiert. Die Anwendung von Gl. 6-1 liefert schlussendlich den gesuchten Wert für den $SGUE_{HS}$. Durch die Simulation der GUE_{HS} -Werte entstehen Abweichungen von den tatsächlichen GUE_{HS} -Werten. Würden für alle Temperaturen t_j (Tabelle 6-8) für die Außenluft separate Versuche durchgeführt werden, ergäbe dies 26 Versuche für eine Auswahl bei einer Auflösung von 1 K (Tabelle 6-3). In Summe bräuchte man jeweils 208 Versuche für den „FlueHX 1“ und für den „FlueHX 2“, welche aus Zeitgründen nicht durchgeführt werden konnten.

Tabelle 6-8: Ermittlung der GUE_{HS} -Werte und Berechnung der Hilfsgrößen

tj	FlueHX 1		FlueHX 2		Heizbedarf	Energieeinsatz (Gas)	
	GUE_{HS} (Messwerte)	Simulierte GUE_{HS}	GUE_{HS} (Messwerte)	Simulierte GUE_{HS}		FlueHX 1	FlueHX 2
	[°C]	[-]	[-]	[-]		$h_{EN1209J} \cdot Ph(t_j) / GUE_{HS}$ [kWh/a]	$h_{EN1209J} \cdot Ph(t_j) / GUE_{HS}$ [kWh/a]
Vollast	-12			0,849	0	0	0
	-11			0,849	0	0	0
	-10			0,85	13	15	13
	-9			0,862	300	348	304
	-8			0,903	265	293	260
	-7			0,945	264	279	253
	-6			0,98	287	293	268
	-5			1,011	689	681	631
	-4			1,038	876	844	785
	-3			1,063	812	764	711
Teillast	-2	1,039	1,117	1,086	1,423	1,310	1,221
	-1			1,107	1,406	1,270	1,183
	0			1,126	1,860	1,652	1,547
	1			1,144	2,030	1,774	1,671
	2			1,161	2,160	1,860	1,760
	3			1,176	2,231	1,897	1,802
	4			1,192	2,047	1,717	1,642
	5			1,206	1,591	1,319	1,267
	6			1,212	1,568	1,293	1,240
	7			1,224	1,426	1,165	1,123
Σ	8			1,234	1,349	1,093	1,033
	9			1,245	1,131	908	863
	10			1,255	906	722	686
	11			1,265	511	404	386
	12			1,274	317	249	238
	13	1,269	1,267	1,284	227	176	170
	14			1,295	105	81	78
	15			1,306	37	28	28
	16			1,315	0	0	0
	17			1,324	0	0	0
						≈ 25.800	21.162
						22.436	

Die gemessenen GUE_{HS} -Werte für „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ in Tabelle 6-8 ergaben aus folgenden Kreislaufkonfigurationen:

„B1.0_S45/55_Q-5/-8_rDEP100_rRECTU-St_RHX1_FlueHX1 bzw. FlueHX2“ (Vollast)

„B0.75_S45/55_Q10/7_rDEP100_rRECTU-St_RHX1_FlueHX1 bzw. FlueHX2“ (Teillast).

In der Tabelle 6-9 werden die Ergebnisse der $SGUE_{HS}$ -Werte aller Kreislaufkonfigurationen der Tabelle 6-3 dargestellt.

6.3 Auswahl der Kreislaufkonfiguration für die Wirtschaftlichkeitsanalyse

Der Wert für $\Delta\text{SGUE}_{\text{Hs,a}}$ (Gl. 6-5) in Tabelle 6-9 zeigt die prozentuale Veränderung des SGUE_{Hs} -Wertes der Konfiguration mit dem „FlueHX 2“ im Vergleich zum „FlueHX 1“. Die Gl. 6-5 zeigt als Beispiel die Berechnung von $\Delta\text{SGUE}_{\text{Hs,a}}$ zwischen „FlueHX 1“ & RHX, REC und „FlueHX 2“ & RHX, REC.

$$\Delta\text{SGUE}_{\text{Hs,a}} = \frac{1,220}{1,151} - 1 = 0,0602 \triangleq 6,02 \% \quad \text{Gl. 6-5}$$

Tabelle 6-9: Ergebnisse der Berechnungen der SGUE_{Hs} -Werte

	SGUE_{Hs}							
	nur Abgas- WÜ	Abgas-WÜ und						
		RHX	REC	DEP	RHX, REC	DEP, REC	DEP, REC, RHX	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
$\Delta\text{SGUE}_{\text{Hs,a}}$ [%]	9,59	7,63	3,81	1,11	6,02	2,50	1,36	1,27

Es wird deutlich, dass sich der Prozentsatz in Abhängigkeit der verwendeten Komponenten relativ stark verändert. In der Variante, in der nur die Abgaswärmeübertrager („FlueHX 1“ bzw. „FlueHX 2“) verwendet werden, beträgt die Steigerung des SGUE_{Hs} -Wertes 9,59 % und nimmt somit den höchsten Wert ein. Auf der anderen Seite zeigt die Variante mit dazu geschaltetem DEP die geringste Steigerung des SGUE_{Hs} -Wertes mit 1,11 %. Der Messpunkt, bei dem der RHX und die REC zusätzlich zum Abgaswärmeübertrager verwendet werden, zeigt eine beachtliche Steigerung des SGUE_{Hs} -Wertes von 6,02 %.

Es wird ersichtlich, dass die Verwendung des RHX mit und ohne der REC im Vergleich zu den anderen Auswahlvarianten die geringsten dynamischen Amortisationszeiten aufweisen wird, und der SGUE_{Hs} -Wert im Vergleich zur Konfiguration mit ausschließlichen Einbau der Abgaswärmeübertrager höher ausfällt. Die Auswahl, bei der nur die Abgaswärmeübertrager („nur Abgas-WÜ“) miteinander verglichen werden, stellt zwar die höchste Steigerung des SGUE_{Hs} -Wertes dar, aber diese Werte sind im Vergleich zur getroffenen Auswahl im Einzelnen geringer (Tabelle 6-9). Im Vergleich zur Auswahl mit RHX und REC wären die jährlichen Betriebskosten deutlich höher. Damit die jährliche Einsparung der Erdgaskosten so hoch wie möglich ausfallen, werden die Auswahlmöglichkeiten mit höheren SGUE_{Hs} -Werten betrachtet.

Dieser Umstand führt dazu, dass eine Vorauswahl für die Konfiguration **„Abgas-WÜ und RHX, REC“** anhand der Daten in der Tabelle 6-9 getroffen werden kann.

Die Tabelle 6-10 listet die prozentuelle Steigerung jeder Auswahlvariante mit „FlueHX 2“ in Relation zum Betriebspunkt auf, in dem nur der „FlueHX 2“ verwendet wird (Bezugspunkt). Dies

wird mit $\Delta\text{SGUE}_{\text{HS},b}$ ausgedrückt. Die Gl. 6-6 beschreibt als Beispiel die Berechnung von $\Delta\text{SGUE}_{\text{HS},b}$ zwischen „FlueHX 2“ (Bezugspunkt) und „FlueHX 2“ & RHX, REC:

$$\Delta\text{SGUE}_{\text{HS},b} = \frac{1,220}{1,150} - 1 = 0,0609 \triangleq 6,09 \% \quad \text{Gl. 6-6}$$

Die prozentuelle Erhöhung des SGUE_{HS} -Wertes als $\Delta\text{SGUE}_{\text{HS},c}$ wird beispielhaft in Gl. 6-7 dargestellt. Dabei wird die Kombination aus „FlueHX 2“ & RHX, REC durch den Bezugspunkt (nur „FlueHX 1“) dividiert.

$$\Delta\text{SGUE}_{\text{HS},c} = \frac{1,220}{1,050} - 1 = 0,0965 \triangleq 9,65 \% \quad \text{Gl. 6-7}$$

Die höchste Steigerung des SGUE_{HS} -Werts beim Vergleich der Konfigurationen mit „FlueHX 1“ erfolgt bei der Verwendung von DEP und RHX (Tabelle 6-11). Diese Konfiguration erhöht den SGUE_{HS} -Wert um 17,44 % gegenüber dem Bezugspunkt (nur „FlueHX 1“). Wird der Messpunkt mit dem „FlueHX 2“ als Bezugspunkt gewählt, so erfährt der Messpunkt mit RHX und DEP die höchste Steigerung des SGUE_{HS} -Werts um 7,17 % (Tabelle 6-10).

Tabelle 6-10: Prozentuelle Steigerungen der SGUE_{HS} -Werten der Auswahlvarianten im Vergleich zum Bezugspunkt mit „FlueHX 2“

		$\Delta\text{SGUE}_{\text{HS},b}$
		[%]
	„FlueHX 2“ (Bezugspunkt)	-
„FlueHX 2“	RHX	3,60
	DEP	4,38
	REC	3,43
	RHX, REC	6,09
	DEP, REC	4,19
	DEP, REC, RHX	4,11
	RHX, DEP	7,17

Tabelle 6-11: Prozentuelle Steigerungen der SGUE_{HS} -Werten der Auswahlvarianten im Vergleich zum Bezugspunkt mit „FlueHX 1“

		$\Delta\text{SGUE}_{\text{HS},c}$
		[%]
	„FlueHX 1“ (Bezugspunkt)	-
	„FlueHX 2“	9,59
„FlueHX 2“	RHX	13,53
	DEP	14,39
	REC	13,35
	RHX, REC	16,26
	DEP, REC	14,18
	DEP, REC, RHX	14,10
	RHX, DEP	17,44

Um die Annahme mit der geringen Amortisationsdauer der ausgewählten Kreislaufkonfiguration in Tabelle 6-9 (grün gefärbte Spalte) nachweisen zu können, wurden eine statische und eine dynamische Investitionsrechnung für alle Varianten der Tabelle 6-9 durchgeführt.

In Tabelle 6-12 ist ein Überblick der prozentuellen Veränderungen der SGUE_{HS} -Werte aller Konfigurationen zueinander dargestellt.

Tabelle 6-12: Prozentuelle Änderungen der SGUE_{HS}-Werte bei Vergleich aller Konfigurationen

		$\Delta \text{SGUE}_{\text{HS}} [\%]$							
		„FlueHX 2“ und							
		nur „FlueHX 2“	RHX	DEP	REC	RHX, REC	RHX, DEP	DEP, REC	DEP, REC, RHX
Bezug	Nur „FlueHX 1“	9,59%	13,53%	14,39%	13,35%	16,26%	17,44%	14,18%	14,10%
	RHX	3,89%	7,63%	8,44%	7,45%	10,21%	11,34%	8,24%	8,16%
	DEP	-3,13%	0,35%	1,11%	0,19%	2,76%	3,81%	0,92%	0,85%
	REC	0,37%	3,98%	4,76%	3,81%	6,48%	7,56%	4,57%	4,50%
	RHX, REC	-0,06%	3,54%	4,32%	3,37%	6,02%	7,10%	4,13%	4,05%
	RHX, DEP	-5,50%	-2,10%	-1,37%	-2,26%	0,24%	1,27%	-1,55%	-1,62%
	DEP, REC	-1,62%	1,92%	2,69%	1,75%	4,36%	5,43%	2,50%	2,43%
	DEP, REC, RHX	-2,65%	0,85%	1,61%	0,69%	3,27%	4,33%	1,43%	1,36%

In Gl. 6-8 wird beispielhaft die Berechnung der prozentuellen Änderung des SGUE_{HS}-Wertes ($\Delta \text{SGUE}_{\text{HS}}$) der Konfiguration „FlueHX 2“ und RHX, DEP im Vergleich zur Konfiguration „FlueHX 1“ und RHX dargestellt:

$$\Delta \text{SGUE}_{\text{HS}} = \frac{1,233}{1,107} - 1 = 0,1134 \triangleq 11,34 \% \quad \text{Gl. 6-8}$$

6.4 Statische Investitionsrechnung

Um eine Abschätzung der Amortisationsdauer für die Auswahl „FlueHX 2“ & RHX, REC durchführen zu können, wird der statische Amortisationszeitenvergleich verwendet. Dabei entsprechen die jährlichen Gaskosteneinsparungen den Einnahmen und die jährlichen Ausgaben sind durch die Annahme konstanter Wartungskosten mit Null zu betrachten. Die Einnahmenüberschüsse ($E_{(t)}$) werden als jährlich konstant angenommen. In Tabelle 6-13 ist die Berechnung der statischen Amortisationszeit exemplarisch für die Konfiguration „FlueHX 2“ & RHX, REC dargestellt.

Tabelle 6-13: Berechnung der statischen Amortisationszeit für den Messpunkt mit RHX und REC

FlueHX2 & RHX, REC (SGUE_{HS} = 1,220) im Vergleich zu FlueHX1 & RHX, REC (SGUE_{HS} = 1,151)					
Periode	Gaskosten- einsparung	Auszahlungen	kumuliert	Rückfluss- Investitionskosten	stat. Amortisations- dauer
k	E _(t)	A _(t)	Σ(E _(t) -A _(t))	I _K	T _{stat}
[a]	[€/a]	[€/a]	[€]	[€]	[a]
0	0	0	0,0	-355,0	10,4
1	37,6	0	37,6	-317,4	
2	37,6	0	75,1	-279,9	
3	37,6	0	112,7	-242,3	
4	37,6	0	150,3	-204,7	
5	37,6	0	187,9	-167,1	
6	37,6	0	225,4	-129,6	
7	37,6	0	263,0	-92,0	
8	37,6	0	300,6	-54,4	
9	37,6	0	338,1	-16,9	
10	37,6	0	375,7	20,7	
11	37,6	0	413,3	58,3	
12	37,6	0	450,8	95,8	
13	37,6	0	488,4	133,4	
14	37,6	0	526,0	171,0	
15	37,6	0	563,6	208,6	
16	37,6	0	601,1	246,1	
17	37,6	0	638,7	283,7	
18	37,6	0	676,3	321,3	
19	37,6	0	713,8	358,8	
20	37,6	0	751,4	396,4	

Die in Tabelle 6-13 dargestellte Spalte mit „Rückfluss-Investitionskosten“ verringert sich jedes Jahr um 37,6 €, wobei der Anfangswert (355 €) die „Mehr“-Investitionskosten darstellt. Da in der Berechnung der statischen Amortisationsdauer die jährlichen Einnahmenüberschüsse gleich bleiben, entspricht die Gaskosteneinsparung des ersten Jahres auch jener der folgenden 19 Jahre (Tabelle 6-13). Wenn die Summe der rückgeflossenen „Mehr“-Investitionskosten aus der Gaskosteneinsparung den Wert Null erreichen, ist die statische Amortisationszeit erreicht. Die Berechnung der statischen Amortisationszeit mit 10,4 Jahren erfolgt durch lineare Interpolation.

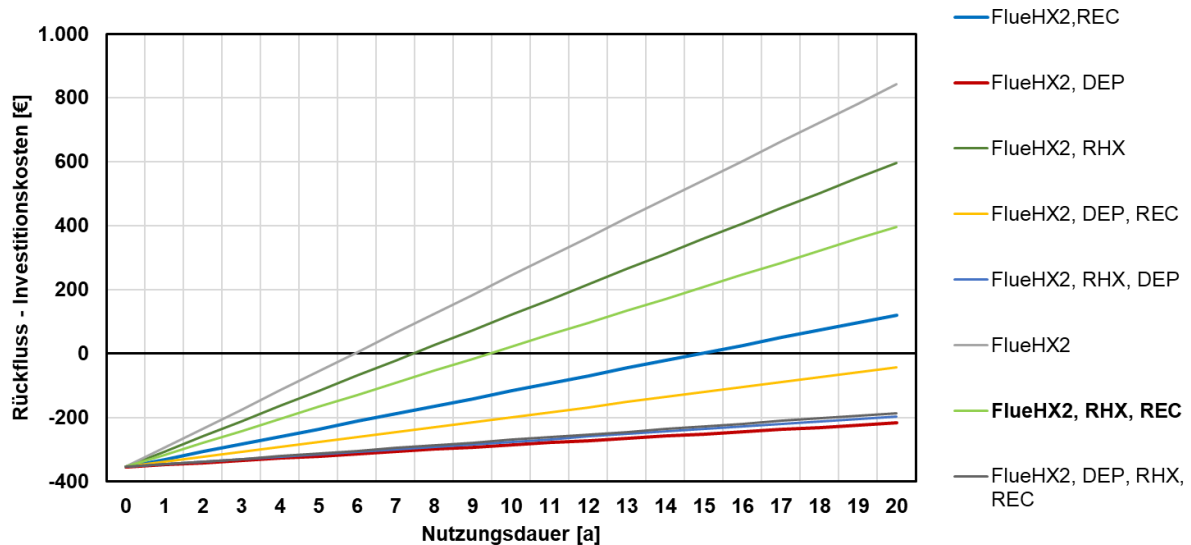


Abbildung 6-3: Statische Amortisationsrechnung des kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers („FlueHX 2“) unterschiedlicher Konfigurationsvarianten

In Abbildung 6-3 sind die Verläufe der Rückflüsse der „Mehr“-Investitionskosten verursacht durch die konstanten jährlichen Gaskosteneinsparungen dargestellt. Die „Mehr“-Investitionskosten mit 355 €, die durch die Anschaffungskosten des „FlueHX 2“ (420 €) minus der Einsparung des „FlueHX 1“ (65 €) gebildet werden, sind in Abbildung 6-3 analog zur Abbildung 6-6 (siehe Kapitel 6.5) für alle Konfigurationen als Basis gleich gesetzt, womit der direkte Vergleich der Konfigurationen gebildet wird. Dabei ergibt sich für die aus Kapitel 6.3 ausgewählte Konfiguration „FlueHX 2“ & RHX, REC eine statische Amortisationszeit von 10,4 Jahren (Tabelle 6-13), die in Abbildung 6-3 der drittkürzesten statischen Amortisationszeit entspricht. Bei den Konfigurationen „FlueHX 2“ & DEP, „FlueHX 2“ & DEP, REC und „FlueHX 2“ & DEP, RHX, REC führen die Summe der Rückflüsse der „Mehr“-Investitionskosten auch nach 20 Jahren nicht dazu, dass die „Mehr“-Investitionskosten ausgeglichen werden. Die Konfiguration bei ausschließlicher Einsatz des „FlueHX 2“ im Vergleich zum ausschließlicher Einsatz des „FlueHX 1“ weist die günstigste statische Amortisationszeit von 5,9 Jahren auf.

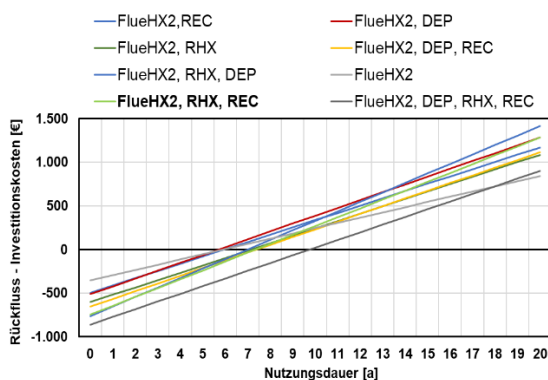


Abbildung 6-4: Vergleich der Konfigurationen mit „FlueHX 2“ mit dem Referenzpunkt (ausschließlicher Einsatz von „FlueHX 1“)

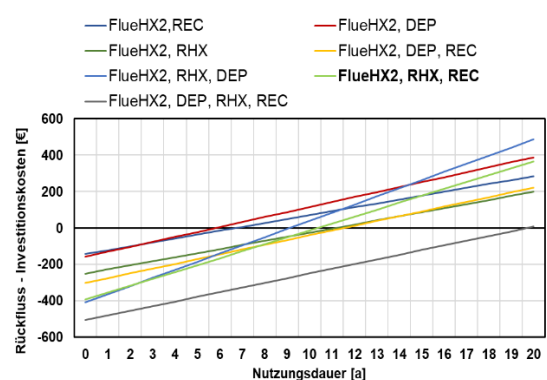


Abbildung 6-5: Vergleich der Konfigurationen mit „FlueHX 2“ und alle Komponenten mit dem Referenzpunkt (ausschließlicher Einsatz von „FlueHX 2“)

Die Verläufe der Summen der Rückflüsse der „Mehr“-Investitionskosten für die unterschiedlichen Konfigurationen in Abbildung 6-4 und Abbildung 6-5 verlaufen durch die jährlich konstanten

Gaskosteneinsparungen wie in Abbildung 6-3 linear. Ein wesentlicher Nachteil der statischen Investitionsrechnung (Amortisationsrechnung) ist die fehlende Berücksichtigung der Veränderung des Energiepreises und der Verzinsung.

6.5 Dynamische Investitionsrechnung (Kapitalwertmethode)

Die Kapitalwertmethode stellt eine Unterkategorie der Barwertmethode dar, welche zur dynamischen Investitionsrechnung gehört (Abbildung 6-1). Bei dieser Methode 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, wird sie als vorteilhaft betrachtet. Dies wird dadurch erreicht, wenn die Einzahlungen im Zuge des Investitionsobjektes im zeitlichen Verlauf mindestens jene der Auszahlungen entspricht. Die Differenz dieser Zahlungsflüsse wird als Kapitalwert C_0 der Investition bezeichnet und ist in Gl. 6-9 dargestellt. (Bauer, 2013)

$$C_0 = C_{0E} - C_{0A} = \sum_{t=0}^{ND} (E_{(t)} - A_{(t)}) \cdot (1+i)^{-t} \quad \text{Gl. 6-9}$$

$$= \sum_{t=0}^{ND} (E_{(t)} - A_{(t)}) \cdot (q)^{-t}$$

Der Kapitalwert wird - wie in Gl. 6-9 dargestellt - durch die Summe aus den Differenzen der jeweiligen Einzahlungen und Auszahlungen in den entsprechenden Perioden, multipliziert mit einem Term, der den kalkulatorischen Zinssatz i beinhaltet, gebildet. Diese Rechnung wird vom Zeitpunkt des Einsatzes der Investition bis zum Erreichen der Nutzungsdauer (ND) durchgeführt. Der Term $(1+i)$ stellt den Aufzinsungsfaktor q dar und wird mit dem kalkulatorischen Zinssatz i berechnet.

Das für eine Investition aufgewendete Kapital soll sich verzinsen (Bauer, 2013). Dieser Umstand wird durch die Kostenart kalkulatorische Zinsen dargestellt (Gl. 6-10).

$$i = i_{EK} \cdot \frac{\text{Eigenkapitalanteil}}{\text{Gesamtkapitaleinsatz}} + i_{FK} \cdot \frac{\text{Fremdkapitalanteil}}{\text{Gesamtkapitaleinsatz}} \quad \text{Gl. 6-10}$$

Die Variable i_{EK} stellt die Eigenkapitalzinsen und i_{FK} die Fremdkapitalzinsen dar. Der kalkulatorische Zinssatz i wird mit 5 % (VDI 2067-1:2000) angenommen.

Die Einzahlungen für die Kapitalwertmethode werden wie schon erwähnt, mit den jährlichen Gaskosteneinsparungen der GAWPs unter Verwendung des „FlueHX 2“ im Vergleich zum „FlueHX 1“ angegeben. Diese Einsparungen ergeben sich durch die Steigerung des $SGUE_{HS}$ -Wertes, wodurch für dieselbe Wärmeleistung der Erdgasverbrauch reduziert wird. Die Berechnung der dynamischen Amortisationszeit wird beispielhaft in Tabelle 6-14 für die Konfiguration mit RHX und REC dargestellt.

Die Einnahmenüberschüsse durch die jährliche Gaskosteneinsparung ($E_{(t)}$) in Tabelle 6-14 steigen jährlich mit den berechneten jährlichen Steigerungsraten (s_{Erdgas}) aus Tabelle 6-6. Die eingebauten Bauteile der jeweiligen Auswahlvarianten aus Tabelle 6-3 verursachen keine

laufenden Ausgaben, sondern erhöhen den anfänglichen Investitionsbetrag und dadurch besitzt das Feld für die Auszahlungen ($A_{(t)}$) während der gesamten Nutzungsdauer die Zahl Null. Anschließend wird der Kapitalwert C_0 nach Gl. 6-9 berechnet. Der Kapitalwert am Anfang der Periode für die Kapitalwertmethode setzt sich aus den Komponenten (Spalte Kreislaufvarianten) aus Tabelle 6-3 zusammen. Für die in Tabelle 6-14 dargestellte Berechnung unter der Verwendung des „FlueHX 2“, dem RHX und REC ergibt sich eine dynamische Amortisationsdauer (t_{dyn}) von 12,2 Jahren. Der Kapitalwert C_0 von -355,00 € am Anfang der Investition ergibt sich aus den Kosten des „FlueHX 2“ minus jener des „FlueHX 1“. Als Bezugspunkt wird die gleiche Kreislaufvariante mit „FlueHX 1“ herangezogen.

Am Versuchsstand, der für die Masterarbeit untersucht wurde, sind alle Komponenten, die in Tabelle 6-7 aufgelistet sind, eingebaut und dient somit als Ausgangslage für die Berechnungen. Es ist noch anzumerken, dass die Berechnung der dynamischen Amortisationsdauer (t_{dyn}) durch lineare Interpolation erfolgt. Es werden die beiden Perioden herangezogen, in denen der Kapitalwert C_0 von einem negativen Wert auf einen positiven Wert übergeht. Denn die dynamische Amortisationsdauer ist dann erreicht, wenn der Kapitalwert Null ergibt.

Tabelle 6-14: Berechnung der dynamischen Amortisationsdauer für die Kreislaufkonfiguration „FlueHX 2“ mit RHX und REC im Vergleich zu „FlueHX 1“ mit RHX und REC

FlueHX2 & RHX, REC (SGUE_{HS} = 1,220) im Vergleich zu FlueHX1 & RHX, REC (SGUE_{HS} = 1,151)						
Periode	Gaskosten- einsparung	Auszahlungen	Diskontierung	kumuliert	Kapital- wert	dyn. Amortisations- dauer
k	E _(t)	A _(t)	(E _(t) -A _(t))·q ^{-k}	Σ(E _(t) -A _(t))·q ^{-k}	C ₀	t _{dyn}
[a]	[€/a]	[€/a]	[€/a]	[€]	[€]	[a]
0	0	0	0	0	-355,0	12,2
1	37,6	0	35,8	35,8	-319,2	
2	38,0	0	34,5	70,3	-284,7	
3	38,5	0	33,3	103,6	-251,4	
4	39,0	0	32,1	135,6	-219,4	
5	39,5	0	30,9	166,6	-188,4	
6	40,0	0	29,8	196,4	-158,6	
7	40,4	0	28,7	225,1	-129,9	
8	40,7	0	27,6	252,7	-102,3	
9	41,1	0	26,5	279,2	-75,8	
10	41,5	0	25,5	304,7	-50,3	
11	41,9	0	24,5	329,2	-25,8	
12	42,3	0	23,5	352,7	-2,3	
13	42,7	0	22,6	375,3	20,3	
14	43,0	0	21,7	397,1	42,1	
15	43,4	0	20,9	418,0	63,0	
16	43,8	0	20,1	438,1	83,1	
17	44,0	0	19,2	457,3	102,3	
18	44,2	0	18,4	475,6	120,6	
19	44,4	0	17,6	493,2	138,2	
20	44,6	0	16,8	510,0	155,0	

Prinzipiell würde einer Auswahl der Konfiguration mit dem höchsten Kapitalwert nach 20 Jahren („FlueHX 1“ mit DEP, siehe Tabelle 6-15) nichts im Wege stehen. Jedoch bei der detaillierten Betrachtung sind die unterschiedlichen SGUE_{HS}-Werte in Tabelle 6-9 ausschlaggebend. Die Auswahl, bei dem nur der „FlueHX 2“ eingesetzt wird, besitzt den geringsten SGUE_{HS}-Wert im Vergleich zu allen anderen in Tabelle 6-9 aufgelisteten Auswahlmöglichkeiten mit „FlueHX 2“, obwohl dessen Kapitalwert nach 20 Jahren einen Wert von 457,00 € einnimmt. (Tabelle 6-15). Der geringe SGUE_{HS}-Wert führt dazu, dass diese Variante für dieselbe Heizleistung im Vergleich zu den anderen am meisten Erdgas verbraucht. Eine Übersicht der Kapitalwerte nach 20 Jahren ist in Tabelle 6-15 dargestellt.

Tabelle 6-15: Kapitalwert C_0 der Konfigurationen nach 20 Jahren

	Kapitalwert C_0 [€] (Vergleichsbasis nur Abgas-WÜ)							
	nur Abgas- WÜ	RHX	REC	DEP	RHX, REC	DEP, REC	DEP, REC, RHX	RHX, DEP
„FlueHX 1“	-	215	635	955	425	664	514	945
„FlueHX 2“	457	541	633	706	629	545	333	715

Die Kapitalwerte in Tabelle 6-15 lassen sich wie im Beispiel aus Tabelle 6-14 berechnen. Die Gaskosteneinsparungen ergeben sich aus den prozentualen Steigerungen der $SGUE_{HS}$ -Werte laut Tabelle 6-11 und Tabelle 6-10. Die Kapitalwerte am Anfang der Investition ergeben sich aus den „Mehr“-Investitionen der verwendeten Komponenten.

Der direkte Vergleich der betrachteten Konfigurationen, bei denen dieselben Komponenten jeweils mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ verglichen werden, wird für die Auswahl der Konfiguration mit „FlueHX 2“ verwendet. Dabei resultieren unterschiedliche dynamische Amortisationsdauer der einzelnen Konfigurationen, welche in Abbildung 6-6 dargestellt sind. Die dynamische Amortisationsdauer der Auswahl mit „FlueHX 2“ beträgt ca. 6,9 Jahre und stellt somit den geringsten Wert dar. Die Konfiguration mit „FlueHX 2“ und RHX weist mit 9 Jahren den zweitbesten Wert für die dynamische Amortisationsdauer auf. Die Auswahlvariante „FlueHX 2“ & RHX, REC ist mit 12,2 Jahren dynamischer Amortisationszeit dicht dahinter. Bei allen anderen Konfigurationen aus Tabelle 6-9 bleibt der Kapitalwert C_0 während der Lebensdauer von 20 Jahren negativ, da die jährliche Gaskosteneinsparung relativ gering ausfällt.

Die Entscheidung für die Auswahl der richtigen Kombination fällt für jene Konfiguration aus, in der „FlueHX 2“ & RHX, REC zum Einsatz kommen. Diese Variante besitzt eine Steigerung des $SGUE_{HS}$ -Wertes (Tabelle 6-9) um 6,02 % gegenüber der gleichen Konfiguration bei Verwendung des „FlueHX 1“ und gleichzeitig einen sehr hohen $SGUE_{HS}$ -Wert von 1,22. Die Amortisationsdauer dieser Kombination beträgt 12,2 Jahre (Tabelle 6-14). Die Wahrscheinlichkeit, dass der „FlueHX 2“ einfriert ist beim Wegfall des RHX höher, da das Kältemittel mit niedrigen Temperaturen ($< 0\text{ °C}$) in den „FlueHX 2“ strömt. Der Einsatz der REC erhöht die Kältemittelreinheit, sodass das Kältemittel im EVA weiter/besser verdampft und die Kältemitteltemperatur nach dem RHX höher ist als ohne REC. Dadurch ist eine aufwendige Überwachung und Regelung der Abgasaustrittstemperatur nicht notwendig. Die Auswahl („FlueHX 2“ & RHX, REC) führt auch zur Verringerung des Platzbedarfs der GAWP durch Wegfall des DEP.

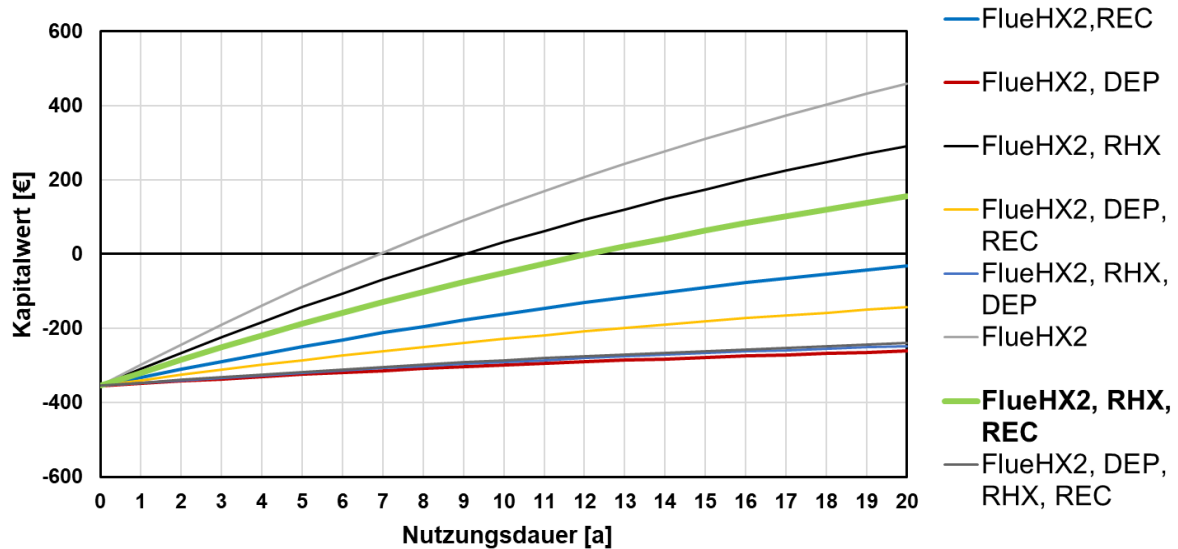


Abbildung 6-6: Dynamische Amortisationsdauer der Konfigurationsvarianten für den Einsatz der verschiedenen Komponenten (Bezug: idente Konfiguration mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“)

Eine weitere Möglichkeit zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit stellt der Vergleich der Konfigurationen ausschließlich mit Verwendung eines Abgaswärmeübertragers dar. In Abbildung 6-7 werden die Auswahlmöglichkeiten mit „FlueHX 2“ aus Tabelle 6-3 mit dem Betriebspunkt (nur „FlueHX 1“) verglichen. Dabei entstehen durch die größere Gaseinsparung steilere Kurven als in Abbildung 6-8 und die kürzeste dynamische Amortisationsdauer besitzt die Konfiguration mit DEP. Werden alle zur Auswahl stehenden Konfigurationen (Tabelle 6-3) mit der Konfiguration mit „FlueHX 2“ verglichen, so ergeben sich flachere Kurven für deren Kapitalwerte C_0 (Abbildung 6-8), da die Gaseinsparung geringer ausfällt. Diese Vergleiche zeigen, dass auch hier die Konfigurationen mit „FlueHX 2“ & DEP (vergleiche Abbildung 6-7 und Abbildung 6-8) die kürzeste dynamische Amortisationsdauer besitzt. Diese Auswahl würde dazu führen, dass die Abgasaustrittstemperatur im „FlueHX 2“ sehr stark sinkt. Die Wahrscheinlichkeit, dass der „FlueHX 2“ abgasseitig einfriert ist beim Wegfall des RHX bei niedrigen Verdampfungstemperaturen (unter 0 °C) sehr hoch.

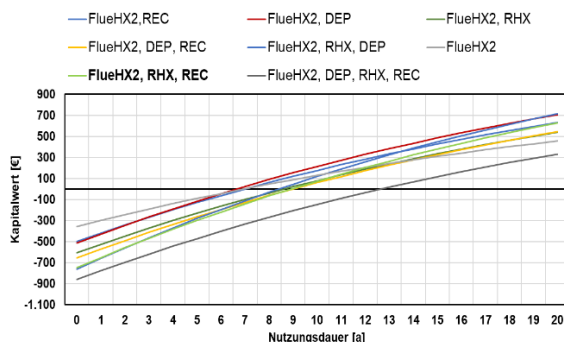


Abbildung 6-7: Vergleich des Kapitalwerts der Konfigurationsmöglichkeiten mit Referenz-Konfiguration: nur „FlueHX 1“

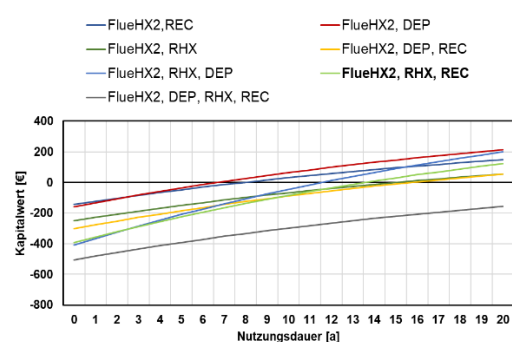


Abbildung 6-8: Vergleich des Kapitalwerts der Konfigurationsmöglichkeiten mit Referenz-Konfiguration: nur „FlueHX 2“

In Abbildung 6-7 stellt der Verlauf des „FlueHX 2“ & DEP die kürzeste Amortisationsdauer im Vergleich zur Bezugs-Konfiguration (nur „FlueHX 1“) dar. Wird diese Konfiguration

(„FlueHX 2“ & DEP) mit dem Einsatz des „FlueHX 1“ verglichen (siehe Abbildung 6-6), kommt es zu keinem Ausgleich der „Mehr“-Investitionskosten in den nächsten 20 Jahren und damit kann dies ausgeschlossen werden. Dieser Umstand wird auch bei der Konfiguration mit „FlueHX 2“ & REC beobachtet (vergleiche Abbildung 6-6 mit Abbildung 6-7).

Die aktuelle Konfiguration am Prüfstand besteht aus den Komponenten „FlueHX 1 & DEP, REC, RHX und dient als Vergleichsbasis und deren Kapitalwert (im Vergleich zum ausschließlichen Einsatz des „FlueHX 1“) beträgt nach 20 Jahren ca. 514 € (Tabelle 6-15). Der Kapitalwert der Konfiguration „FlueHX 2 & RHX, REC beträgt am Ende der Lebensdauer ca. 629 € und ist somit höher als bei der Konfiguration „FlueHX 1“ & DEP, REC, RHX. Wird zusätzlich der Wegfall des DEP mit dessen Anschaffungskosten (Tabelle 6-7) und die prozentuelle Steigerung des $SGUE_{HS}$ -Wertes der Konfiguration „FlueHX 2 & RHX, REC gegenüber „FlueHX 1“ & DEP, REC, RHX mit 3,27 % (Tabelle 6-12) betrachtet, so wirken diese Faktoren positiv auf den Kapitalwert der Konfiguration „FlueHX 2 & RHX, REC aus. Diese Überlegung kann auch für die Auswahlvarianten „FlueHX 2 & DEP, REC und „FlueHX 2 & RHX, DEP durchgeführt werden. Die höchste Steigerung des $SGUE_{HS}$ -Werts erreicht die Konfiguration „FlueHX 2 & RHX, DEP gegenüber „FlueHX 1“ & DEP, REC, RHX mit 4,33 % (Tabelle 6-12).

Obwohl die Kapitalwerte der Konfigurationen „FlueHX 2“ & DEP mit 706 € und „FlueHX 2“ & REC mit 633 € (Tabelle 6-15) höhere Werte als bei der Auswahlvariante „FlueHX 1“ & DEP, REC, RHX einnehmen, werden sie durch deren negativen Kapitalwerte nach 20 Jahren beim direkten Vergleich der Komponenten (gleiche Konfiguration mit unterschiedlichem Abgaswärmeübertrager) nach Abbildung 6-6 nicht weiter betrachtet.

7 ÖKOLOGISCHE ANALYSE

In diesem Kapitel werden die jährlichen CO₂-Emissionen der im Kapitel 6.3 getroffenen Auswahl („FlueHX 2“ & RHX, REC) mit denen der Variante aus „FlueHX 1“ & RHX, REC verglichen. Anschließend werden die CO₂-Emissionen der Heizöl- und Erdgaskessel bis zum Jahr 2018 in Österreich und in Deutschland bilanziert. Es werden zusätzlich Prognosen für die CO₂-Emissionen der Kessel (Heizöl und Erdgas) mit und ohne Substitution alter Öl- und Erdgaskessel durch GAWPs bis ins Jahr 2024 erstellt.

7.1 Jährliche CO₂-Einsparung bei Einsatz eines kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertragers („FlueHX 2“) in einer GAWP

Die im Kapitel 6 ausführlich beschriebene Auswahl der optimalen Kombination der Komponenten der GAWPs („FlueHX 2“ & RHX, REC) hinsichtlich der dynamischen Amortisationsdauer, wird im Folgenden einer CO₂-Bilanz unterzogen. Dabei wird diese Kombination zunächst direkt mit der gleichen Auswahlvariante, unter der Anwendung des „FlueHX 1“ verglichen. Für die Berechnung der jährlichen CO₂-Emissionen wird ein Modellhaus mit einem entsprechenden jährlichen Heizbedarf herangezogen. Es wird angenommen, dass die Wahrscheinlichkeit die Zentralheizung eines Hauses mit einer GAWP zu ersetzen, bei Häusern mit alten Heizsystemen (> 25 Jahre) hoch ist. Dadurch fällt die Auswahl auf ein Modellhaus, das bis 1990 gebaut worden ist und repräsentiert zusätzlich die Summe der ersten sechs Bauperioden in Österreich. Die Statistik Austria teilt das Alter der gesamten Wohngebäude in 8 Bauperioden ein (Statistik Austria, 2019a):

1. vor 1919
2. 1919 bis 1944
3. 1945 bis 1960
4. 1961 bis 1970
5. 1971 bis 1980
6. 1981 bis 1990
7. 1991 bis 2000
8. 2001 und später

Für die Ermittlung der CO₂-Emissionen in diesem und in den nachfolgenden Kapiteln werden Wohngebäude bis zum Baujahr 1990 betrachtet. Für die Berechnung der Heizlast des Modellhauses wird der spezifische Heizwärmebedarf (HWB) benötigt. Diese Kennzahl beschreibt den Bedarf an Energie pro Quadratmeter Wohnfläche im Jahr für die Raumwärme am Referenzstandort (Heimrath, 2018). Die Gebäude, die in Statistik Austria (2019a) in den zuvor genannten Bauperioden eingeteilt worden sind, besitzen keine eindeutigen Werte für den HWB. Die folgende Abbildung 7-1 stellt den Verlauf des mittleren spezifischen Heizwärmebedarfs der Wohngebäude in Österreich in Abhängigkeit deren Alters dar.

Die oberste (schwarze) Linie in Abbildung 7-1 stellt den Verlauf des mittleren spezifischen Heizwärmebedarfs für ein Einfamilienhaus (EFH) dar. Der Mittelwert des HWB-Werts der Gebäude, die zu Wohnzwecken genutzt werden, stieg ab dem Jahr 1944 rasant an. Der HWB-Wert im Jahr 1960 mit ca. 225 kWh/(m²a) stellt den Mittelwert für die Bauperiode zwischen 1945 und 1960 dar. Ab 1960 fing dieser Wert an kontinuierlich zu sinken und erreichte für die Gebäude, die von 2001 bis 2008 gebaut worden sind (Bauperiode 2001 und später), einen durchschnittlichen Wert von ungefähr 50 kWh/(m²a).

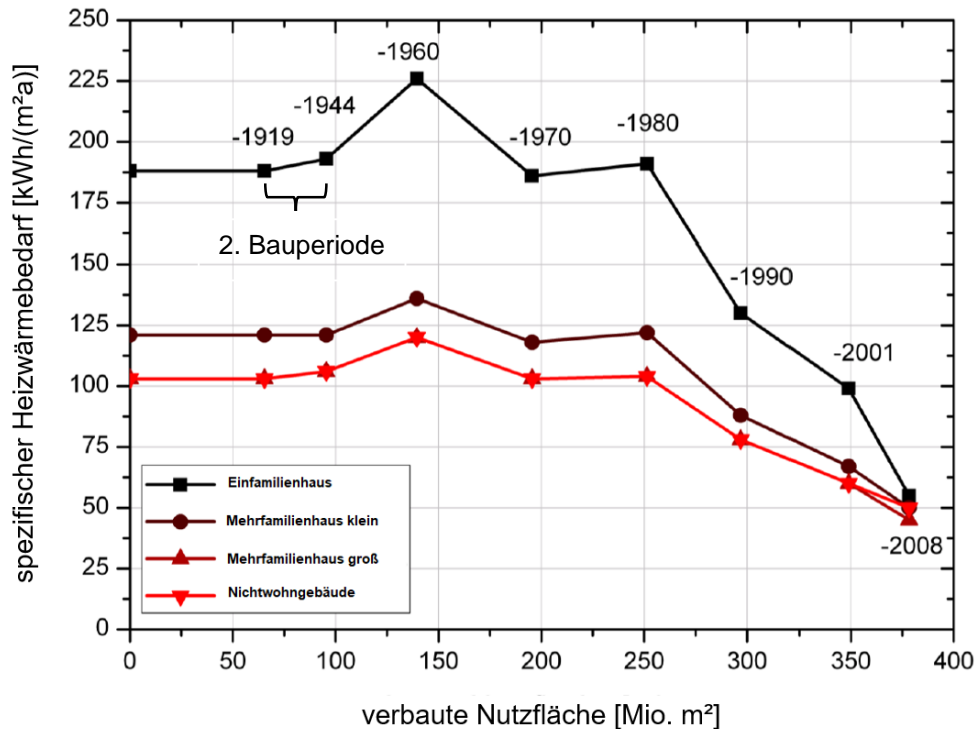


Abbildung 7-1: Verlauf des spezifischen Heizwärmebedarfs (HWB) der errichteten Wohngebäude in Österreich (Heimrath, 2018)

Für die Berechnung des spezifischen Heizwärmebedarfs für das Modellhaus - um die Bilanzierung der CO₂-Emissionen durchführen zu können - wird ein Mittelwert des spezifischen Heizwärmebedarfs der Wohngebäude bis zum Jahre 1990 benötigt. Die Berechnung des Mittelwerts des spezifischen Heizwärmebedarfs wurde an Hand von Gl. 7-1 durchgeführt und dessen Ergebnis ist in Tabelle 7-1 mit grünem Hintergrund dargestellt.

$$\text{Mittelwert des spez. HWB} = \frac{\sum \text{Anzahl Hauseigentum}_{\text{Bauperiode}} \cdot \text{spez. HWB}_{\text{Bauperiode}}}{\sum \text{Anzahl Hauseigentum}_{2019}} \quad \text{Gl. 7-1}$$

Der Begriff „Hauseigentum“ in Tabelle 7-1 bedeutet, dass ein oder mehrere Mitglieder des Haushalts der Eigentümer des Hauses ist (Statistik Austria, 2019a). Diese Definition führt dazu, dass es als Einfamilienhaus betrachtet wird. In Tabelle 7-1 wird der spezifische Heizwärmebedarf jeder Bauperiode (siehe Abbildung 7-1) mit der Anzahl der errichteten Eigentumshäuser dieser Periode (Anzahl Hauseigentum) multipliziert und aufsummiert (Gl. 7-1). Die Division durch die Gesamtzahl der Häuser, die unter Eigentum stehen (970.221), bildet den durchschnittlichen Heizwärmebedarf (HWB) von 183 kWh/(m²a). Die Spalte „Anteil Hauseigentum“ in Tabelle 7-1 gibt an, welcher Prozentsatz der in jener Bauperiode errichteten Häuser als Einfamilienhäuser genutzt werden.

Tabelle 7-1: Berechnung des gewichteten Mittelwerts des HWB für Wohngebäude bis 1990

Bauperiode	Anzahl Häuser ¹	Anteil Hauseigentum ¹	Anzahl Hauseigentum	mittlerer spezifischer Heizwärmebedarf ²
	[#]	[%]	[#]	[kWh/m²a]
vor 1919	547.200	30,0%	164.160	188
1919 - 1944	265.100	30,1%	79.795	190
1945 - 1960	443.500	32,3%	143.251	225
1961 - 1970	538.300	32,5%	174.948	185
1971 - 1980	558.800	40,0%	223.520	195
1981 - 1990	405.600	45,5%	184.548	125
	Σ 2.758.500	35,2%	Σ 970.221	183

¹ (Statistik Austria, 2019a)² (Heimrath, 2018)

Die Tabelle 7-2 zeigt die Ergebnisse der Analyse der CO₂-Emissionen der zu vergleichenden Auswahlmöglichkeiten. Diese sind die Kombination von „FlueHX 1“ & RHX, REC beziehungsweise „FlueHX 2“ & RHX, REC (Auswahl aus Kapitel 6.3). In Tabelle 7-2 wird für den spezifischen Heizwärmebedarf der Mittelwert aus den Bauperioden vor 1919 bis 1990 von 183 kWh/(m²a) (siehe Tabelle 7-1) verwendet. Die durchschnittliche Fläche des Wohnraumes wird mit 141,7 m² angenommen. (Statistik Austria, 2018)

Die CO₂-Emissionen je Kilowatt-Stunden für die Brennstoffe **Erdgas** mit **0,236 kgCO₂/(kWh)** und **Heizöl** mit **0,311 kgCO₂/(kWh)** wurden aus der OIB-Richtlinie 6 (2015) übernommen.

Der äquivalente CO₂-Emissionsfaktor für den Brennstoff **Erdgas** beträgt **0,2 kgCO₂äq/(kWh)** und für das **Heizöl** **0,26 kgCO₂äq/(kWh)**. Diese Werte wurden anhand der Emissionswerte bezogen auf den Heizwert (H_i) von Quaschnig (2015) übernommen.

Die Berechnung der jährlichen Heizenergie des Brennstoffes Erdgas $Q_{\text{fuel,Hi}}$ aus Tabelle 7-2 erfolgt nach Gl. 7-2 und die Ermittlung der daraus resultierende CO₂-Emissionen ist in Gl. 7-3 beschrieben.

$$Q_{\text{fuel,Hi}} = \frac{\text{Heizwärmebedarf pro Jahr}}{\text{SGUE}_{\text{Hi}}} \quad \text{Gl. 7-2}$$

$$\text{CO}_2 - \text{Emission} = Q_{\text{fuel,Hi}} \cdot 0,236 \text{ kgCO}_2/(\text{kWh}) \quad \text{Gl. 7-3}$$

Dies ergibt bei einer GAWP mit „FlueHX 1“ & RHX, REC ($\text{SGUE}_{\text{Hi}} = 1,349$) eine jährliche CO₂-Emission von 4.796 kgCO₂/a, bei einer GAWP mit „FlueHX 2“ & RHX, REC eine jährliche Emission von 4.524 kgCO₂/a.

Es ist aus Tabelle 7-2 ersichtlich, dass die im Kapitel 6.3 im Zuge der Wirtschaftlichkeitsanalyse getroffene Auswahl („FlueHX 2“ & RHX, REC) im Vergleich zu „FlueHX 1“ & RHX, REC eine Einsparung der CO₂-Emissionen von jährlich 272 kgCO₂ aufweist.

Tabelle 7-2: Berechnung der Einsparung der CO₂-Emissionen für die ausgewählte Konfiguration in Kapitel 6.3

	spez. HWB	Wohn- fläche	Heizwärme- bedarf im Jahr	SGUE _{HS}	SGUE _{HI}	Q _{fuel, HI}	CO ₂ - Emission		ΔCO ₂ - Emission	
	[kWh/m ² a]	[m ²]	[kWh]	[-]	[-]	[kWh]	[kgCO ₂ /a]	[kgCO _{2äq} /a]	[kgCO ₂ /a]	[kgCO _{2äq} /a]
„FlueHX 1“ & RHX, REC	183	141,7	25.931	1,151	1,273	20.320	4.796	4.064		
„FlueHX 2“ & RHX, REC				1,220	1,349	19.166	4.524	3.833	-272	-231

7.2 Prognose zur Reduktion von CO₂-Emissionen in Österreich durch Substitution der bestehenden Heizanlagen mit GAWP

Eine Großzahl der Gebäude in Österreich, die für Wohnzwecke genutzt werden, wurden bis 1990 gebaut. Diese machen in Summe 70,4 % der gesamten Wohngebäude in Österreich aus (Statistik Austria, 2019a). Da die Nutzungsdauer von Heizöl- und Erdgaskessel, die für die Hauszentralheizungen verwendet werden, mit ca. 30 Jahren begrenzt ist, wird eine umfangreiche Sanierung der Heizungssysteme in den nächsten Jahren notwendig werden. Laut Statistik Austria (2019a) befindet sich eine Hauszentralheizung, die eine zentrale Heizanlage darstellt, außerhalb der Wohnung (des Wohnbereichs), aber innerhalb des Hauses beziehungsweise des Gebäudes.

Das sektorale „Toronto-Ziel“ (Schiefl, 2007) verlangte eine jährliche Sanierungsrate von 2 %, sowie die Verringerung der CO₂-Emissionen für Raumwärme um 20 % im Jahr 2005 im Vergleich zu 1988. Das sektorale Klimabündnisziel schrieb sogar eine Sanierungsrate von 3 % sowie eine Verringerung der CO₂-Emissionen von Raumwärme um 50 % im Jahr 2010 im Vergleich zu 1990 vor. Der derzeitige Status Quo beträgt allerdings nur ca. 1 %. (Schiefl, 2007)

Für die Erstellung der Prognose der Substitution von Heizöl- und Erdgaskessel durch GAWPs für Hauszentralheizungen wird eine Sanierungsrate von 1 % angenommen (Status Quo). Diese Sanierungsrate beinhaltet streng genommen die Sanierung der Heizanlagen (Austausch alter ineffizienter Heizanlagen mit klimafreundlicheren Varianten) und die baulichen Maßnahmen, wie die Verbesserung der Wärmedämmung des Hauses. In diesem Fall wird die angenommene Sanierungsrate ausschließlich für die thermische Sanierung (Austausch Heizanlage) eines Gebäudes verwendet. Die Statistik Austria (2019b) teilt den gesamten Energieverbrauch für Raumheizung in Österreich pro Jahr in die dafür benötigten Energieträger ein. Diese Auflistung erfolgt für die Jahre 2003 bis 2018. Die nachfolgende Tabelle 7-3 zeigt die Auflistung des gesamten Primärenergieverbrauchs in Österreich für die Raumheizung differenziert in Gebäude mit Hauseigentum, die in den ersten sechs Bauperioden laut Statistik Austria (2019a) gebaut worden sind.

Die Einteilung der Energieträger für die Nutzung zur Raumheizung und den Gebäudetyp (siehe Tabelle 7-3) erfolgt nach dem Prozentsatz des Anteils der Wohngebäude, die in den Bauperioden bis 1990 in Österreich gebaut worden sind (Statistik Austria, 2019a). Dabei sind 70,4 % der gesamten Wohnhäuser bis zum Jahre 1990 erbaut worden. Anschließend werden die Wohnhäuser auf den Anteil an Hauseigentum (Haus mit einer Wohnung), der 35,2 % der Wohnhäuser (Statistik Austria, 2019a) beträgt, unterteilt. In Gl. 7-4 und Gl. 7-5 wird die Berechnung dargestellt.

$$\text{Primärenergieverbrauch}_{\text{Bauperiode vor 1919 bis 1990}} = \text{Primärenergieverbrauch}_{\text{Heizöl,gesamt}} \cdot 70,4 \% \quad \text{Gl. 7-4}$$

$$\text{Primärenergieverbrauch}_{\text{Hauseigentum}} = \text{Primärenergieverbrauch}_{\text{Bauperiode vor 1919 bis 1990}} \cdot 35,2 \% \quad \text{Gl. 7-5}$$

Die Auflistung der Daten für den Primärenergieverbrauch für Raumheizung erfolgt in Statistik Austria (2019b) mit einer Periodizität von zwei Jahren. Der Berichtszeitraum beträgt 12 Monate. Der Primärenergieverbrauch für die Periode 2003/2004 wird im Zeitraum von 1.7.2003 bis 30.6.2004 ermittelt. Bei den Angaben fehlen, durch die Periodizität von zwei Jahren jedes Mal ein ganzes Jahr (z.B. Periode 2004/2005). Die fehlenden Jahre werden mit den Halbjahreswerten des vorangegangenen und des nachfolgenden Jahres interpoliert (Gl. 7-6). Um den Primärenergieverbrauch und die CO₂-Emissionen besser darstellen zu können, werden die Perioden in einzelnen Jahren dargestellt. Die Angaben für den Primärenergieverbrauch beziehen sich auf den Heizwert (H_i).

$$\text{Primärenergieverbrauch}_{2005} = \frac{\text{Primärenergieverbrauch}_{2003/2004}}{2} + \frac{\text{Primärenergieverbrauch}_{2005/2006}}{2} \quad \text{Gl. 7-6}$$

Die Berechnungen der CO₂-Emissionen der Brennstoffe Erdgas und Heizöl werden mit dem Endenergieverbrauch durchgeführt. Dafür wird der jährliche Primärenergieverbrauch eines Brennstoffes (Erdgas oder Heizöl) mit dem Konversionsfaktor (f_{PE}) aus OIB-Richtlinie 6 (2015) dividiert, um die Verluste beim Transport des Energieträgers von der Produktion bis zum Heizkessel berücksichtigen zu können (siehe Gl. 7-7). Der Konversionsfaktor für Erdgas beträgt 1,17 und für Heizöl 1,23.

$$\text{Primärenergieverbrauch} = f_{\text{PE}} \cdot \text{Endenergieverbrauch} \quad \text{Gl. 7-7}$$

$$\text{Endenergieverbrauch} = \frac{\text{Primärenergieverbrauch}}{f_{\text{PE}}}$$

In Tabelle 7-3 ist in der ersten Spalte der jährliche Primärenergieverbrauch für Raumheizung aus Statistik Austria (2019b) mit der Verwendung der Gl. 7-6 aufgelistet. In den weiteren Spalten in Tabelle 7-3 werden die Ergebnisse aus Gl. 7-4 und Gl. 7-5 dargestellt.

Tabelle 7-3: Jährliche Unterteilung des Primärenergieverbrauchs für die Nutzung zur Raumheizung und Gebäudetyp in Österreich

Jahr	Primär- energie- verbrauch ¹	Primär- energie- verbrauch Haus- eigentum	Primär- energie- verbrauch Bauperiode: vor 1919 bis 1990
	[TJ]	[TJ]	[TJ]
2003	205.030	72.113	50.797
2004	205.030	72.113	50.797
2005	206.648	72.682	51.197
2006	208.265	73.251	51.598
2007	203.234	71.482	50.352
2008	198.203	69.712	49.105
2009	199.318	70.104	49.381
2010	200.434	70.497	49.658
2011	199.061	70.014	49.318
2012	197.687	69.531	48.977
2013	193.568	68.082	47.957
2014	189.449	66.633	46.936
2015	191.094	67.212	47.344
2016	192.739	67.790	47.752
2017	196.340	69.057	48.644
2018	199.941	70.323	49.536
2019	192.585*	67.736	47.713
2020	192.255*	67.620	47.632
2021	191.944*	67.511	47.554
2022	191.648*	67.407	47.481
2023	191.368*	67.308	47.412
2024	191.101*	67.214	47.346

¹Statistik Austria (2019b), *prognostizierte Werte nach Gl. 7-8

Anhand der bereits existierenden Daten kann eine Prognose bis zum Jahr 2024 erstellt werden. Dafür wurde eine Trendlinie für den Primärenergieverbrauch für Raumheizung erstellt (Abbildung 7-2). Die Gleichung (Potenzfunktion) der erzeugten Trendlinie wird beispielhaft für die Prognose des Jahres 2019 in Gl. 7-8 dargestellt. Dabei wird für die Variable x das für die Prognose betrachtete Jahr minus dem Anfangsjahr (2003) eingesetzt.

$$\text{Primärenergieverbrauch}_{2019} = K \cdot (x - 2003)^{-0,03}$$

Gl. 7-8

$$= K \cdot (2019 - 2003)^{-0,03}$$

$$= 209.669,97 \text{ TJ} \cdot (2019-2003)^{-0,03}$$

$$= 192.585 \text{ TJ}$$

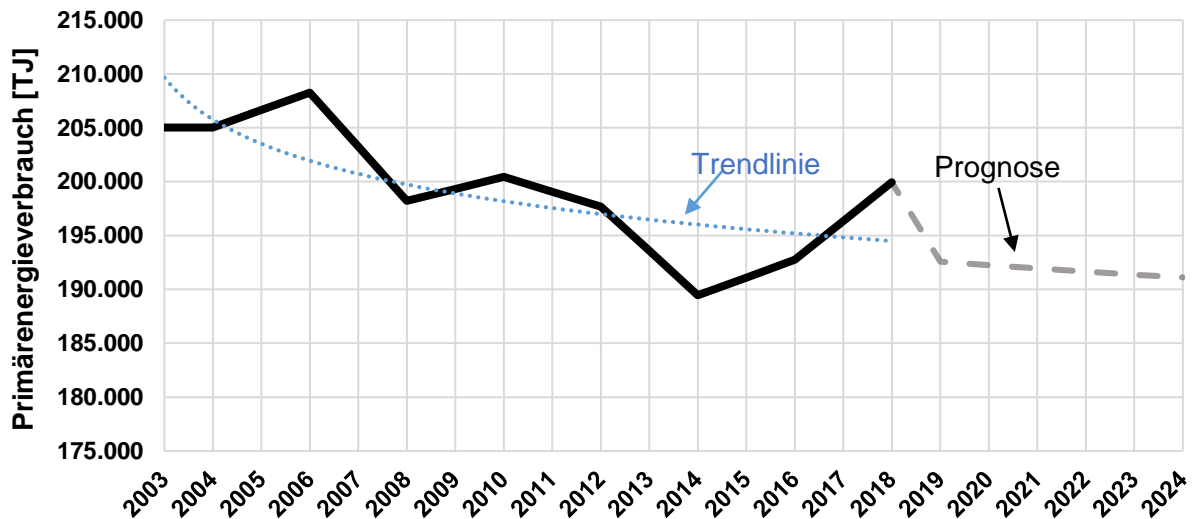


Abbildung 7-2: Jährlicher Energieverbrauch für Raumheizung inkl. Prognose

Der Primärenergieverbrauch für Raumheizung wird in Tabelle 7-4 in der Einheit Gigawatt-Stunden (GWh) dargestellt (ausgehend von den Werten in Tabelle 7-3). Die Multiplikation der Ergebnisse für den Anteil an Hauseigentum mit den Anteilen der Energieträger für Hauszentralheizung, 35,8 % Heizöl und 17,2 % Erdgas (Schriefl, 2007) ergibt die Anteile für Hauszentralheizung für die Jahre 2003 bis 2018 (Tabelle 7-4). Anschließend werden für die Brennstoffe Erdgas und Heizöl der Endenergieverbrauch nach Gl. 7-7 berechnet. Die Wärmeabgabe der Heizölkessel wird beispielhaft in Gl. 7-9 dargestellt. Dabei wird der Jahresnutzungsgrad für Heizölkessel verwendet ($\eta_{H\ddot{O}}$).

$$\text{Wärmeabgabe Heizölkessel (alt)} = \text{Endenergieverbrauch}_{\text{Hauseigentum, Heizöl}} \cdot \eta_{H\ddot{O}, H_i} \quad \text{Gl. 7-9}$$

Der Jahresnutzungsgrad ($\eta_{H\ddot{O}}$) eines Kessels gibt den Wirkungsgrad an, der in einem Zeitraum von einem Jahr tatsächlich erreicht wird. Ernst Schriefl (2007) gibt für einen Heizölkessel (> 20 Jahre Nutzungsdauer) einen Jahresnutzungsgrad von 0,71 und für den gasbefeuelten Kessel (> 20 Jahre Nutzungsdauer) 0,73 an. Diese Jahresnutzungsgrade für Heizöl- und Erdgaskessel sind auf den Brennwert (H_s) bezogen. Darin ist auch die jährliche Abnahme des Jahresnutzungsgrades von 0,2 % (Schriefl, 2007) enthalten, wodurch in 20 Jahren eine Reduktion von 4 % für den Jahresnutzungsgrad entsteht. Um den Jahresnutzungsgrad von Heizöl- und Erdgaskessel auf den Heizwert beziehen zu können, werden diese mit dem Umrechnungsfaktor, der sich durch das Verhältnis von Brennwert (H_s) zu Heizwert (H_i) ergibt, berechnet (Gl. 7-10):

$$\eta_{H\ddot{O},Hi} = \eta_{H\ddot{O},Hs} \cdot \frac{H_{s,Heiz\ddot{o}l}}{H_{i,Heiz\ddot{o}l}}$$

Gl. 7-10

$$\eta_{H\ddot{O},Hi} = 0,71 \cdot \frac{45,4 \text{ MJ/kg}}{42,6 \text{ MJ/kg}} = 0,76$$

In Gl. 7-10 entsprechen die Angaben des Heiz- und Brennwertes für Heizöl der ÖNORM C1109 (2019). Der Jahresnutzungsgrad bezogen auf den Heizwert ergibt für den Erdgaskessel bei Anwendung von Gl. 7-10 0,81. In Tabelle 7-4 erfolgt die Ermittlung der CO₂-Emissionen der Energieträger für die Nutzung zur Raumheizung mit den Ergebnissen aus Tabelle 7-3, die in Gl. 7-3 eingesetzt werden.

Tabelle 7-4: Jährliche CO₂-Emissionen verursacht durch Raumheizung in Österreich ohne Substitution
(Statistik Austria, 2019a)

Jahr	Heizöl				Erdgas			
	Endenergie- verbrauch Hausen- tralheizung	Wärme- abgabe Kessel (alt)	CO ₂ - Emission		Endenergie- verbrauch Hausen- tralheizung	Wärme- abgabe Kessel (alt)	CO ₂ - Emission	
	[GWh]	[GWh]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO _{2äq}]	[GWh]	[GWh]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO _{2äq}]
2003	4.104	3.105	1.276	1.149	2.079	1.678	491	416
2004	4.104	3.105	1.276	1.149	2.079	1.678	491	416
2005	4.136	3.130	1.286	1.158	2.095	1.691	494	419
2006	4.169	3.154	1.297	1.167	2.111	1.704	498	422
2007	4.068	3.078	1.265	1.139	2.060	1.663	486	412
2008	3.967	3.002	1.234	1.111	2.009	1.622	474	402
2009	3.990	3.019	1.241	1.117	2.021	1.631	477	404
2010	4.012	3.036	1.248	1.123	2.032	1.640	480	406
2011	3.985	3.015	1.239	1.116	2.018	1.629	476	404
2012	3.957	2.994	1.231	1.108	2.004	1.618	473	401
2013	3.875	2.932	1.205	1.085	1.962	1.584	463	392
2014	3.792	2.869	1.179	1.062	1.921	1.550	453	384
2015	3.825	2.894	1.190	1.071	1.937	1.564	457	387
2016	3.858	2.919	1.200	1.080	1.954	1.577	461	391
2017	3.930	2.974	1.222	1.100	1.990	1.607	470	398
2018	4.002	3.028	1.245	1.121	2.027	1.636	478	405
2019	3.855	2.917	1.199	1.079	1.952	1.576	461	390
2020	3.848*	2.912	1.197	1.078	1.949*	1.573	460	390
2021	3.842*	2.907	1.195	1.076	1.946*	1.571	459	389
2022	3.836*	2.903	1.193	1.074	1.943*	1.568	459	389
2023	3.831*	2.899	1.191	1.073	1.940*	1.566	458	388
2024	3.825*	2.894	1.190	1.071	1.937*	1.564	457	387

*Berechnungen aus den prognostizierten Werten in Tabelle 7-3

7.2.1 Prognoseerstellung mit aktueller Sanierungsrate (Status Quo)

Die zuvor erwähnte und für weitere Berechnungen ausgewählte Sanierungsrate beträgt 1 %. Dieser Wert beinhaltet die thermische Sanierung (Schriefl, 2007) (Austausch von Heizanlage) mit unterschiedlichen Heizungssystemen (Fernwärme, Wärmepumpe, Heizöl-, Holz- und Erdgaskessel, Solarenergie, Biomasseanlagen etc.). Um die Substitution alter Heizöl- und Erdgaskessel (älter als 20 Jahre) durch GAWPs zahlenmäßig ausdrücken zu können, werden die Daten für die Neuinstallationen der Heizöl- und Erdgaskessel im Jahr 2016 herangezogen. Im Jahr 2016 wurden 44.790 Erdgaskessel und 5.187 Heizölkessel (Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus, 2019) für die Beheizung von Wohnungen installiert. Im Jahr 2017 ist der Absatz von erdgasbetriebenen Heizkessel um 1 % gesunken, während der Absatz für Heizölkessel im selben Zeitraum um 2 % gestiegen ist (Berner, 2018). Werden die Zahlen aus Tabelle 7-5 für die Jahre ab 2020 übernommen, so ergibt sich eine Prognose für den Anteil an GAWPs. Die internen Recherchen des Österreichischen Marktes ergeben, dass ein Marktpotential von jährlich ca. 2.900 Anlagen vorliegt. (E-SORP GmbH, 2019). Dieser Absatz wird auf den Anteil der Gebäude, die sich in Hauseigentum befinden (35,2 %) unterteilt und ergibt somit 1.020 Anlagen, da nur der Absatz für Einfamilienhäuser betrachtet wird. Der Bestand von Heizöl- und Erdgaskessel in Österreich beträgt ca. 514.300 (Schriefl, 2007). Eine Sanierungsrate von 1 % entspricht 5.143 Anlagen, die ausgetauscht werden sollen.

Tabelle 7-5: Neuinstallation von Heizöl- und Erdgaskessel 2017

Neuinstallationen (2017)	Gesamt ¹	Anteil Wohnhäuser aus Bauperioden: vor 1919 bis 1990	Anteil Hauseigentum
	[#]	[#]	[#]
Heizölkessel	5.187	3.727	1.311
Erdgaskessel	44.790	31.235	10.986
Fernwärmeanschlüsse	20.000	14.088	4.955
Heizungswärmepumpen	17.304	13.895	4.887
Biomasseanlagen	9.989	7.036	2.475
Summe	97.270	69.981	24.614

¹Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus (2019), unter der Berücksichtigung der Veränderung des Absatzes im Jahr 2017 laut Berner (2018)

Die Zahlenwerte für die Spalte „Anteil Wohnhäuser aus Bauperiode: vor 1919 bis 1990“ in Tabelle 7-5 ergibt durch die Multiplikation der Zahlen in Spalte „Gesamt“ mit 70,4 % (entspricht der Häuser von vor 1919 bis 1990). Die Zahlen in der Spalte „Anteil Hauseigentum“ ergeben sich durch die Multiplikation der Spalte „Anteil Altbauhäuser“ mit 35,2 %.

Somit entsprechen die prognostizierten 1020 Anlagen lediglich ca. 20 % der Sanierung von 5.143 Anlagen. Dies führt zu einer prognostizierten Austauschrate (Substitutionsrate) von ca. 0,2 % vom Gesamtbestand der alten Heizöl- und Erdgaskessel mit GAWPs ab dem Jahr 2020.

Tabelle 7-6: Prozentueller Anteil der GAWPs bei Annahme der Neuinstallationen von 2017 für die Prognoseerstellung

	Anteil Hauseigentum ohne Substitution¹ durch GAWP	Anteil Hauseigentum mit Substitution¹ durch GAWP	Prozentueller Anteil
	[#]	[#]	[%]
Heizölkessel	1.311	1.205	4,9
Erdgaskessel	10.986	10.072	40,9
GAWP	0	1.020	4,1
Fernwärmeanschlüsse	4.955	4.955	20,2
Heizungswärmepumpen	4.887	4.887	19,9
Biomasseanlagen	2.475	2.475	10,0
Summe	24.614	24.614	Σ = 100 %

¹Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus (2019) unter Berücksichtigung von Berner (2018)

In Tabelle 7-6 wird deutlich, dass die Anzahl der installierten GAWPs pro Jahr mit 1.020 Anlagen lediglich 4,1 % der gesamten neu installierten Wärmeerzeuger entspricht, die für Raumheizung im Hauseigentum verbaut werden. Die Zahlen der Neuinstallationen für Heizöl- und Erdgaskessel im Jahr 2017 (Tabelle 7-5) zeigen, dass jährlich ein großer Anteil der Wohnungen in Österreich für weitere Jahrzehnte (Nutzungsdauer für Kessel mit fossilen Brennstoffen etwa 20 bis 30 Jahre) von fossilen Brennstoffen abhängig sein werden. Hier sollte die Politik neue Rahmenbedingungen für klimafreundlichere Heizungssysteme schaffen. Die zuvor erwähnte Substitutionsrate von ca. 0,2 % für GAWPs wird in der jährlichen CO₂-Bilanz für Österreich nahezu kaum positive Auswirkungen haben.

Die Berechnung der Reduktion von CO₂-Emissionen durch die Substitution der Heizkessel durch GAWPs für 2020 ist beispielhaft in Gl. 7-11 dargestellt. Die Berechnung der Reduktion der CO₂-Emissionen für Erdgaskessel durch Substitution mit GAWPs erfolgt ähnlich wie in Gl. 7-11, indem die CO₂-Emissionen der Erdgaskessel herangezogen werden.

$$\text{Reduktion der CO}_2\text{-Emission}_{\text{Heizöl},2020} = \text{Gl. 7-11}$$

$$\text{CO}_2\text{-Emission}_{\text{Heizöl},2020} - (\text{CO}_2\text{-Emission}_{\text{Heizöl},2020} \cdot 0,2 \%)$$

Die Berechnung des Energieeinsatzes der GAWPs wird beispielsweise für Heizöl in Gl. 7-12 beschrieben. Dabei werden die Daten für die Wärmeabgabe (Heizöl) aus Tabelle 7-4 entnommen und der SGUE_{Hi}-Wert entspricht der Auswahl aus Kapitel 6.3 und umgerechnet auf den Heizwert (H_i) 1,349 (Tabelle 7-2). Der prognostizierte Absatz von 1.020 GAWPs im Jahr wird mit dem gesamten Bestand an Heizölkessel für Hauszentralheizung, Hauseigentum und Altbau dividiert und ergibt ca. 0,3 % (ca. 0,6 % für Erdgas). Die Heizölkessel machen ca. 10 % und Erdgaskessel ca. 90 % der Neuinstallationen von Heizungssystemen für das Jahr 2017 ohne Betrachtung alternativer Wärmeerzeuger aus Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus (2019).

$$\text{Energieeinsatz}_{\text{GAWP, Heizöl}} = \frac{\text{Wärmeabgabe}_{\text{Heizöl}}}{\text{SGUE}_{\text{Hi}}} \cdot 0,3 \cdot 0,1 \quad \text{Gl. 7-12}$$

Die Substitution der Heizöl- und Erdgaskessel durch GAWPs erfolgt durch die gemeinsame Betrachtung der ausgetauschten Heizöl- und Erdgaskessel. Dabei wird für die Berechnung der Reduktion der CO₂-Emissionen der beiden Kesselarten die Substitutionsrate (ca. 0,3 % und ca. 0,6 %) von deren CO₂-Emissionen abgezogen.

Tabelle 7-7: Prognose der CO₂-Emissionen der GAWPs in Österreich

Jahr	Energieeinsatz GAWP der substituierten Heizölkessel	Energieeinsatz GAWP der substituierten Erdgaskessel	Summe der CO ₂ -Emissionen	
	[GWh]	[GWh]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO _{2äq}]
2020	0,7	6,3	1,7	1,4
2021	0,7	6,3	1,7	1,4
2022	0,7	6,3	1,7	1,4
2023	0,7	6,3	1,7	1,4
2024	0,7	6,3	1,7	1,4

In Tabelle 7-7 ist der Energieeinsatz der GAWPs durch die Substitution der Heizöl- und Erdgaskessel, der beispielhaft mit Gl. 7-12 berechnet wird, von 2019 bis 2024 aufgelistet. Die Substitution der beiden Kesselarten (Heizöl und Erdgas) durch GAWPs wird ausschließlich in der gesamten jährlichen CO₂-Bilanz für Österreich berücksichtigt. Tabelle 7-8 stellt die jährlichen CO₂-Gesamtemissionen für Raumheizung in Österreich dar. Die CO₂-Gesamtemissionen setzen sich aus der Addition der jährlichen CO₂-Emissionen der einzelnen Energieträger (Heizöl und Erdgas) zusammen. Die Differenz zwischen der Bilanz ohne Substitution durch GAWP und der mit Substitution ergibt schließlich die mögliche jährliche Einsparung an CO₂-Emissionen für Österreich.

Tabelle 7-8: Reduktion der jährlichen CO₂-Emissionen durch Substitution (insgesamt 0,2 %) mit GAWP

Jahr	Gesamtemissionen ohne Sub. durch GAWPs		Gesamtemissionen mit Sub. durch GAWPs		ΔCO ₂ -Emissionen mit Sub. durch GAWPs kumuliert	
	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO _{2äq}]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO _{2äq}]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO _{2äq}]
2003	1.767	1.565	1.767	1.565		
2004	1.767	1.565	1.767	1.565		
2005	1.781	1.577	1.781	1.577		
2006	1.795	1.590	1.795	1.590		
2007	1.751	1.551	1.751	1.551		
2008	1.708	1.513	1.708	1.513		
2009	1.718	1.521	1.718	1.521		
2010	1.727	1.530	1.727	1.530		
2011	1.715	1.519	1.715	1.519		

Fortsetzung: Tabelle 7-8

2012	1.704	1.509	1.704	1.509		
2013	1.668	1.477	1.668	1.477		
2014	1.633	1.446	1.633	1.446		
2015	1.647	1.458	1.647	1.458		
2016	1.661	1.471	1.661	1.471		
2017	1.692	1.499	1.692	1.499		
2018	1.723	1.526	1.723	1.526		
2019	1.660	1.470	1.660	1.470		
2020	1.657	1.467	1.655	1.466	-1,6	-1,5
2021	1.654	1.465	1.651	1.461	-3,3	-3,0
2022	1.652	1.463	1.647	1.457	-4,9	-4,5
2023	1.649	1.461	1.642	1.453	-6,5	-6,0
2024	1.647	1.459	1.638	1.449	-8,1	-7,5

Die Beträge der Reduktion der CO₂-Emissionen nehmen jährlich Werte von ca. $1,6 \cdot 10^6$ kgCO₂ ein (Tabelle 7-8). Die kumulierte Reduktion an CO₂-Emissionen durch die Substitution mit GAWPs beträgt 0,5 % im Jahr 2024. Die folgende Abbildung 7-3 stellt die Datenmenge aus Tabelle 7-8 visuell und übersichtlich dar. Die jährliche Reduktion der CO₂-Gesamtemissionen ab dem Jahr 2019 ist graphisch kaum sichtbar (Abbildung 7-3). Dies ist damit zu erklären, dass der Bestand an alten Heizölkessel um den Faktor 1.000 größer ist, als die jährlich geplante Stückzahl an GAWPs. Die Anzahl der derzeit verwendeten alten Erdgaskessel beträgt ca. 100.000 Stk. und stellt ca. das 30-fache der jährlich geplanten Verkaufszahl der GAWP (2.900 Stk.) dar.

Die Darstellung der kumulierten Reduktion von CO₂-Emissionen durch die Substitution mit GAWPs stellt eine steile Gerade in Abbildung 7-3 dar. Eine signifikante Einsparung der CO₂-Emissionen durch die Substitution von Heizöl- und Erdgaskesseln durch GAWPs wird daher erst in den folgenden Jahren deutlich sichtbar werden.

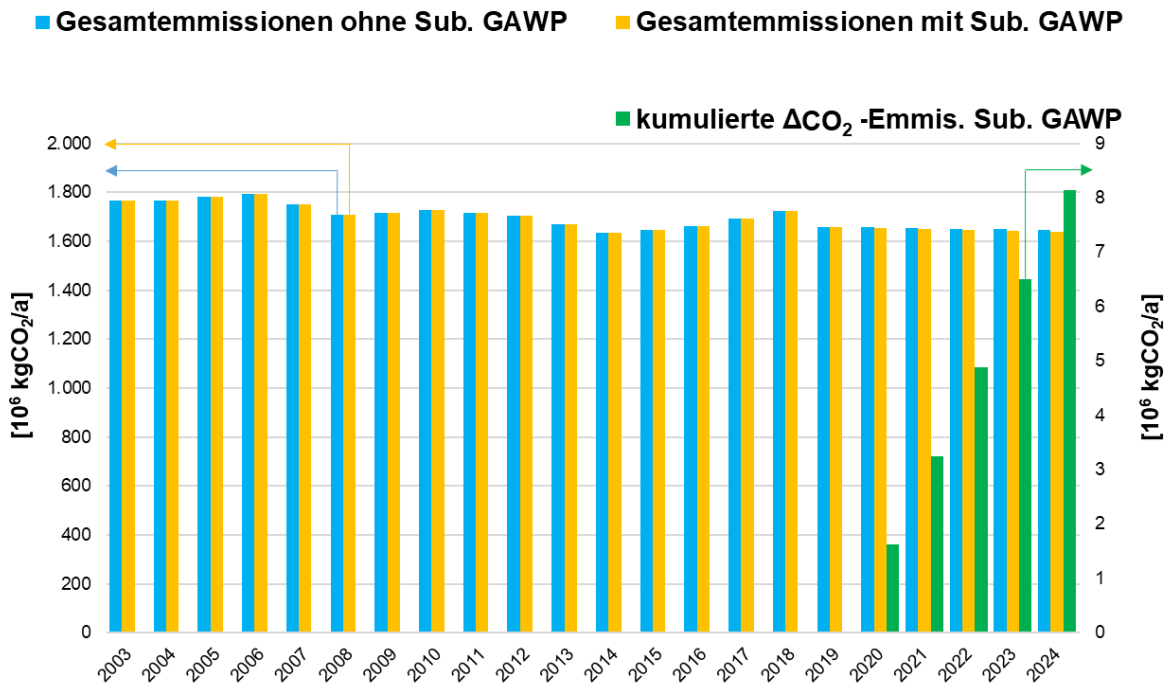


Abbildung 7-3: Verläufe der jährlichen CO₂-Emissionen in Österreich mit und ohne Substitution (Substitutionsrate 0,2 %) durch GAWPs inklusive kumulierter Reduktion der CO₂-Emissionen

7.2.2 Prognoseerstellung anhand des sektoralen Klimabündnisziels

Das sektorale Klimabündnisziel sieht eine jährliche Sanierungsrate von 3 % vor. (Schröfl, 2007) Dieser Wert wird wieder vollständig für die thermische Sanierungsrate durch die Substitution mit GAWPs angenommen. Die dafür notwendige Absatzmenge von GAWPs wird um den Faktor 3 im Vergleich zu Kapitel 7.2.1 erhöht. Durch die Multiplikation mit der Sanierungsrate entsprechen 3.060 Anlagen (3 · 1.020) ca. 0,6 % des gesamten Heizkesselbestands (ca. 514.000 Anlagen). Die Anzahl, die durch die Sanierungsrate von 3 % installierten GAWPs ist in Tabelle 7-9 dargestellt. Darin erreicht der Anteil der neu installierten GAWPs 12,4 % der gesamten Wärmeerzeuger für die Bereitstellung von Raumwärme. In Tabelle 7-10 sind die Ergebnisse der gesamten CO₂-Emissionen mit und ohne Substitution durch GAWPs dargestellt. Die jährliche Reduktion der CO₂-Emissionen mit Substitution durch GAWPs ist um den Faktor 3 (3 % Sanierungsrate) im Vergleich zu Tabelle 7-8 gestiegen.

Tabelle 7-9: Prozentueller Anteil der GAWPs (12,4 %) bei Annahme einer Sanierungsrate von 3 %

	Hauseigentum ohne Substitution ¹	Hauseigentum mit Substitution ¹	Prozentueller Anteil
	[#]	[#]	[%]
Heizölkessel	1.311	993	4,0
Erdgaskessel	10.986	8.244	33,5
GAWP	0	3.060	12,4
Fernwärmeanschlüsse	4.955	4.955	20,2
Heizungswärmepumpen	4.887	4.887	19,9
Biomasseanlagen	2.475	2.475	10,0
Summe	24.614	24.614	

¹Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus (2019), unter Berücksichtigung von Berner (2018)

Tabelle 7-10 Reduktion der jährlichen CO₂-Emissionen durch Substitution (insgesamt ca. 0,6 %) mit GAWP

Jahr	Gesamtemissionen ohne Sub. durch GAWPs		Gesamtemissionen mit Sub. durch GAWPs		ΔCO ₂ -Emissionen mit Sub. durch GAWPs kumuliert	
	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO _{2äq}]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO _{2äq}]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO _{2äq}]
2020	1.657	1.467	1.652	1.463	-4,9	-4,5
2021	1.654	1.465	1.644	1.456	-9,8	-9,0
2022	1.652	1.463	1.637	1.449	-14,7	-13,6
2023	1.649	1.461	1.630	1.442	-19,6	-18,1
2024	1.647	1.459	1.622	1.436	-24,5	-22,6

In Tabelle 7-10 sind ist die Reduktion der CO₂-Emissionen durch die Substitutionsrate von ca. 0,6 % dargestellt. Die CO₂-Emissionen von 2003 bis 2018 bleiben identisch wie in Tabelle 7-8. Die erhöhte Substitutionsrate führt in Abbildung 7-4 zu einem graphisch sichtbaren Unterschied für die Prognosen ab 2020. Lediglich sticht die um den Faktor 3 gestiegene kumulierte Reduktion von CO₂-Emissionen durch die Substitution von GAWPs (grüner Balken mit Sekundärachse) heraus.

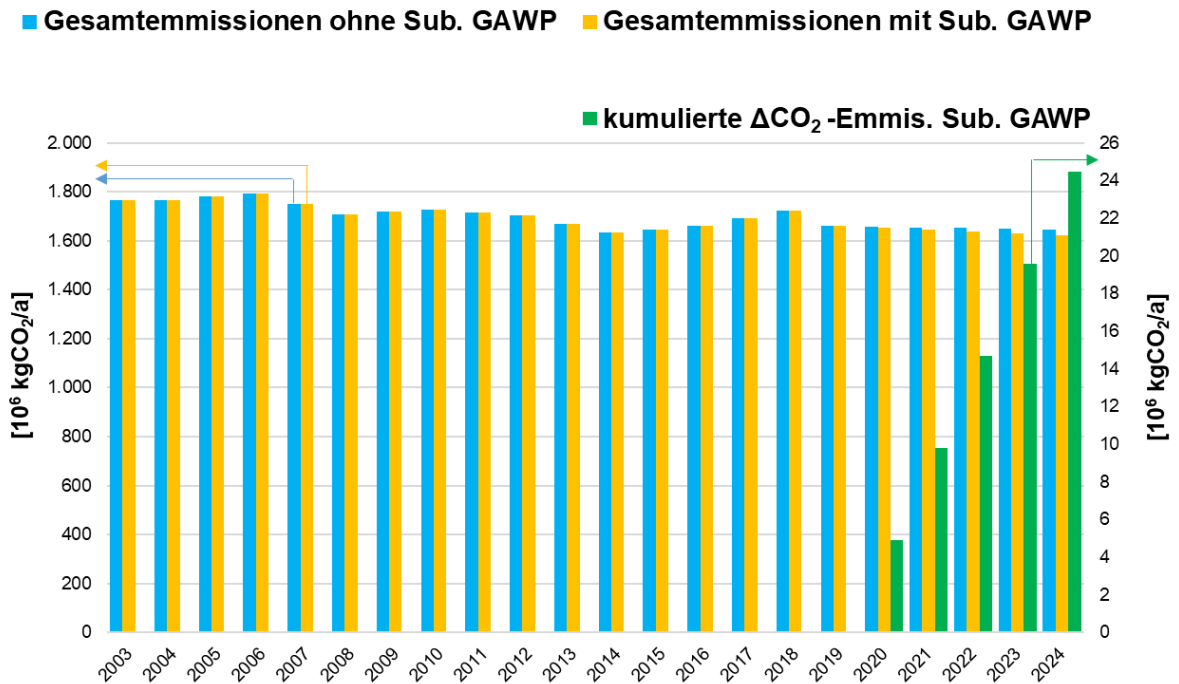


Abbildung 7-4: Verläufe der jährlichen CO_2 -Emissionen in Österreich mit und ohne Substitution (Substitutionsrate ca. 0,6 %) durch GAWPs inklusive kumulierter Reduktion der CO_2 -Emissionen

7.2.3 Prognose für die theoretisch vollständige Substitution der aktuell neu installierten Heizöl- und Erdgaskessel durch GAWPs

In diesem Kapitel wird die vollständige Substitution der Heizöl- und Erdgaskessel für die Jahre 2020 bis 2024 prognostiziert. Dabei wird der prognostizierte jährliche Primärenergieverbrauch der neu installierten Kessel ab 2020 (Tabelle 7-12) vollständig auf GAWPs übertragen (Austauschrate 100 %), wodurch keine neuen Heizöl- und Erdgaskessel abgesetzt werden.

Tabelle 7-11: Prozentueller Anteil der GAWPs bei Neuinstallationen durch die Austauschrate von 100 %

	Hauseigentum ohne Substitution ¹	Hauseigentum mit Substitution ¹	Prozentueller Anteil
	[#]	[#]	[%]
Heizölkessel	1.311	0	0
Erdgaskessel	10.986	0	0
GAWP	0	12.297	50
Fernwärmeanschlüsse	4.955	4.955	20,0
Heizungswärmepumpen	4.887	4.887	19,9
Biomasseanlagen	2.475	2.475	10,1
Summe	24.614	24.614	

¹Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus (2019) unter Berücksichtigung von Berner (2018)

In Tabelle 7-11 wird ersichtlich, dass der Anteil der jährlich neu installierten GAWPs bei vollständigem Ersetzen der Heizöl- und Erdgaskessel 50 % des gesamten Marktes für

Wärmeerzeuger darstellt. Dabei nimmt die Absatzmenge von 12.297 Anlagen (Tabelle 7-11) eine Substitutionsrate von ca. 2,4 % ein (ergibt sich durch die Division der Absatzmenge mit dem Gesamtbestand von ca. 514.000 Heizöl- und Erdgaskessel).

Tabelle 7-12: CO₂-Emissionen der GAWPs bei vollständiger Substitution der neu installierten Heizkessel bis 2024

Jahr	Gesamtemissionen ohne Sub. durch GAWPs		Gesamtemissionen mit Sub. durch GAWPs		ΔCO ₂ -Emissionen mit Sub. durch GAWPs kumuliert	
	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO _{2äq}]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO _{2äq}]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO _{2äq}]
2020	1.657	1.467	1.637	1.449	-19,7	-18,2
2021	1.654	1.465	1.615	1.429	-39,3	-36,3
2022	1.652	1.463	1.593	1.408	-59,0	-54,5
2023	1.649	1.461	1.571	1.388	-78,7	-72,7
2024	1.647	1.459	1.548	1.368	-98,4	-90,9

Die Tabelle 7-12 zeigt die deutliche Erhöhung der CO₂-Emissionen der GAWPs bei vollständigem Ersetzen der Heizöl- und Erdgaskessel in jährlich neu installierten Anlagen. Jedoch die Menge der reduzierten CO₂-Emissionen liegt durch den Wegfall der alten Heizkessel weitaus höher, als die CO₂-Emissionen der GAWPs. Dies führt zu einer deutlichen Reduktion der jährlich emittierten CO₂-Menge.

■ Gesamtemissionen ohne Sub. GAWP ■ Gesamtemissionen mit Sub. GAWP

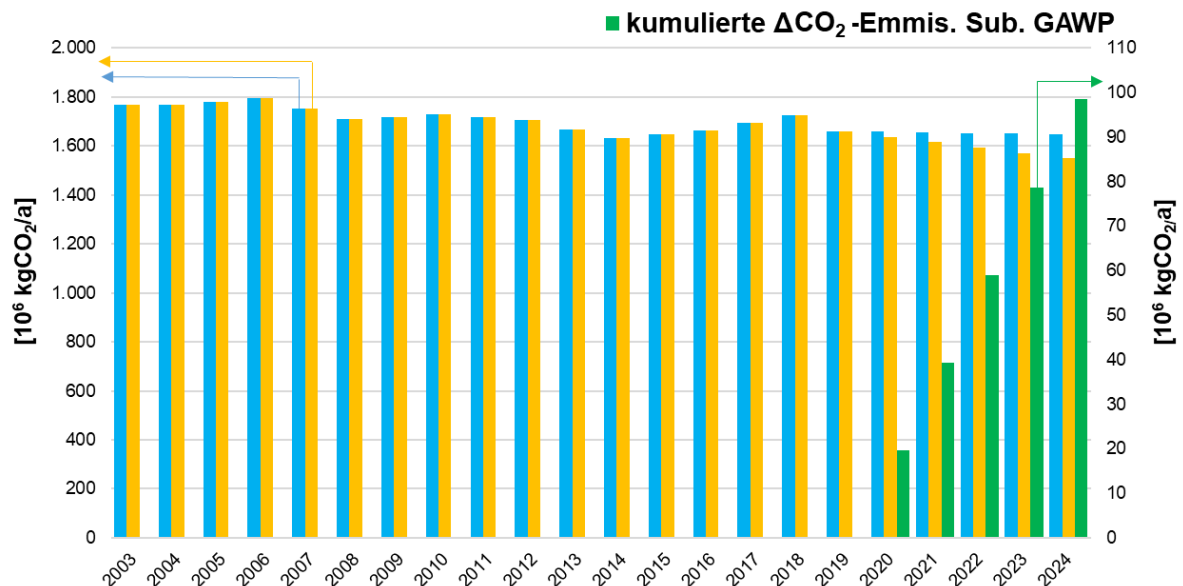


Abbildung 7-5: Prognostizierte CO₂-Emissionen durch Raumheizung mit vollständigem Ersetzen der neu installierten Kesselanlagen ab 2020 durch GAWPs

In Abbildung 7-5 ist es deutlich dargestellt, dass bei der vollständigen Substitution der Heizungsanlagen (Heizöl- und Erdgas) durch GAWPs die CO₂-Emissionen jährlich stärker sinken als bei geringeren Substitutionsraten. Dabei wird jährlich ca. 20 · 10⁶ kgCO₂ eingespart.

7.3 Prognose zur Reduktion von CO₂-Emissionen in Deutschland durch Substitution der bestehenden Heizungsanlagen mit GAWPs

In Deutschland befinden sich über 40,5 Mio. Haushalte (Statistisches Bundesamt, 2019) und somit um ein Vielfaches mehr als in Österreich. Ein hoher Anteil der Wohnhäuser (75,6 %) sind vor 1991 gebaut worden (Statistisches Bundesamt, 2019). Wird die im Kapitel 7.2 erwähnte Sanierungsrate von ca. 1 % (Status Quo) für Deutschland übernommen, so ergibt sich ein riesiges Marktvolumen für die gasbefeuelten Absorptionswärmepumpen (GAWP). Marktrecherchen des Projektpartners E-SORP GmbH (2019) ergaben, dass ein kumulierter Absatz von GAWPs zwischen 670.000 bis 920.000 Stück bis zum Jahre 2030 möglich ist. Damit beträgt das durchschnittliche jährliche Marktvolumen 79.500 Anlagen.

Deutschland teilt das Alter der Wohngebäude in fünf Bauperioden ein (Statistisches Bundesamt, 2019):

- 1. vor 1949**
- 2. 1949 – 1990**
3. 1991 – 2000
4. 2001 – 2010
5. 2011 oder später

Für die Bilanzierung der CO₂-Emissionen werden nur die ersten zwei Bauperioden betrachtet. Diese Bauperioden berücksichtigen Heizkesselanlagen, die älter als 20 Jahre sind und entsprechen im Umfang der Jahre genau denen, die auch für Österreich ausgewählt wurden. Die Einteilung der Häuser mit nur einer Wohnung (vgl. Anteil Hauseigentum Tabelle 7-1) wird erfreulicherweise in die geforderten Einfamilienhäuser direkt durchgeführt. Die Tabelle 7-13 listet die Anzahl der Häuser für die ersten zwei Bauperioden auf und unterteilt sie in die Anzahl der Hauszentralheizungen (Heizöl und Erdgas).

35,1 % der über 40,5 Mio. Haushalte sind aktuell im Hauseigentum (Einfamilienhäuser) Statistisches Bundesamt (2019). Diese Zahl wird für Häuser, die bis 1990 gebaut worden sind, weiter unterteilt. In der Tabelle 7-13 ergibt die Summe der Häuser im Hauseigentum für die ersten zwei Bauperioden 10,77 Mio. (75,6 % der gesamten Häuser im Hauseigentum). Der prozentuale Anteil dieser Häuser mit Hauszentralheizungen beträgt 63,3 % und davon sind 25,9 % Heizölkessel und 58,4 % Erdgaskessel. (Statistisches Bundesamt, 2019)

Tabelle 7-13: Einteilung der Häuser aus den ersten zwei Bauperioden im Hauseigentum und die Anzahl der Hauszentralheizungen (Statistisches Bundesamt, 2019)

Bauperiode	Anteil Haus- eigentum	Anzahl Haus- eigentum	Heizöl		Erdgas	
			Anzahl Haus- zentralheizung		Anzahl Haus- zentralheizung	
	[%]	[#]	[#]	[%]	[#]	[%]
vor 1949	20,7	2.949.584	483.909		1.091.131	
1949 - 1990	54,9	7.822.809	1.283.411		2.893.869	
Summe	75,6	10.772.392	1.767.320	25,9	3.985.000	58,4

Die Statista GmbH (2019a) listet die Gesamtzahl der unterschiedlichen Heizsysteme für Wohnhäuser in Deutschland auf. Darin ist vermerkt, dass im Jahr 2017 5 Mio. Heizungssysteme mit Heizölkesseln befeuert wurden. Viel populärer hingegen sind erdgasbetriebene Kessel, deren Anzahl auf 7,5 Mio. Stück gezählt wird (Statista GmbH, 2019a). Die Anzahl der Heizkessel (Heizöl und Erdgas), die von der Statista GmbH (2019a) aufgelistet worden sind, werden mit dem Prozentsatz der Häuser mit Hauseigentum (75,6 %) für die ersten zwei Bauperioden multipliziert. Damit wird sichergestellt, dass nur die Häuser, die älter als 25 Jahre sind, betrachtet werden.

Tabelle 7-14: Neuinstallation von Heizöl- und Erdgaskessel (2018)

Neuinstallationen (2018)	Gesamt ¹	Anteil Wohnhäuser aus Bauperioden: vor 1949 bis 1990 ²	Anteil Hauseigentum
		[#]	[#]
Heizölkessel	62.300	47.099	16.532
Erdgaskessel	561.400	424.418	148.971
Heizungswärmepumpen	84.200	63.655	22.343
Biomasseanlagen	24.200	18.295	6.422
Summe	732.100	535.172	194.267

¹Statista GmbH (2019b)

²Statistisches Bundesamt (2019)

In Tabelle 7-15 wird anhand der Daten aus Tabelle 7-14 ersichtlich, dass der prognostizierte jährliche Absatz von 79.500 GAWPs, die sich bei einer weiteren Unterteilung der Gebäude im Hauseigentum auf 50.358 Anlagen reduzieren. Bei einer Sanierungsrate von 1 % ergeben sich ca. 190.000 Heizöl- und Erdgaskessel (Statista GmbH, 2019a), die ausgetauscht werden. Die zuvor erwähnte Anzahl von 50.358 GAWPs ergibt durch die anschließende Multiplikation mit der Sanierungsrate (1 %) eine Substitutionsrate von ca. 0,9 %.

Tabelle 7-15: Prozentueller Anteil der GAWP bei Annahme der Neuinstallationen von 2018 für die Prognoseerstellung

	Anteil Hauseigentum ohne Substitution ^{1,2}	Anteil Hauseigentum mit Substitution ^{1,2}	Prozentueller Anteil
	[#]	[#]	[#]
Heizölkessel	16.532	11.502	6
Erdgaskessel	148.971	103.644	53,3
GAWP	0	50.358	25,9
Heizungswärmepumpen	22.343	22.343	11,5
Biomasseanlagen	6.422	6.422	3,3
Summe	194.267	194.267	

¹Statista GmbH (2019b)²Statistisches Bundesamt (2019)

Die Substitutionsrate der GAWPs (ca. 0,9 %) wird für die Berechnung der jährlichen CO₂-Emissionen verwendet. Die Berechnung der jährlichen CO₂-Emissionen verursacht durch Raumheizung wird im Grunde ähnlich wie im Kapitel 7.2 durchgeführt. Dabei wird zunächst die jährliche Summe des Primärenergiebedarfs für die Raumheizung in Deutschland auf den Anteil für Hauseigentum, die in den ersten zwei Bauperioden errichtet worden sind aufgeteilt und anschließend in die Kategorie für Hauszentralheizung (Heizöl und Erdgas) unterteilt. Anschließend wird der Endenergieverbrauch für Erdgas und Heizöl mit Gl. 7-7 berechnet. Die Multiplikation mit der CO₂-Emission je kWh Energieeinsatz schließt die Ermittlung der CO₂-Emissionen ab. In Gl. 7-13 ist das Beispiel für Heizölkessel mit den Daten aus Tabelle 7-13 dargestellt. In Tabelle 7-16 sind die Ergebnisse der Berechnungen aufgelistet.

$$\begin{aligned}
 \text{CO}_2\text{-Emission}_{\text{Heizölkessel}} &= \text{Primärenergiebedarf}_{\text{Heizöl}} \cdot \text{Anteil Einfamilienhäuser} \cdot \text{Anteil-} & \text{Gl. 7-13} \\
 &\quad \text{Hauseigentum} \cdot \text{Anteil Hauszentralheizung (gesamt)} \cdot \text{Anteil-} \\
 &\quad \text{Heizöl / Konversionsfaktor} \cdot \text{CO}_2\text{-Emissionen} \\
 &= \text{Primärenergiebedarf}_{\text{Heizöl}} \cdot 0,351 \cdot 0,756 \cdot 0,633 \cdot 0,259 / 1,23 \cdot 0,31 \text{ kgCO}_2/(\text{kWh})
 \end{aligned}$$

Tabelle 7-16: Anteil der jährlichen CO₂-Emissionen Heizöl- und Erdgaskessel in Deutschland ohne Substitution

Jahr	Raumwärme gesamt ^{1,2}	Heizöl			Erdgas		
		Endenergie- verbrauch Hauseigentum	CO ₂ - Emissionen		Endenergie- verbrauch Hauseigentum	CO ₂ - Emissionen	
	[TWh]	[GWh]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO ₂ äq]	[GWh]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO ₂ äq]
2003	604	33.735	10.492	9.446	79.967	18.872	15.993
2004	581	32.478	10.101	9.094	76.987	18.169	15.397
2005	570	31.849	9.905	8.918	75.497	17.817	15.099
2006	571	31.919	9.927	8.937	75.663	17.856	15.133
2007	506	28.287	8.797	7.920	67.053	15.825	13.411
2008	531	29.684	9.232	8.312	70.365	16.606	14.073
2009	533	29.754	9.253	8.331	70.530	16.645	14.106
2010	478	26.681	8.298	7.471	63.245	14.926	12.649
2011	479	26.774	8.327	7.497	63.466	14.978	12.693
2012	466	26.013	8.090	7.284	61.663	14.553	12.333
2013	499	27.891	8.674	7.810	66.115	15.603	13.223
2014	466	26.029	8.095	7.288	61.700	14.561	12.340
2015	466	26.029	8.095	7.288	61.700	14.561	12.340
2016	483	26.960	8.385	7.549	63.908	15.082	12.782
2017	479	26.764	8.324	7.494	63.444	14.973	12.689
2018*	487	27.193	8.457	7.614	64.459	15.212	12.892
2019*	465	25.961	8.074	7.269	61.538	14.523	12.308
2020*	462	25.810	8.027	7.227	61.181	14.439	12.236
2021*	459	25.668	7.983	7.187	60.844	14.359	12.169
2022*	457	25.534	7.941	7.149	60.527	14.284	12.105
2023*	455	25.407	7.902	7.114	60.226	14.213	12.045
2024*	453	25.287	7.864	7.080	59.941	14.146	11.988

¹Statistisches Bundesamt (2018)²dena (2016)

*Es existiert keine Angabe für den Energieverbrauch für 2018 und deswegen wurde die Veränderung von 2016 und 2017 (plus 1,6 %) auch von 2017 auf 2018 angenommen.

Anschließend wird für die Berechnung der CO₂-Emissionen bis zum Jahr 2024 eine Prognose für die Energieträger Heizöl und Erdgas erstellt. Diese wird ähnlich wie die Prognose für in Österreich aufgewendete Energie für Raumheizung (Kapitel 7.2) durchgeführt. Es wird eine Trendlinie für die beiden Energieträger erstellt, die für die Prognose bis ins Jahr 2024 dient. In Abbildung 7-6 ist der Verlauf des jährlichen Primärenergiebedarfs für Raumheizung in den Jahren 2003 – 2018, sowie die dazugehörigen Trendlinie für die Jahre 2019 bis 2024 dargestellt. Als Beispiel wird die Gleichung der Trendlinie für das Jahr 2019 in Gl. 7-14 dargestellt. Der Verlauf

der Trendlinie als Potenzfunktion führt zu einer guten Vorhersage des Energieverbrauchs für Raumheizung von 2019 bis 2024.

$$\begin{aligned}
 \text{Primärenergieverbrauch}_{2019} &= K \cdot (x - 2003)^{-0,102} & \text{Gl. 7-14} \\
 &= K \cdot (2019 - 2003)^{-0,102} \\
 &= 620,29 \text{ TWh} \cdot (2019-2003)^{-0,102} \\
 &= 465 \text{ TWh}
 \end{aligned}$$

In Abbildung 7-6 ist gut zu erkennen, dass der Primärenergieverbrauch für Raumheizung seit 2003 eine fallende Tendenz aufweist.

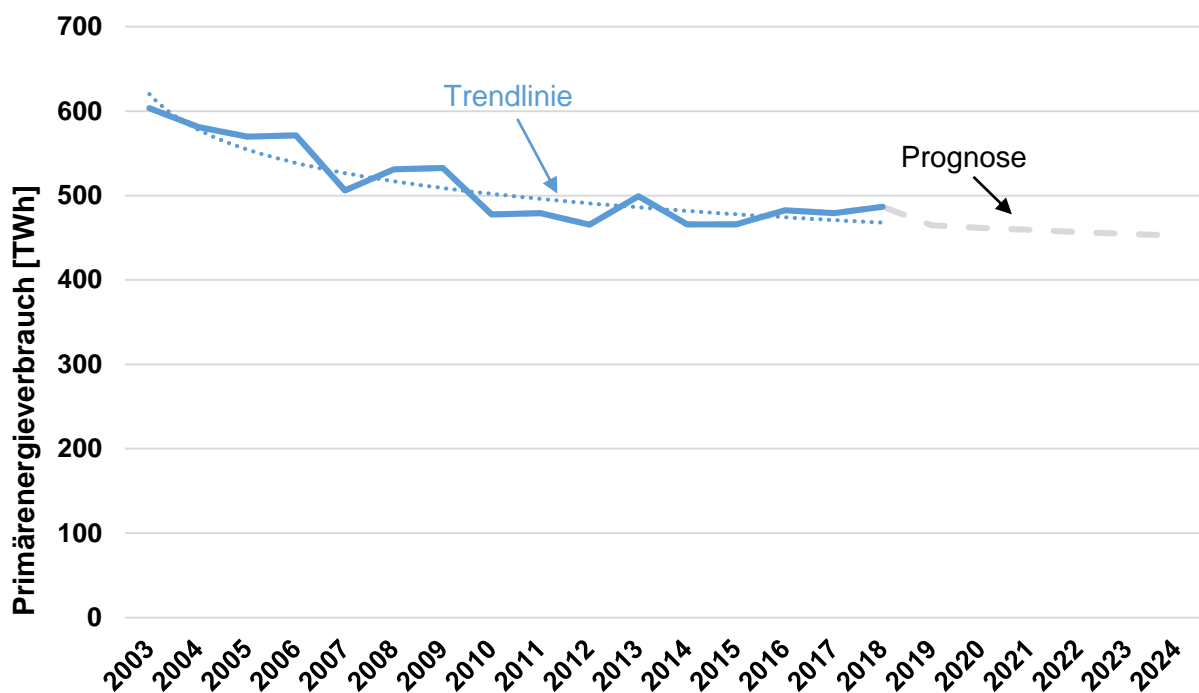


Abbildung 7-6: Jährlicher Primärenergiebedarf für Raumheizung in Deutschland mit Trendlinie

7.3.1 Prognosen mit der aktuellen Sanierungsrate (Status Quo)

Nach der Auswertung der Prognosen des Energieverbrauchs beider Energieträger bis zum Jahr 2024 werden diese Ergebnisse für die Ermittlung der CO₂-Emissionen verwendet. Anschließend werden die Abweichungen der CO₂-Emissionen durch die Substitution der Heizöl- und Erdgaskessel berechnet.

Tabelle 7-17: Einsparungspotential der CO₂-Emissionen durch Substitution mit GAWP (insgesamt ca. 0,9 %)

Jahr	Gesamtemissionen ohne Sub. durch GAWPs		Gesamtemissionen mit Sub. durch GAWPs		ΔCO ₂ -Emissionen mit Sub. durch GAWPs (kumuliert)	
	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO ₂ äq]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO ₂ äq]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO ₂ äq]
2003	29.364	25.439	29.364	25.439		
2004	28.270	24.491	28.270	24.491		
2005	27.722	24.017	27.722	24.017		
2006	27.783	24.070	27.783	24.070		
2007	24.622	21.331	24.622	21.331		
2008	25.838	22.384	25.838	22.384		
2009	25.899	22.437	25.899	22.437		
2010	23.224	20.120	23.224	20.120		
2011	23.305	20.190	23.305	20.190		
2012	22.643	19.616	22.643	19.616		
2013	24.277	21.033	24.277	21.033		
2014	22.656	19.628	22.656	19.628		
2015	22.656	19.628	22.656	19.628		
2016	23.467	20.330	23.467	20.330		
2017	23.297	20.183	23.297	20.183		
2018	23.669	20.506	23.669	20.506		
2019	22.597	19.577	22.597	19.577		
2020	22.465	19.463	22.379	19.387	-86	-76
2021	22.342	19.356	22.170	19.204	-171	-151
2022	22.225	19.255	21.968	19.027	-257	-227
2023	22.115	19.159	21.771	18.855	-344	-304
2024	22.010	19.068	21.579	18.688	-431	-381

In Tabelle 7-17 ist es ersichtlich, dass die kumulierte Einsparung an CO₂-Emissionen bis zum Jahr 2024 einen relativ hohen Wert erreicht und damit GAWPs einen wichtigen Beitrag zur Reduktion von CO₂-Emissionen leisten können. Die kumulierte Reduktion der CO₂-Emissionen für Raumheizung bis 2024 durch Substitution alter Heizöl- und Erdgaskessel beträgt 2 % im Vergleich zu den CO₂-Emissionen für Raumheizung ohne Substitution durch GAWPs. Die folgende Abbildung 7-7 stellt die Entwicklung der CO₂-Emissionen in Deutschland bis zum Jahr 2024 übersichtlich dar.

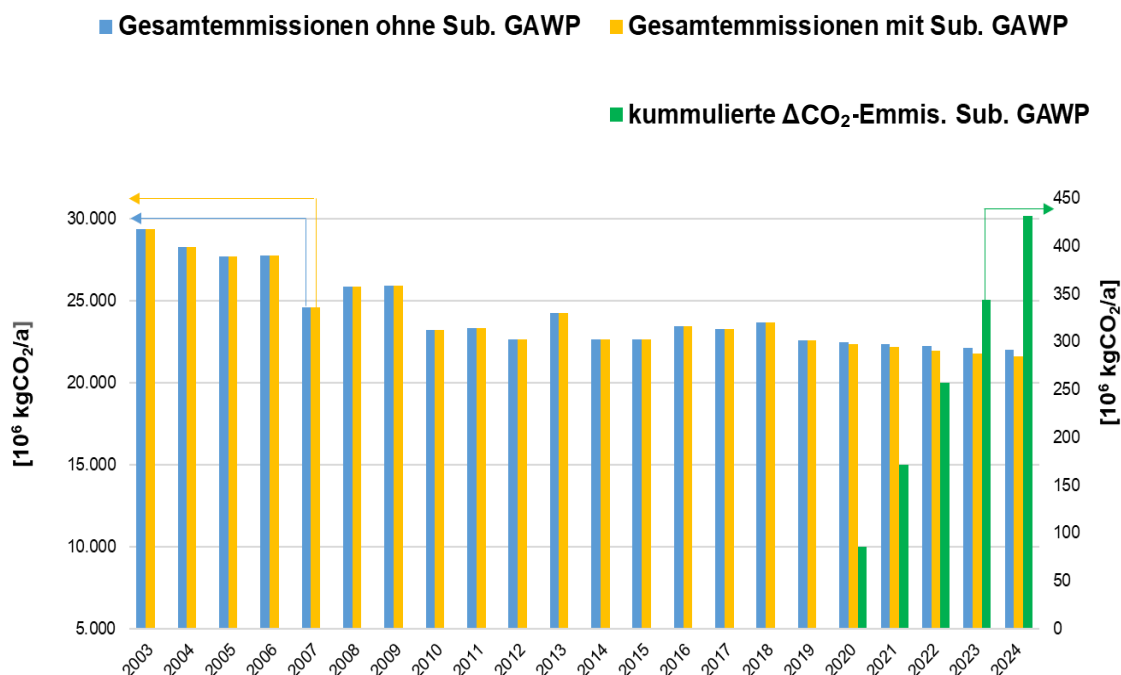


Abbildung 7-7: Verläufe der jährlichen CO₂-Emissionen in Deutschland mit und ohne Substitution
(Substitutionsrate ca. 0,9 %) durch GAWPs inklusive kumulierter Reduktion der CO₂-Emissionen

Die Differenz der jährlichen CO₂-Gesamtemissionen, die durch die Substitution von Heizöl- und Erdgaskessel mit gasbefeuerten Absorptionswärmepumpen entsteht, ist in Abbildung 7-7 in geringem Maße erkennbar. Die Reduktion der CO₂-Emissionen durch die Substitution alter Heizöl- und Erdgaskessel mit GAWPs ist im Vergleich zu den gesamten CO₂-Emissionen verursacht durch in Betrieb befindlichen Anlagen für die Bereitstellung von Raumwärme sehr gering. Im Gegensatz zur Situation in Österreich (Abbildung 7-3) ist die positive Auswirkung größer, da die prognostizierten Absatzmengen in Deutschland mehr als ein Vielfaches von den in Österreich geplanten Anlagen darstellen. Dies resultiert aus dem weitaus größerem Markt für GAWPs. Dadurch ist das Potential für die Reduktion von CO₂-Emissionen, die bei der Raumheizung entstehen, viel höher und der Beitrag für den Klimaschutz noch wertvoller.

7.3.2 Prognosen anhand des sektoralen Klimabündnisziels

Die Anwendung der jährlichen Sanierungsrate des sektoralen Klimabündnisziels (3 %) führt durch den Anteil der GAWPs zu einer Substitutionsrate von ca. 2,6 %. Dies ergibt sich aus der Anzahl der jährlich neu installierten GAWPs (151.075 Anlagen) dividiert durch den Anteil der auszutauschenden Heizöl- und Erdgaskessel (ca. 172.500 Kessel) und multipliziert mit der Sanierungsrate von 3 % (3-fache Anzahl von GAWPs im Vergleich zu Kapitel 7.3.1). In Tabelle 7-18 ist ersichtlich, dass der Anteil der jährlich neu installierten GAWPs bei einer Sanierungsrate von 3 % einen Wert von 77,8 % einnimmt.

Tabelle 7-18: Prozentueller Anteil der GAWPs bei jährlich

	Anteil Hauseigentum ohne Substitution¹	Anteil Hauseigentum mit Substitution¹	Prozentueller Anteil
	[#]	[#]	[#]
Heizölkessel	16.532	1.442	0,7
Erdgaskessel	148.971	12.986	6,7
GAWP	0	151.075	77,8
Heizungswärmepumpen	22.343	22.343	11,5
Biomasseanlagen	6.422	6.422	3,3
Summe	194.267	194.267	

¹Statista GmbH (2019b)Tabelle 7-19: Reduktion der jährlichen CO₂-Emissionen durch Substitution (insgesamt ca. 2,6 %) mit GAWPs

Jahr	Gesamtemissionen ohne Sub. durch GAWPs		Gesamtemissionen mit Sub. durch GAWPs		ΔCO₂-Emissionen mit Sub. durch GAWPs (kumuliert)	
	[10⁶ kgCO₂]	[10⁶ kgCO₂äq]	[10⁶ kgCO₂]	[10⁶ kgCO₂äq]	[10⁶ kgCO₂]	[10⁶ kgCO₂äq]
2020	22.465	19.463	22.208	19.235	-258	-228
2021	22.342	19.356	21.828	18.902	-514	-454
2022	22.225	19.255	21.453	18.573	-772	-682
2023	22.115	19.159	21.083	18.248	-1.032	-911
2024	22.010	19.068	20.716	17.926	-1.294	-1.142

Die kumulierte Reduktion der CO₂-Emissionen durch Substitution der Heizöl- und Erdgaskessel mit GAWPs (Tabelle 7-19) beträgt bis zum Jahr 2024 5,9 %. In Abbildung 7-8 sind die gesamten CO₂-Emissionen von 2003 bis 2024 mit einer Substitutionsrate von ca. 2,6 % und ohne Substitution durch GAWPs dargestellt. Zusätzlich ist die Reduktion CO₂-Emissionen durch die Substitution mit GAWPs kumuliert abgebildet.

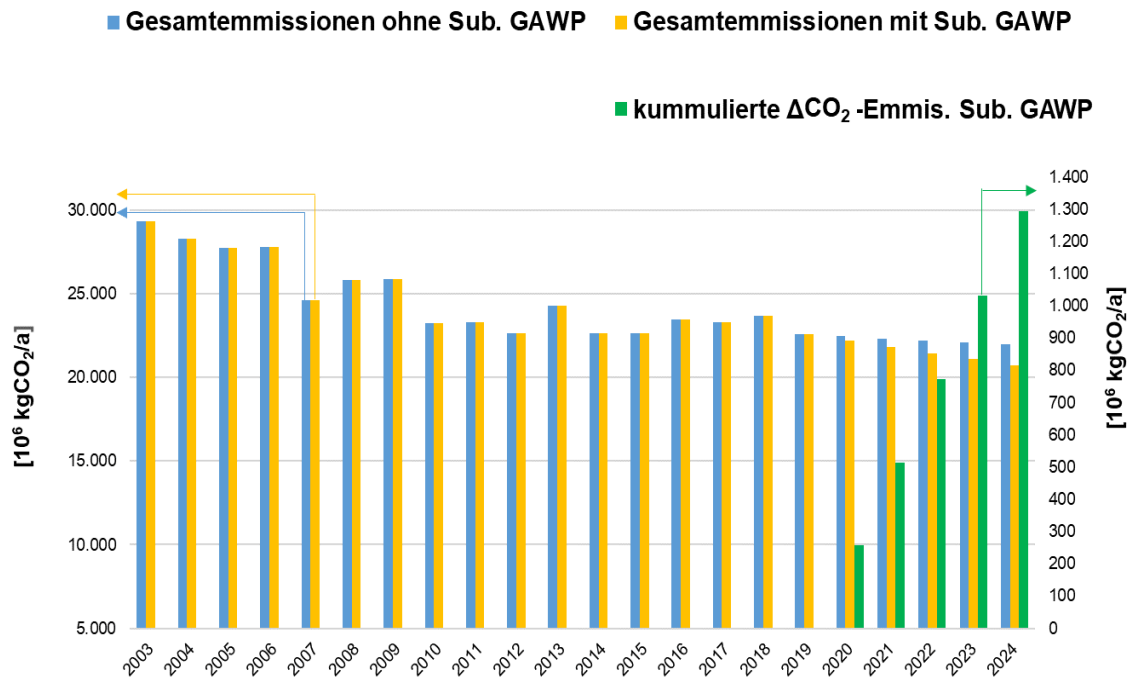


Abbildung 7-8: Verläufe der jährlichen CO_2 -Emissionen in Deutschland mit und ohne Substitution (Substitutionsrate ca. 2,6 %) durch GAWPs inklusive kumulierter Reduktion der CO_2 -Emissionen

7.3.3 Theoretische vollständige Substitution der aktuell neu installierten Heizöl- und Erdgaskessel durch GAWPs bis 2024

Die vollständige Substitution der aktuell jährlich neu installierten Heizöl- und Erdgaskesseln durch GAWPs zeigt, wieviel CO_2 -Emissionen bis zum Jahr 2024 maximal eingespart werden können. Die Anzahl der aktuell jährlich neu installierten Heizöl- und Erdgaskessel beträgt in Deutschland 165.503 Anlagen (Statista GmbH, 2019b), die zur Gänze durch GAWPs substituiert werden. Dadurch ergibt sich eine jährliche Substitutionsrate von ca. 2,9 % des gesamten Heizöl- und Erdgaskesselbestands (ca. 9,1 Mio. Anlagen (Statista GmbH, 2019a)).

Tabelle 7-20: Prozentuelle Verteilung der Heizungssysteme bei einer Sanierungsrate von 100 % für Heizöl- und Erdgaskessel

	Hauseigentum ohne Substitution ¹	Hauseigentum mit Substitution ¹	Prozentueller Anteil
	[#]	[#]	[%]
Heizölkessel	16.532	0	0
Erdgaskessel	148.971	0	0
GAWP	0	165.503	85,2
Heizungswärmepumpen	22.343	22.343	11,5
Biomasseanlagen	6.422	6.422	3,3
Summe	194.267	194.267	

¹Statista GmbH (2019b)

In Tabelle 7-20 sind die Anzahl der jährlich neu installierten Anlagen für die Wärmeerzeugung von Häusern in Hauseigentum (Einfamilienhäuser) dargestellt. Bei der vollständigen Substitution

der Heizöl- und Erdgaskessel durch GAWPs erreichen diese einen prozentuellen Anteil von 85,2 % der jährlich neu installierten Heizungssysteme.

Tabelle 7-21: Jährliche CO₂-Emissionen der GAWPs bei vollständiger Substitution von Heizkesseln bis 2024

Jahr	Gesamtemissionen ohne Sub. durch GAWPs		Gesamtemissionen mit Sub. durch GAWPs		ΔCO ₂ -Emissionen mit Sub. durch GAWPs (kumuliert)	
	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO ₂ äq]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO ₂ äq]	[10 ⁶ kgCO ₂]	[10 ⁶ kgCO ₂ äq]
2020	22.465	19.463	22.183	19.214	-282	-249
2021	22.342	19.356	21.779	18.859	-563	-497
2022	22.225	19.255	21.379	18.508	-846	-747
2023	22.115	19.159	20.984	18.161	-1.131	-998
2024	22.010	19.068	20.593	17.817	-1.417	-1.251

Die Menge der reduzierten CO₂-Emissionen durch den Wegfall der Heizkessel (Heizöl und Erdgas) ist weitaus höher als die CO₂-Emissionen der GAWPs (Tabelle 7-21). Die Reduktion der CO₂-Emissionen für Raumheizung durch die vollständige Substitution der aktuell neu installierten Heizöl- und Erdgaskessel mit GAWPs beträgt bis zum Jahr 2024 kumuliert 6,4 % im Vergleich zu den gesamten CO₂-Emissionen ohne Substitution durch GAWPs.

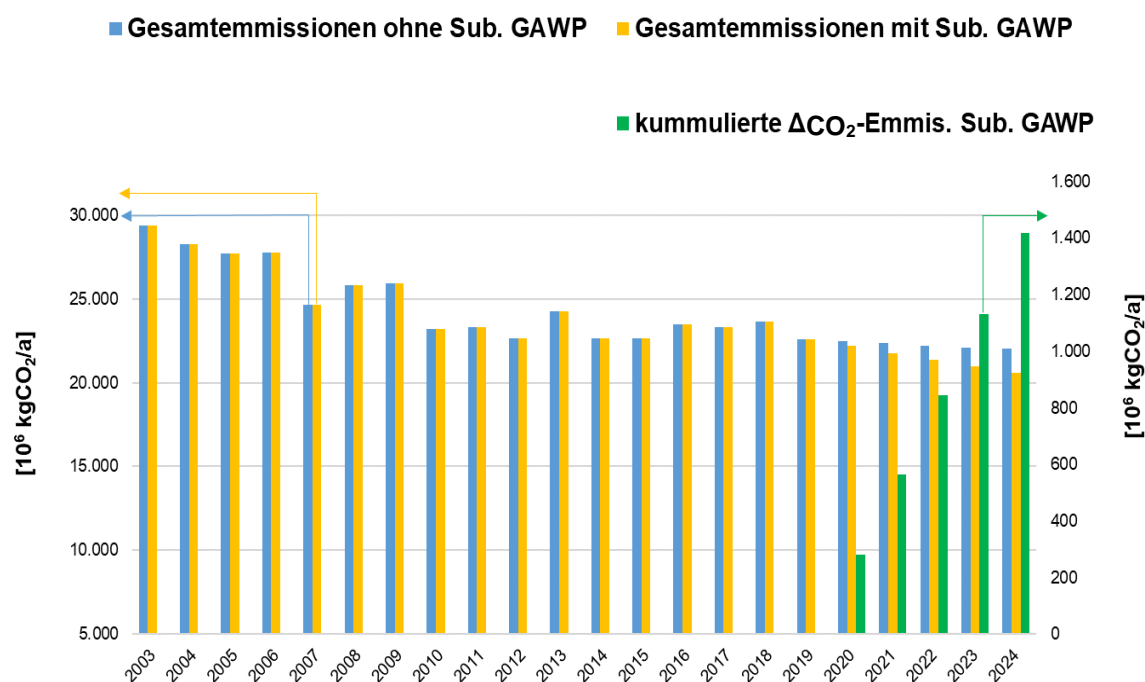


Abbildung 7-9: Prognostizierter Verlauf der CO₂-Emissionen mit vollständiger Substitution der Heizkesseln durch GAWPs bis 2024

8 SCHLUSSFOLGERUNGEN

Die im Prüfstandsbetrieb durchgeführte Untersuchung der neuartigen Abgasführung, bei der die Wärme des Abgases im kältemittelgekühlten Abgaswärmeübertrager („FlueHX 2“) an das Kältemittel übertragen wird, stellte einen großen Teil dieser Masterarbeit dar. Das Kältemittel strömt bei niedriger Temperatur nach dem Verdampfer (EVA) in den Abgaswärmeübertrager, um die Wärmerückgewinnung aus dem Abgas zu maximieren. Dadurch wird die Kondensationswärme des Abgases genutzt, wodurch im „FlueHX 2“ bei bestimmter Konfiguration und Temperaturhub bzw. Verdampfungstemperatur eine Leistung von bis zu 1,6 kW aus dem Abgas rückgewonnen werden kann. Die Temperatur des Kältemittels stieg am Austritt des „FlueHX 2“ beim höchsten Temperaturhub („S45/55 – Q-5/-8“) auf bis zu 87 °C. Dadurch wird in den Absorbern (ABS-1 und ABS-2) mehr Wärme an den Wärmesenkenkreislauf abgegeben, wodurch bei gleichbleibendem Gaseinsatz die Effizienz der Anlage steigt. Diese wird durch den GUE-Wert bezogen auf den Brennwert (GUE_{HS}), oder bezogen auf den Heizwert (GUE_{HI}) angegeben. Dabei wird die an den Wärmesenkenkreislauf übertragene Wärmeleistung durch die Brennstoffleistung (Erdgas) dividiert. Der GUE_{HS} -Wert der gasbefeuerten Absorptionswärmepumpe (GAWP) bei der Anwendung des „FlueHX 2“ ist nur bei hohen Temperaturhuben (Wärmesenkeneintritts-/austrittstemperatur bei 45 °C/55 °C) in Abhängigkeit der Kreislaufkonfiguration besser als beim wärmesenkengekühlten Abgaswärmeübertrager („FlueHX 1“), da im „FlueHX 2“ dann am meisten Wärme vom Abgas an das Kältemittel übertragen werden kann. Die höchste Steigerung des GUE_{HS} -Wertes im Betrieb mit dem „FlueHX 2“ mit 1,12 im Vergleich zu „FlueHX 1“ mit 1,04 beträgt ca. 8 %. Dieser Wert wird beim Temperaturhub „S45/55 – Q-5/-8“, mit dazu geschaltetem Kältemittelwärmeübertrager (RHX) und weggeschaltetem Dephlegmator (DEP) erreicht.

Ein wesentlicher Nachteil des „FlueHX 2“, der Verbesserungspotential aufweist, ist dessen kältemittelseitiger Druckverlust. Dieser ist abhängig vom Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{ref}) und erreicht beim geringsten Temperaturhub („S30/35 – Q10/7“) mit 0,7 bar den höchsten Wert bei einem Niederdruck (p_{EVA}) von 4,9 bar. Dieser Druckverlust ist gleichzusetzen mit einem Rückgang der Verdampfungstemperatur um 4 K. Die Regelung der GAWP senkt den Niederdruck durch Reduktion des Kältemittelmassenstroms (\dot{m}_{ref}) über die Kältemitteldrossel (RTH) und durch Erhöhung des Massenstroms der „armen“ Lösung (\dot{m}_{pso}). Dies wirkt sich negativ auf die Wärmeleistung des Kondensators (CON) aus, da durch den reduzierten Kältemittelmassenstrom weniger Wärme an die Wärmesenke abgegeben wird. Im EVA wird durch den reduzierten \dot{m}_{ref} weniger Wärme vom Kältemittel aufgenommen (Rückgang der Verdampferleistung). Anschließend wird von den wärmesenkengekühlten Absorbern (ABS-1 und ABS-2) weniger Wärme an den Wärmesenkenkreislauf übertragen. Eine alternative Konstruktion des „FlueHX 2“ mit reduzierten Schweißnähten oder ausschließlich mit gebogenen Rohren könnte den Druckverlust deutlich senken und damit den negativen Einfluss auf die Effizienz wesentlich verringern.

Für die Messungen am Prüfstand war der „FlueHX 2“ ursprünglich so aufgestellt, dass das Abgas von unten nach oben und das Kältemittel von oben nach unten strömt (Gegenstrom-Wärmeübertrager). Dabei strömte auskondensierter Wasserdampf (Kondensat) dem nach oben strömenden Abgas entgegen, wodurch ein Teil des Kondensats wieder verdampfte und weniger

Wärme dem Kältemittel übertragen wurde. Durch die langen und nur schlecht wärmedämmten Abgasschläuche (Dämmstärke 20 mm zwischen Generator und „FlueHX 2“) entstanden große Wärmeverluste. Dadurch sank die Temperatur des Abgases vom Generatöraustritt bis zum Eintritt in den „FlueHX 2“ um über 50 K. Um das Problem mit der Strömungsrichtung des Kondensats und um die Wärmeverluste zu reduzieren, wurde der „FlueHX 2“ um 180° in der Horizontalen gedreht (Abbildung 3-16). Damit strömte das Abgas von oben nach unten und das Kältemittel von unten nach oben. Dies führte zu einer Verkürzung der Abgasschläuche um mehr als die Hälfte der ursprünglichen Länge. Mit verstärkter Wärmedämmung bei den Abgasschläuchen (Dämmstärke 60 mm) wurde die Eintrittstemperatur des Abgases in den „FlueHX 2“ um ca. 20 K erhöht (von 50 K auf 30 K reduziert). Zusätzlich wurde die Wärmedämmung des „FlueHX 2“ von 80 mm auf 160 mm erhöht. Mit dieser Anordnung des Abgaswärmeübertragers wurde sichergestellt, dass das Kondensat nicht gegen das Abgas strömt und die Wärmeverluste reduziert werden. Eine weitere Problematik stellt die abgasseitige Vereisungsgefahr des „FlueHX 2“ dar. Bei Betriebspunkten mit niedriger Verdampfungstemperatur, geringer Kältemittelkonzentration und weggeschaltetem Kältemittelwärmeübertrager (RHX) sinkt die Austrittstemperatur des Abgases unter 0 °C, wodurch das Kondensat im „FlueHX 2“ friert. Bei längerem Betrieb vereist der gesamte Querschnitt des „FlueHX 2“, wodurch die Eisschicht weiter in Richtung Abgaseintritt wächst. Dies führt zu einem Anstieg des abgasseitigen Druckverlusts bis das Abgas nicht mehr durch den „FlueHX 2“ strömen kann, wodurch es zu einer Störung kommt.

Weiteres wurde in dieser Masterarbeit eine Wirtschaftlichkeitsanalyse durchgeführt. Als Methoden wurden sowohl die statische als auch die dynamische Amortisationsrechnung ausgewählt. In der statischen Amortisationsrechnung wurden die Einnahmenüberschüsse durch die Gaskosteneinsparung beim Vergleich der Konfigurationen mit „FlueHX 1“ und „FlueHX 2“ über die Lebensdauer konstant angenommen. Bei der dynamischen Rechnung wurde die Amortisationsdauer der Investition im Rahmen der Kapitalwertmethode berechnet. Die Anschaffungskosten des DEP, der REC, des RHX, des „FlueHX 1“ und die Herstellkosten des „FlueHX 2“ stellten die zusätzlichen Investitionskosten in Abhängigkeit der Kreislaufkonfiguration dar. Ziel der Wirtschaftlichkeitsanalyse war es, eine Kreislaufkonfiguration mit den zuvor genannten Komponenten zu finden, die eine minimale dynamische Amortisationsdauer aufweist. Die Auswahl fiel auf die Kreislaufkonfiguration mit „FlueHX 2“, REC und RHX. Diese Kreislaufkonfiguration besitzt im Vergleich zur selben Kreislaufkonfiguration mit „FlueHX 1“ einen um ca. 8 % verbesserten GUE_{HS} -Wert und die dynamische Amortisationsdauer beträgt 12,2 Jahre, welche deutlich geringer als die Nutzungsdauer ist.

Abschließend wurde eine ökologische Analyse durchgeführt. Dafür wurde ein Einfamilienhaus mit 141,7 m² - welches einem Durchschnittswert für Österreich darstellt - ausgewählt. Als spezifischer Heizwärmebedarf wurde ein Mittelwert aus den Bauperioden 1919 – 1990 herangezogen, welcher 183 kWh/(m²a) beträgt. Für ein österreichisches Durchschnitts-Einfamilienhaus ergibt sich daraus ein jährlicher Heizwärmebedarf von 25.800 kWh. Anschließend wurden die jährlichen CO₂-Emissionen der zuvor genannten Kreislaufkonfiguration mit „FlueHX 2“ & RHX, REC und „FlueHX 1“ & RHX, REC berechnet und miteinander verglichen. Dabei ergibt sich eine jährliche

Einsparung von ca. 280 kgCO₂ bei der Verwendung von „FlueHX 2“ anstelle von „FlueHX 1“ aufgrund einer Einsparung von 94 m³ Erdgas pro Jahr.

Um das Potential des Einsatzes einer GAWP im Vergleich zu Brennwertkesseln abzuschätzen, wurde eine Analyse der möglichen Reduktion der CO₂-Emissionen für Österreich und Deutschland durchgeführt. Dabei wurden Szenarien mit der aktuellen Sanierungsrate von 1 %, mit durch das sektorale Klimabündnisziel angestrebten 3 % und mit 100 % erstellt. In der Sanierungsrate sind im Allgemeinen der Austausch der Wärmeerzeuger und die Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmedämmung von Häusern enthalten. Für die Bilanzierung der CO₂-Emissionen wurde die angenommene Sanierungsrate gänzlich dem Austausch von Wärmeerzeuger zugeschrieben. Diese Sanierungsraten wurden ausschließlich für die Substitution alter Erdgas- und Heizölkessel - installiert bis zum Jahr 1990 - durch GAWPs angenommen. Die anderen Heizungssysteme (Fernwärme, Wärmepumpen, Biomasseanlagen, etc.) wurden für die Substitution nicht berücksichtigt. Für die Berechnungen der CO₂-Emissionen wurden Prognosen für die folgenden fünf Jahre (bis 2024) erstellt. Die jährlichen CO₂-Emissionen der in der Wirtschaftlichkeitsanalyse ausgewählten Kreislaufkonfiguration multipliziert mit dem jährlich prognostizierten Absatz ab 2020 wurden mit den CO₂-Emissionen der bereits installierten Erdgas- und Heizölkessel (älter als 20 Jahre) verglichen und bis 2024 prognostiziert. Dabei ergibt sich für die Substitutionsrate von 1 % nach fünf Jahren eine kumulierte Einsparung von ca. $8 \cdot 10^6$ kgCO₂ bis 2024 in Österreich und ca. $430 \cdot 10^6$ kgCO₂ in Deutschland. Für die Substitutionsrate von 3 % beträgt die kumulierte Einsparung der CO₂-Emissionen in Österreich ca. $25 \cdot 10^6$ kgCO₂ und ca. $1290 \cdot 10^6$ kgCO₂ in Deutschland. Bei der Substitutionsrate von 100 % wird angenommen, dass jährlich ausschließlich GAWPs und keine Erdgas- und Heizölkessel mehr verkauft werden. Somit ergibt sich für die Prognose bis zum Jahr 2024 eine Einsparung der CO₂-Emissionen von ca. $100 \cdot 10^6$ kgCO₂ in Österreich und $1420 \cdot 10^6$ kgCO₂ in Deutschland.

Abschließend ist zu sagen, dass eine GAWP im Vergleich zu herkömmlichen Erdgas- und Heizölkessel (Jahresnutzungsgrad von 81 % (Erdgaskessel) und 76 % (Heizölkessel)) eine gute Alternative mit reduzierten CO₂-Emissionen darstellt ($SGUE_{HS} = 1,22$ und $SGUE_{Hi} = 1,349$) und im Schnitt um ca. 40 % weniger Brennstoff verbraucht als Erdgas- und Heizölkessel. Wenn der Druckverlust des „FlueHX 2“ verringert werden könnte, würde dies zu einer weiteren deutlichen Erhöhung des GUE_{HS} -Wertes und zur weiteren Verringerung des Erdgasverbrauchs führen. Dadurch könnte die dynamische Amortisationsdauer für die in der Wirtschaftlichkeitsanalyse ausgewählten Kreislaufkonfiguration sinken und für Kunden noch attraktiver werden. Mit einer GAWP könnte dadurch ein wichtiger Beitrag zum Klimaschutz geleistet werden.

NOMENKLATUR

Lateinische Buchstaben

Zeichen	Bedeutung	SI-Einheit
a	Fehlergrenze	-
a_{xi}	Messunsicherheit des Messsignals	-
c	spezifische Wärmekapazität	J/(kg K)
f	spezifischer Lösungsumlauf	-
f_{PE}	Konversationsfaktor	-
h	spezifische Enthalpie	J/kg
H_i	Heizwert	kWh/Nm ³
H_s	Brennwert	kWh/Nm ³
HWB	Heizwärmebedarf	kWh/a
K_{Erdgas}	Preis des Erdgases	€/kWh
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
p	Druck	bar
P	Leistung	W
Ph	Heizleistung für ein Gebäudes	kW
Ph_{max}	maximale Heizleistung der GAWP	kW
PLR	Teillastverhältnis	%
q	Dampfziffer – Quality	-
Q	Wärmemenge	J
\dot{Q}	Wärmestrom, -leistung	W
r	Bypass-Verhältnis	-
s_{Erdgas}	jährliche Erhöhung des Erdgaspreises	%
s_y	empirische Standardabweichung	-
t	Temperatur	°C
T	Temperatur	K
$t_{Design,h}$	Außentemperatur	°C
t_j	Temperaturstufen-(BIN-) Temperatur	°C
TOL	Temperature of Operation Limit	°C
u	Messunsicherheit	-
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
W	Wasserwert	J/K
x	Kältemittelkonzentration, Massenanteil Ammoniak	-

Griechische Buchstaben

ρ	Dichte	kg/m ³
v	Rücklaufverhältnis	-
η	Wirkungsgrad	-

Abkürzungen

ABS-1	senkengekühlter Absorber-1
ABS-2	senkengekühlter Absorber-2
ABS-3	lösungsmittelgekühlter Absorber-3
annual	jährlich
bin	BIN-Temperaturstufe
brine	Sole
CON	Kondensator
COP	Leistungszahl – Coefficient of Performance
DEP	Dephlegmator
EES	Engineering Equation Solver
el	elektrisch
EVA	Verdampfer
FlueHX 1	senkengekühlter Abgaswärmeübertrager
FlueHX 2	kältemittelgekühlter Abgaswärmeübertrager
fuel	Brennstoff
GAWP	Gasbefeuerte Absorptionswärmepumpe
GAX	Generator-Absorber Heat Exchanger
GEN	Generator
glide	(Temperatur-) Gleit
GUE	Gas Utilization Efficiency
H ₂ O	Wasser
in	zugeführt
infra	Infrastruktur IWT-Labor
IWT	Institut für Wärmetechnik
K _i	Kugelhahn
liq	flüssig
LiBr	Lithiumbromid
MID	Magnetisch induktives Durchflussmessgerät
mean	Mittelwert
meas	gemessen
NH ₃	Ammoniak
norm	auf Normzustand bezogen (t = 0 °C, p = 1,013 bar)

out	abgeführt
PER	Primary Energy Ratio – Primärenergieverhältnis
pso	arme Lösung
Pt 100	Widerstandstemperaturfühler
PUMP	Lösungsmittelpumpe
REC	Rektifikationskolonne
ref	Kältemittel
RHX	Kältemittelwärmeübertrager
rso	reiche Lösung
RTH	Kältemitteldrossel
SHX	Lösungsmittelwärmeübertrager
sat	Sättigung
SGUE	seasonal Gas Utilization Efficiency
sim	simuliert
sink	Wärmesenke
source	Wärmequelle
STH	Lösungsmitteldrossel
TC	Thermoelement
th	theoretisch
vap	dampfförmig
V _i	Nadelventil
w	Wasser
WSW	Wärmesenke-Wasser

LITERATURVERZEICHNIS

- ABB. (2010). FXL5000 (*Miniflow*) *Magnetisch-induktiver Durchflussmesser*. Datenblatt D184S069U01 Rev. 04.
https://library.e.abb.com/public/dd6fd951485b2cb7c1257b59004fd352/D184S069U01-04-12_2010.pdf (10.08.2019)
- Bauer, U. (2013). *Betriebswirtschaftslehre*. Skript zur VO Betriebswirtschaftslehre. TU Graz, Graz.
- BD Sensors. (2013). XMD: *Differenz-Druckmessumformer für die Prozessindustrie mit HART®-Kommunikation*.
https://www.bdsensors.de/fileadmin/user_upload/Download/Datenblaetter_datasheets/DB_XMD_D.pdf (10.08.2019)
- Berner, J. (2018). *Der österreichische Heizungsmarkt erzielt 2017 ein leichtes Plus*.
<https://www.pelletshome.com/pellets-news/der-oesterreichische-heizungsmarkt-erzielt-2017-ein-leichtes-plus> (22.08.2019)
- Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus. (2019). *Lessons Learned aus vierjährigen Bemühungen erneuerbare Wärme in Neubau-Stadtquartieren zu forcieren*.
https://www.klimaaktiv.at/dam/jcr:6439b214-0c2d-4f1c-818c-442231c40688/Lessons-Learned_2018-08-28.pdf (21.10.2019)
- Carlo Loysch. (2019). *Einschraubheizkörper 6/4"*.
http://www.carlo.at/itemacms/content/files/Service/Download_forum/Technische%20Daten%20PL/Industrie/Daten-Einschraubheizk%C3%B6rper.pdf (19.09.2019)
- Christ Elektronik, (2014). *Bedienungsanleitung Leistungsmessgerät CLM1000 Professional (Plus)*.
<https://www.christ-electronic-shop.de/image/catalog/downloads/Part-135549-E461752-BA-REV01-19-01-11-CLM1000-Home-deutsch.pdf> (10.08.2019)
- Dena. (2016). *dena-Gebäudereport: Statistiken und Analysen zur Energieeffizienz im Gebäudebestand*.
https://www.dena.de/fileadmin/user_upload/8162_dena-Gebaeudereport.pdf (15.10.2019)
- Diehl Metering GmbH (2017). *Aerius-Mikrothermischer Gaszähler*.
<https://www.diehl.com/metering/de/diehl-metering/portfolio/gas-metering/63f590c4-8127-11e8-9935-00505683653e/> (10.08.2019)
- Diehl Metering. (2019). *IZAR CENTER: M-BUS \ MASTER*.
<https://www.diehl.com/metering/de/diehl-metering/portfolio/system-software/590d1cea-d1e0-11e8-978e-00505683653e/> (10.08.2019)
- DIN EN 12309-3: 2012. *Gasbefeuerte Sorptions-Geräte für Heizung und/oder Kühlung mit einer Nennwärmebelastung nicht über 70 kW - Teil 3: Prüfbedingungen; Deutsche Fassung*
- DIN EN 12309-4: 2012. *Gasbefeuerte Sorptions-Geräte für Heizung und/oder Kühlung mit einer Nennwärmebelastung nicht über 70 kW - Teil 4: Prüfverfahren; Deutsche Fassung*

- DIN EN 12309-6: 2012. *Gasbefeuerte Sorptions-Geräte für Heizung und/oder Kühlung mit einer Nennwärmebelastung nicht über 70 kW - Teil 6: Berechnung der saisonalen Effizienzkennzahlen; Deutsche Fassung prEN 12309-6:2012.* (Norm): Beuth Verlag.
- E-Control. (2019). *Gaspreisentwicklung*.
<https://www.e-control.at/statistik/gas/marktstatistik/preisentwicklung> (12.07.2019)
- EES. (2018). *EES-Engineering Equation Solver: V10.644. Madison, USA*
- Endress+Hauser. (1990). *Promass 63 Massendurchfluß- Meßsystem: Betriebsanleitung*.
<https://portal.endress.com/wa001/dla/5000000/3583/000/00/BA014DEN.pdf> (10.08.2019)
- Endress+Hauser. (2009). *Technical Information: Proline Promass 80F, 83F Coriolis Mass Flow Measuring System The universal and multivariable flowmeter for liquids and gases*.
https://portal.endress.com/wa001/dla/5000275/1921/000/00/TI101DEN_1009.pdf
 (10.08.2019)
- Endress+Hauser, (2010). *Technische Information Proline Promag 50P, 53P: Magnetisch-induktives Durchfluss-Messsystem Durchflussmengenmessung von Flüssigkeiten in Chemie- oder Prozessapplikationen*.
https://portal.endress.com/wa001/dla/5000319/0454/000/04/TI047DDE_1109.pdf
 (10.08.2019)
- Energie Steiermark. (2019). *Erdgasparameter 2019*.
<https://www.e-netze.at/downloads-data/Gas/4.%20Erdgasparameter/Erdgasparameter%202019.pdf> (15.4.2019)
- E-SORP GmbH, 2019. *Persönliche Mitteilung von der Firma E-SORP GmbH*. (4.7.2019). Graz.
- Heimrath, R. (2018). *Sonnenenergienutzung: Einführung in die konventionellen Heizungssysteme (Vorlesungsunterlagen)*. TU Graz, Graz.
- Hoffmann, J. (2015). *Taschenbuch der Messtechnik* (7. Auflage). Carl Hanser Fachbuchverlag. München.
- Honeywell. (2019). *SM120 - Membran-Sicherheitsventil für geschlossene Heizungs- und Solaranlagen: Produkt-Datenblatt*
<http://www.kontinentale.at/files/Kontinentale/PDF/Datenblaetter/Industriearmaturen/Sicherheitsventil/HONEYWELL%20MESSINGSICHERHEITSVENTIL%20SM120/Datenblatt.pdf>
 (10.08.2019)
- Ibrahim, O., & Klein, S.A. (1993). *Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures*. ASHRAE Transactions 99(1), 1495-1502.
- IMI. (2019). *Technischer Katalog 2019*.
<https://www.imi-hydronic.com/sites/de/de-de/Downloads/Technischer%20Katalog/IMI%20Hydronic%20Technischer%20Katalog%202019.pdf> (19.09.2019)
- JCGM. (2008). *JCGM 100:2008 GUM 1995 with minor corrections: Evaluation of measurement data - Guide to the expression of uncertainty in measurement*.
https://www.bipm.org/utils/common/documents/jcgm/JCGM_100_2008_E.pdf (05.09.2019)
- Kahn, R. (1995). *Ein Ammoniak-Wasser Absorptionskreislauf für hohen Temperaturhub*. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV), München.

- Kitzinger, T. (2018). *Inbetriebnahme einer gasbefeuerten Absorptionswärmepumpe und experimentelle Untersuchungen bei erhöhter Kältemitteltemperatur am Absorbereintritt* (Masterarbeit). TU Graz, Graz.
- Melinder, A. (2010). *IIR publications. Properties of secondary working fluids for indirect systems: Secondary refrigerants or coolants, heat transfer fluids*. Paris: Internat. Inst. of Refrigeration (IIR).
- Meteonorm. (2019). *Einstrahlungsdaten für jeden Ort des Planeten*. <https://meteonorm.com/> (23.07.2019)
- Moser, H. (2008). *Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe kleiner Leistung zum Heizen und Kühlen* (Dissertation). TU Graz, Graz.
- Müller, A., Fritz, S., Kranzl, L. (2017). *Energieszenarien bis 2050: Wärmebedarf der Kleinverbraucher*. EEG, e-think & TU Wien, Wien.
- National Instruments. (2015). *USER MANUAL AND SPECIFICATIONS NI cRIO-9101/9102/9103/9104: CompactRIO Reconfigurable Embedded Chassis*. <http://www.ni.com/pdf/manuals/371559c.pdf> (12.08.2019)
- National Instruments. (2016a). *DATASHEET NI 9208: 16-Channel, +/-20 mA, 24-Bit Analog Input Module*. http://www.ni.com/pdf/manuals/375170b_02.pdf (12.08.2019)
- National Instruments. (2016b). *DATASHEET NI 9213 16 TC, +/-78 mV, 24 Bit, 75 S/s Aggregate*. http://www.ni.com/pdf/manuals/375170b_02.pdf (12.08.2019)
- National Instruments (2016c). *DATASHEET NI 9217 4 RTD, 0 Ω to 400 Ω , 24 Bit, 400 S/s Aggregate, PT 100*. http://www.ni.com/pdf/manuals/374187a_02.pdf (12.08.2019)
- National Instruments. (2016d). *DATASHEET NI 9264 16 AO, +/-10 V, 16 Bit, 25 kS/s/ch Simultaneous*. http://www.ni.com/pdf/manuals/374187a_02.pdf (12.08.2019)
- National Instruments. (2016e). *DATASHEET NI 9375 16 DI/16 DO, 30 VDC, 7 μ sec Sinking DI, 500 μ sec Sourcing DO*. http://www.ni.com/pdf/manuals/374644a_02.pdf (12.08.2019)
- National Instruments. (2017). *LabVIEW 2017 - 17.0f2 (32-bit): grafische Entwicklungsumgebung*.
- National Instruments. (2019a). *USER MANUAL AND SPECIFICATIONS NI cRIO-9014 Intelligent Real-Time Embedded Controllers for CompactRIO*. http://www.ni.com/pdf/manuals/374644a_02.pdf (12.08.2019)
- National Instruments. (2019b). *USER MANUAL AND SPECIFICATIONS NI cRIO-9024 Intelligent Real-Time Embedded Controller for CompactRIO*. <https://www.ni.com/pdf/manuals/375233f.pdf> (12.08.2019)
- Niebergall, W. (1981). *SORPTIONS-KÄLTEMASCHINEN*. Springer-Verlag OHG. Berlin.

- OIB. (2015). *OIB-Richtlinie 6: Energieeinsparung und Wärmeschutz OIB-330.6-009/15*.
https://www.oib.or.at/sites/default/files/richtlinie_6_26.03.15.pdf (12.08.2019)
- ÖNORM C1109 (2019). *Flüssige Brennstoffe – Heizöl extra leicht – Gasöl für Heizzwecke; Anforderungen und Prüfverfahren*; Deutsche Fassung (Norm): Austrian Standards International. Wien.
- PMR HandelsgmbH. (2017). *Widerstandsthermometer - Resistance Temperature Detector*.
https://www.pmr.at/_lccms_/downloadarchive/00006/Temperatur_Uebersicht-EAC_170908BR21.pdf (20.08.2019)
- PMR HandelsgmbH. (2018). *PIT-C Pressure Industrial Transmitter: Druckmessumformer für industrielle Anwendungen*.
https://www.pmr.at/_lccms_/downloadarchive/00004/PIT_C-160418DO11.pdf (20.08.2019)
- Quaschnig, V. (2015). *Regenerative Energiesysteme - Technologie-Berechnung-Simulation*. 9. Auflage. Carl Hanser Verlag. München.
- Schriebl, E. (2007). *Modellierung der Entwicklung von Treibhausgasemissionen und Energieverbrauch für Raumwärme und Warmwasser im österreichischen Wohngebäudebestand unter der Annahme verschiedener Optimierungsziele* (Dissertation). TU Wien, Wien.
- Siemens. (2010). *ACVATIX™ Elektromotorische Stellantriebe für Ventile mit 20 mm Hub*.
<https://www.siemens.de/buildingtechnologies/de/de/gebaeudeautomation-hlk/hlk-produkte/ventile-und-stellantriebe/Documents/data-sheet-sax.pdf> (12.09.2019)
- Siemens. (2016). *ACVATIX™ Dreiwegeventile mit Aussengewinde, PN 16*.
<https://www.downloads.siemens.com/download-center/Download.aspx?pos=download&fct=getasset&id1=A6V10416374> (12.09.2019)
- Statista GmbH. (2019a). *Bestand zentraler Wärmeerzeuger für Heizungen in Deutschland nach Kategorie im Jahr 2017 (in Millionen Stück)*.
<https://de.statista.com/statistik/daten/studie/165282/umfrage/gesamtbestand-der-zentralen-waermeerzeuger-in-deutschland/> (02.10.2019)
- Statista GmbH. (2019b). *Absatz von Wärmeerzeugern in Deutschland nach Kategorie im Jahr 2018 (in 1.00 Stück)*.
<https://de.statista.com/statistik/daten/studie/379029/umfrage/absatz-von-waermeerzeugern-in-deutschland-nach-kategorie/> (02.10.2019)
- Statistik Austria. (2018). *Wohnen 2018 - Mikrozensus-Wohnungserhebung und EU-SILC*. Verlag Österreich GmbH. Wien.
- Statistik Austria. (2019a). *Wohnen - Zahlen, Daten und Indikatoren der Wohnstatistik 2018*. Verlag Österreich GmbH. Wien.
- Statistik Austria. (2019b). *Einsatz aller Energieträger in allen Haushalten nach Verwendungszwecken 2003-2018*.
https://www.statistik.at/web_de/statistiken/energie_umwelt_innovation_mobilitaet/energie_und_umwelt/energie/energieeinsatz_der_haushalte/index.html (17.07.2019)

- Statistisches Bundesamt. (2018). *Energieverbrauch privater Haushalte für Wohnen 2017 erneut gestiegen*. Pressemitteilung Nr. 378. 04.10.2018.
https://www.destatis.de/DE/Presse/Pressemitteilungen/2018/10/PD18_378_85.html
(10.07.2019)
- Statistisches Bundesamt. (2019). *Wirtschaftsrechnungen - Einkommens- und Verbrauchsstichprobe Wohnverhältnisse privater Haushalte (2018)*.
Statistisches Bundesamt Deutschland. Wiesbaden.
- Steiner, H. (2016). *Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung (Vorlesungsskript)*.
TU Graz, Graz.
- Swagelok. (2018). *Regulier- und Absperrventile*.
<https://www.swagelok.de/downloads/webcatalogs/de/MS-01-164.pdf> (22.09.2019)
- VDI 2067-1 (2000). Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen; Grundlagen und Kostenberechnung. Verein Deutscher Ingenieure. Düsseldorf.
- Wagner, P., & Rieberer, R. (2017). *Untersuchung einer neuartigen Abgaswärmeübertragereinbindung für gasbefeuerte Absorptionswärmepumpen*.
DKV-Tagung 2017, Bremen.
- Wagner, P., & Rieberer, R. (2019). *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.
- Wechsler, R. Rieberer, R., Emhofer, J., Zöttl, A., & Köfinger, C. (2016). *Experimentelle Untersuchung einer Gasabsorptionswärmepumpe unter Labor- und Feldtestbedingungen sowie Vergleich mit Simulationsergebnissen*. Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2016, Kassel.
- Wilo. (2013). Series description: Wilo-TOP-STG.
https://atacsolutions.com/eshop_uploads/wilo/top_stg/wilo_top_stg.pdf (25.09.2019)
- Wilo. (2017). *Datenblatt: Stratos 25/1-8*.
https://wilo.com/at/de/Produkte-Kompetenzen/Baureihensuche/Stratos-25-1-8_1539.html
(25.09.2019)
- Wilo. (2018). *Datenblatt: TOP-S 30/10 (1~230 V, PN 10)*.
[https://wilo.com/au/en/Products-and-expertise/Pump-Finder/TOP-S-30-10-\(3~400-230-V-PN-10\)_8559.html](https://wilo.com/au/en/Products-and-expertise/Pump-Finder/TOP-S-30-10-(3~400-230-V-PN-10)_8559.html) (25.09.2019)
- Wolff, D., Teuber, P., Budde, J. & Jagnow, K. (2004). *Felduntersuchung: Betriebsverhalten von Heizungsanlagen mit Gas-Brennwertkesseln*. Fachhochschule Braunschweig Wolfenbüttel, Wolfenbüttel
- Zetzsche, M. (2012). *Experimentelle Untersuchungen und regelungstechnische Optimierung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine in Kombination mit einem solar angetriebenen Kühlsystem mit Eisspeicher* (Dissertation). Universität Stuttgart, Stuttgart