

Abschlussbericht

Projektlaufzeit: Oktober 2019 – Juni 2023

**Kondensatvermeidung an Rohrleitungen durch Absenkung der
Raumlufffeuchte mit Absorptionsanlagen (LDAC-Anlagen)**

**Autoren: Lisa Völker, Felix Micus, Daniel Fleig, Bastian Schäfer, Ulrike
Jordan**

ABSTRACT

Im Forschungsvorhaben LDAC-Anlagen wurde die Luftentfeuchtung von Gas-Druckregelanlagen (GDRA) mit offenen Absorptionsanlagen (LDAC-Anlagen) zur Verringerung des Erdgasvorwärmbedarfs experimentell sowie durch Modelle detailliert untersucht. Bei der Gasentspannung kommt es aufgrund des Joule-Thomson-Effekts zu einer Abkühlung des Erdgases. Zur Vermeidung von Betriebsstörungen (Kondensatbildung, Vereisung, Hydratbildung) und erhöhtem Wartungsaufwand wird das Gas vor der Entspannung erwärmt. Meist wird es so stark erwärmt, dass die Taupunkttemperatur der Raumluft nach der Entspannung des Gases nicht unterschritten wird. Wie die Ergebnisse des Forschungsvorhabens zeigen, lässt sich der Wärmebedarf der Erdgasvorerwärmung reduzieren, indem die Taupunkttemperatur der Raumluft durch Luftentfeuchtung gesenkt wird.

Im Rahmen des Vorhabens wurde eine bereits vorhandene LDAC-Anlage im Labor detailliert untersucht. Hierbei wurden unter anderem die Eintrittsbedingungen (Temperaturen, Feuchten, Luft- und Wasservolumenströme) variiert und unter quasi-stationären Bedingungen die relevanten Austrittsgrößen aufgezeichnet.

Im Anschluss an die Laboruntersuchungen wurde die LDAC-Anlage so als Feldtest in die GDRA Neu-Eichenberg der EAM Netz GmbH integriert, dass diese entfeuchtete Luft mit einer Luftwechselzahl von 1 für den Gasentspannungsraum lieferte. Die LDAC-Anlage wurde durch den Vorlauf eines Speichers, der durch eine solarthermische Anlage und Gasabsorptionswärmepumpen versorgt wird, regeneriert. Der Absorber wurde direkt durch das Nutzwasser eines offenen Verdunstungskühlturms gekühlt. Die Feldtestanlage wurde von Juni 2020 bis August 2022 betrieben. Der Kühlkreis wurde im April 2021 in Betrieb genommen. Aufgrund von technischen Problemen mit der Solarthermieanlage waren jedoch im Betriebsjahr 2022 die Feldtestuntersuchungen nur bedingt möglich.

Während des Langzeitmonitorings der Anlage im Feldtest konnten Betriebserfahrungen von LDAC-Anlagen gewonnen werden. Die Evaluation von Betriebsparametern wie Entfeuchtungsleistung und Wärmebedarf unter realen Bedingungen erfolgte kontinuierlich. Die Erdgasverbrauchsdaten für die Vorwärmung des Erdgases wurde vom Betreiber bereitgestellt. Der Wärmebedarf ohne Entfeuchtung wurde anhand verschiedener Annahmen abgeschätzt. Für das Betriebsjahr 2021 ergab sich eine primärenergetische Einsparung von 106 MWh/a. Dies entspricht einer Erdgaseinsparung von ca. 12 % vom Heizwärmebedarf. Für die Gesamt-Erdgasvorerwärmung in den ca. 5200 GDRA in Deutschland folgt daraus ein primärenergetisches Einsparpotential durch Luftentfeuchtung und Taupunktregelung im Bereich 100 bis 240 GWh/a.

Ein bestehendes Komponentenmodell von Absorber und Regenerator wurde weiterentwickelt und anhand der Laborversuche validiert. Die durchschnittliche relative Abweichung zwischen gemessenem und berechnetem Dampfmassenstrom beim Absorptionsprozess beträgt 4 % (AAD%), beim Regenerationsprozess 6 %. Anschließend wurde ein Systemmodell der LDAC-Anlage in der Simulationsumgebung TRNSYS durch die Verschaltung von Absorber, Regenerator und einem Sorbensspeicher erstellt. In einem zur Validierung geeigneten Zeitraum des Feldtests beträgt die normalisierte mittlere Abweichung des Dampfmassenstroms 19 % für den Absorber und 9 % für den Regenerator. Der dynamische Verlauf der simulierten Größen stimmt mit den Messdaten im Feldtest gut überein, ist allerdings stets um einen relativ konstanten Betrag verschoben.

Trotz des hohen primärenergetischen Einsparpotentials erweist sich die Prototypanlage insbesondere aufgrund außergewöhnlich hoher Installationskosten und sehr niedriger Erdgaspreise unter den angenommenen Randbedingungen als nicht wirtschaftlich. Bei einem kommerziellen Gerät ist jedoch mit erheblichen Kosteneinsparungen zu rechnen.

DANKSAGUNG

Die Autoren und Autorinnen bedanken sich für die Förderung des Forschungsvorhabens durch die Europäische Union und des EFRE (Europäischer Fonds für regionale Entwicklung) sowie bei der EAM Netz GmbH für die Möglichkeit den Feldtest bei ihrer Gas-Druckregelanlage in Neu-Eichenberg aufbauen zu können.

INHALT

1. Ausgangslage und geplante Zielsetzung des Vorhabens	7
1.1. Einleitung	7
1.2. Ausgangslage und Zielsetzung	8
1.3. Arbeitspakete.....	9
2. Verlauf des Forschungsvorhabens.....	10
2.1. AP1 Potentialanalyse.....	10
2.2. AP2 Laboruntersuchungen einer LDAC-Pilotanlage	16
2.3. AP3 Integration einer LDAC-Pilotanlage in eine GDRA	20
2.4. AP4 Feldtest der LDAC-Pilotanlage	24
2.5. AP5 Modellentwicklung und numerische Untersuchungen	30
2.6. AP6 Projektbegleitende Maßnahmen	31
3. Ergebnisse	32
3.1. AP1 Potentialanalyse.....	32
3.2. AP2 Laboruntersuchungen einer LDAC-Pilotanlage	37
3.3. AP3 Integration einer LDAC-Pilotanlage in eine GDRA	46
3.4. AP4 Feldtest der LDAC-Pilotanlage	46
3.5. AP5 Modellentwicklung und numerische Untersuchungen	56
3.6. AP6 Projektbegleitende Maßnahmen	72
4. Beitrag zu Querschnittszielen.....	72
5. Zusammenfassung	73
6. Quellenverzeichnis	76

SYMBOLVERZEICHNIS

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Ausgaben, Auszahlungen	€
AAD	<i>Average Absolute Deviation</i> , mittlere absolute Abweichung	–
$AAD\%$	Mittlere relative Abweichung	%
COP	<i>Coefficient of Performance</i> , Leistungszahl	
E	Einnahmen	€
h	Spezifische Enthalpie	kJ/(kg K)
\dot{H}	Enthalpiestrom	kJ/s
i	Kalkulationszinssatz	–
K_0	Kapitalwert	€
\dot{m}	Massenstrom	kg/h, kg/s
$MEAN$	(Arithmetischer) Mittelwert	
n	Anzahl	–
$nMAE$	Normalisierter mittlerer Fehler	%
p	Druck	bar
Q	Wärme	kWh, MWh, J
\dot{Q}	Wärmestrom, Wärmeleistung	kW
$RSHI$	<i>Regenerator Specific Heat Input</i>	kJ/g, kWh/kg
t	Zeitpunkt	a
T	Temperatur	°C
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /h, l/h, m ³ /s
W_{el}	Elektrische Arbeit, Stromverbrauch	MWh
x	Feuchtegehalt, Wassergehalt der Luft	$\frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{tr.Luft}}}$, $\frac{\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{tr.Luft}}}$
Δ	Differenz	
$\bar{\Delta}$	Mittlere Abweichung	
κ_m	Massenbilanzquotient	
$\mu_{JT,m}$	Mittlerer Joule-Thomson-Koeffizient	K/bar
ξ	Sorbenskonzentration der Lösung	kg/kg
ρ	Dichte	kg/m ³
φ	Relative Feuchte der Luft	%

INDIZES

Index	Bedeutung
0	Startwert, zum Zeitpunkt 0
a	<i>Air</i> , Luft
abs, Abs	Absorber, Absorptionsprozess
AU	Außenluft
aus	Austritt
conc	<i>Concentrated</i> , konzentrierte Lösung
ein	Eintritt
Ex	Ex-Schutzraum, Explosionsgeschützter Gasentspannungsraum
dil	<i>Diluted</i> , verdünnte Lösung
HG	Heizgas
HW	Heizwasser
in	Eintritt
kond	Kondensation
KW	Kühlwasser
L	Luft
mess	Messwert
N	Normzustand
out	Austritt
phys	Physikalisch
reg, Reg	Regenerator, Regenerationsprozess
Ref	Referenzfall
sat	Sättigungszustand
sol	<i>Solution</i> , Sorbens- bzw. LiCl-Lösung
sim	Simulationswert
<i>t</i>	Zum Zeitpunkt <i>t</i>
TP	Taupunkt
therm	thermisch
V	Dampf
VW	Vorwärmung

ABKÜRZUNGEN

Abkürzung	Bedeutung
AP	Arbeitspaket
Ex-Schutzraum	Explosionengeschützter Gasentspannungsraum
EEX	European Energy Exchange AG
EFFM	Effektivitätsmodell
GAT	Gasaustrittstemperatur
GDRA	Gas-Druckregelanlage, beinhaltet hier auch Gas-Druckregel- und Messanlage (GDRMA)
LDAC	<i>Liquid Desiccant Air Conditioning</i> , Flüssigsorptionsanlage zur Lufttrocknung
LiCl	Lithiumchlorid
RSHI	<i>Regenerator Specific Heat Input</i>

1. Ausgangslage und geplante Zielsetzung des Vorhabens

1.1. Einleitung

Im Forschungsvorhaben LDAC-Anlagen wurde der Einsatz von Absorptionsanlagen (LDAC-Anlagen) zur Luftentfeuchtung von Gasentspannungsräumen von Gas-Druckregelanlagen (GDRA) experimentell und theoretisch untersucht. Wird bei einer GDRA zusätzlich die Erdgasmenge gemessen, trägt diese die Bezeichnung Gas-Druckregel- und Messanlage (GDRMA). Zur Übersichtlichkeit wird in diesem Abschlussbericht zusammenfassend nur die Abkürzung GDRA für beide Anlagenformen verwendet. Die Luftentfeuchtung von Gasentspannungsräumen, im weiteren Verlauf als Ex-Schutzraum (da eine explosionsfähige Atmosphäre vorhanden sein kann) bezeichnet, hat den Vorteil, dass Erdgas für die Erdgasvorerwärmung eingespart wird bzw. dass je nach Betrieb kein Kondensat an den Rohren auftritt.

GDRA stellen Angelpunkte in Erdgasverteilnetzen dar, in denen der Gasdruck von dem für den wirtschaftlichen Transport über große Entfernungen erforderlichen hohen Druck (bis zu 100 bar) auf niedrigeren bis nahezu atmosphärischen Druck reduziert wird. Bei der isenthalpen Drosselung des Erdgases kühlt dieses bei Drücken bis 70 bar um 0,4 K/bar bis 0,7 K/bar, je nach Gaszusammensetzung und Betriebsbedingungen, ab [1] [2]. Zur Vermeidung von Eisbildung außen an den Rohren aber auch zur Vermeidung von Problemen im Rohrinternen (Kondensatabscheidungen, Vereisung, Hydratbildung) wird in Deutschland das Erdgas vor der Drosselung in der Regel vorerwärmt. Oft wird das Erdgas so weit vorerwärmt, dass nach der Entspannung auch keine Kondensatbildung außen an den Rohren auftreten kann. Kondensat kann zu Verschmutzungen und je nach Materialeigenschaften der Rohroberflächen zu Korrosionsschäden an den Rohren führen. Dadurch ergibt sich ein erhöhter Wartungs- bzw. Instandhaltungsaufwand. Die Gasvorerwärmung geschieht meist durch Warmwasser von Gaskesseln und in wenigen Fällen zusätzlich durch regenerative Unterstützung z. B. durch Wärmeeinbindung aus Solarthermieanlagen. Die Auslegung der benötigten Vorwärmlistung erfolgt anhand von Extremzuständen, die im realen Betrieb nicht auftreten, weshalb die Anlagen in der Regel überdimensioniert sind [3]. Der Wärmebedarf für die Erdgasvorerwärmung hängt maßgeblich vom Gasvolumenstrom, der Druckdifferenz und von der geforderten Gasaustrittstemperatur (GAT) nach der Entspannung ab. Die physikalischen Eigenschaften des Erdgases spielen ebenfalls eine Rolle.

Der Sollwert der GAT hat einen sehr hohen Einfluss auf den Wärmebedarf für die Erdgasvorerwärmung. Hierzu gibt es bei den Betreibern von Erdgasverteilnetzen unterschiedliche Strategien. Beispielsweise gibt es GDRA, welche ganzjährig als Sollwert eine hohe GAT (10 °C und höher) zur Kondensatvermeidung vorgeben. Andere haben zur Erdgaseinsparung eine Regelung implementiert, welche durch die Messung von Temperatur und relativer Feuchte im Ex-Schutzraum die Taupunkttemperatur ermittelt, welche zur Kondensatvermeidung nicht überschritten werden darf. Diese sogenannte Taupunktregelung gibt dann als Sollwert für die GAT eine Temperatur vor die immer ca. 2-3 K (Sicherheitszuschlag) höher ist als die Taupunkttemperatur im Raum. Wieder andere Betreiber halten die GAT ganzjährig auf eine konstant niedrige Temperatur (z. B. 2 °C) und nehmen Kondensatbildung an den Rohren in Kauf.

Im durchgeführten Forschungsvorhaben wurde ein mehrjähriger Feldtest in einer GDRA mit Taupunktregelung durchgeführt, so dass keine Kondensatbildung an den Rohren auftreten konnte. Gegenstand der Untersuchungen war unter anderem die Ermittlung von Einsparungen, die durch die Luftentfeuchtung in der GDRA erzielt werden können. Zur Luftentfeuchtung wurde eine offene Absorptionsanlage, im weiteren Verlauf als LDAC-Anlage (*liquid desiccant air conditioning*) bezeichnet, verwendet. Diese hat den Vorteil, dass sie mit vergleichsweise geringen Regenerationstemperaturen (40 – 70 °C) betrieben werden kann. Bevor die LDAC-Anlage im Feldtest zum Einsatz kam, wurde diese im Labor des Fachgebiets Solar- und Anlagentechnik grundlegend vermessen. Die experimentellen Ergebnisse aus den Labor- und Feldtests wurden im Rahmen des

Vorhabens mit Modellergebnissen sowohl einzelner Komponenten (Absorber und Regenerator) als auch des Systems (Luftentfeuchtungsanlage) verglichen. Nachfolgend wird die Ausgangslage und Zielsetzung beschrieben. Kapitel 2 beschreibt die Methodik sowie den Ablauf der einzelnen Arbeitspakete und in Kapitel 3 werden die Ergebnisse genannt.

1.2. Ausgangslage und Zielsetzung

Zur Vermeidung von Kondensation an Rohrleitungen wird in vielen GDRA Erdgas vor dem Entspannungsprozess in einer Vorwärmanlage so weit erwärmt, dass nach der Entspannung die Temperatur der Rohroberfläche oberhalb der Taupunkttemperatur der Raumluft liegt. Eine erhebliche Energieeinsparung bei der Erdgasvorerwärmung kann erzielt werden, wenn die Zieltemperatur des Gases, die nach dem Entspannungsprozess erreicht werden soll, abgesenkt wird. Im Forschungsprojekt soll untersucht werden, wie und zu welchem Anteil dies durch die Entfeuchtung der Raumluft in Kombination mit einer Taupunktregelung realisiert werden kann.

Die Raumluftentfeuchtung sollte mittels einer bereits vorhandenen LDAC-Anlage erfolgen. Diese Entfeuchtungstechnologie hat den Vorteil gegenüber anderen Technologien, dass Niedertemperaturwärme im Bereich von 40 – 70 °C als Antrieb verwendet werden kann. Allerdings befinden sich solche Anlagen noch in der Entwicklungsphase und kommen derzeit nur testweise zum Einsatz. Die im Vorhaben eingesetzte LDAC-Anlage wurde zu Forschungszwecken in einem Vorgängerprojekt zu Projektende aufgebaut und verfügt über geeignete Messtechnik zur detaillierten wissenschaftlichen Auswertung. Die LDAC-Anlage besteht aus den Hauptkomponenten Absorber, Regenerator und Speicher. Das Prinzip einer LDAC-Anlage ist in Abbildung 1 dargestellt. Im Absorber wird die Zuluft mit einer hygroskopischen Flüssigkeit (z. B. wässrige LiCl-Lösung), dem Sorbens, entfeuchtet. Die dabei freiwerdende Wärme kann über einen Kühlwasserkreis abgeführt werden, um die Entfeuchtungsleistung zu erhöhen. Das durch Wasseraufnahme verdünnte Sorbens wird nach dem Absorptionsprozess in einen Speicher geleitet, aus welchem gleichzeitig Sorbens zur Regeneration entnommen wird. Bei der Regeneration wird durch Niedertemperaturwärme das Sorbens wieder aufkonzentriert, sodass es erneut zur Luftentfeuchtung im Absorber genutzt werden kann. Eine detaillierte Skizze der im Vorhaben eingesetzten LDAC-Anlage ist in Kapitel 2.2 (Abbildung 4) zu finden.

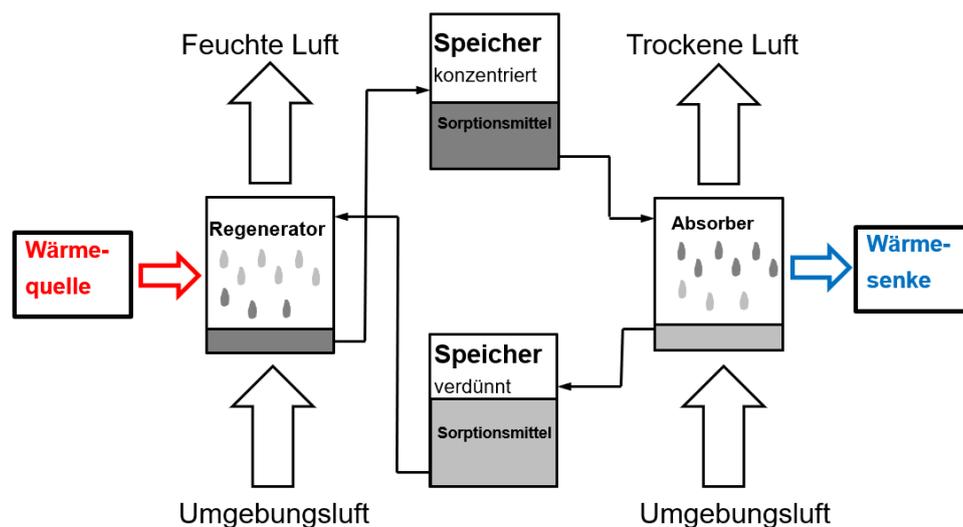


Abbildung 1: Prinzipskizze einer LDAC-Anlage.

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurde die LDAC-Anlage im Labor systematisch untersucht und im Feldtest in einer GDRA unter realen Betriebsbedingungen eingesetzt. Die Erdgaseinsparungen durch

den Einsatz der LDAC-Anlage in der GDRA wurden theoretisch und mittels der Messdaten evaluiert. Anschließend wurde im Rahmen einer Potentialanalyse der Feldtest sowie weitere denkbare Umsetzungsszenarien wirtschaftlich bewertet. Auf Grundlage der Labor- und Feldtestuntersuchungen wurden darüber hinaus Modelle des Absorptionsprozesses und der Gesamtanlage weiterentwickelt und validiert.

1.3. Arbeitspakete

Das Forschungsvorhaben gliedert sich in sechs Arbeitspakete, welche nun im Einzelnen kurz vorgestellt werden. Der Verlauf der einzelnen Arbeitspakete im Vorhaben wird anschließend detailliert in Kapitel 2 beschrieben. Die Ergebnisse der Arbeitspakete werden in Kapitel 3 vorgestellt.

AP1: Potentialanalyse

In AP1 wurde das Potential durch die Luftentfeuchtung in GDRAs in Deutschland betrachtet. Insbesondere lag der Fokus auf der energetischen und wirtschaftlichen Betrachtung der LDAC-Anlage beim Einsatz im Feldtest. Hierzu wurde eine projektbezogene Wirtschaftlichkeitsberechnung erstellt. Des Weiteren wurde auch die Wirtschaftlichkeit verschiedener möglicher Umsetzungsszenarien betrachtet. Das Potential bzgl. Erdgaseinsparungen bei der Umsetzung von Luftentfeuchtungsanlagen in GDRAs in Deutschland wurde abgeschätzt.

AP2: Laboruntersuchungen einer LDAC-Pilotanlage

Die LDAC-Anlage wurde im Labor des Fachgebiets Solar- und Anlagentechnik unter Variation der Eintrittsbedingungen (Temperaturen, Feuchten, Luft- und Wasservolumenströmen) systematisch vermessen. Es erfolgte eine Charakterisierung der Anlage und Ermittlung der Anlageneffizienz sowie von Entfeuchtungsleistungen. In Bezug auf die Anwendung im Feldtest wurden geeignete Betriebsbedingungen einschließlich Regel- und Steuerungsmöglichkeiten identifiziert.

AP3: Integration einer LDAC-Pilotanlage in eine GDRA

Es musste ein geeigneter Standort für den Aufbau eines Entfeuchtungssystems bei einer GDRA gefunden werden. Entsprechend den Anforderungen vor Ort wurde das Lüftungssystem (Zwangskonvektion) mit LDAC-Anlage, Anschlüsse an den Heizkreis sowie der Kühlkreis konzipiert und aufgebaut. Die LDAC-Anlage wurde hierzu in eine mobile Anlage für den Einsatz im Außenbereich umgerüstet.

AP4: Feldtest der LDAC-Pilotanlage

In diesem Arbeitspaket wurde die Feldtestanlage in Betrieb genommen. Anschließend erfolgte die Vermessung und Langzeitmonitoring der Anlage im Betrieb einschließlich Evaluation von Betriebsparametern wie Entfeuchtungsleistungen und Wärmebedarfe unter realen Betriebsbedingungen. Zu regelnde Parameter wurden identifiziert und falls möglich die Regelung optimiert.

AP5: Modellentwicklung und numerische Untersuchungen

Ein bestehendes Effizienzmodell für die Einzelkomponenten (Absorber und Regenerator) zur Beschreibung der Wärme- und Stoffübertragung in ebenen, textilbespannten Plattenabsorbern wurde weiterentwickelt, so dass dieses auch auf die in der LDAC-Anlage eingesetzten Fiberglasstrukturen verwendet werden kann. Die Modellergebnisse der Einzelkomponenten wurden zur Validierung mit Messergebnissen verglichen. Anschließend wurde ein Systemmodell der LDAC-Anlage in TRNSYS aufgebaut und mit den Messergebnissen aus dem Labor und dem Feldtest verglichen.

AP6: Projektbegleitende Maßnahmen

Die projektbegleitenden Maßnahmen beziehen sich auf Teilaspekte, wie Publikationen, Netzwerktreffen, Richtlinienarbeit und weitere zielgruppenspezifische Ergebnisverwertung.

2. Verlauf des Forschungsvorhabens

Der Verlauf des Forschungsvorhabens wird anhand der Arbeitspakete erläutert.

2.1. AP1 Potentialanalyse

2.1.1. Methodik

Das Erdgaseinsparpotential durch Luftentfeuchtungsanlagen in GDRA in Deutschland wurde unter Berücksichtigung der Feldtestergebnisse von der GDRA Neu-Eichenberg abgeschätzt. Die Erdgaseinsparungen im Feldtest wurden anhand der Messdaten sowie weiteren Annahmen (siehe Kapitel 2.4) ermittelt. Die Wirtschaftlichkeit von Luftentfeuchtung mittels Absorption bei Anwendungen in Gas-Druckregelanlagen wurde am Beispiel des Feldtests sowie weiteren Umsetzungsszenarien betrachtet. Das Vorgehen bei der durchgeführten Wirtschaftlichkeitsberechnung wird im Folgenden beschrieben.

Es wurde eine dynamische projektbezogene Wirtschaftlichkeitsberechnung unter Berücksichtigung der Vorgaben des Zuwendungsbescheides (4 % Diskontierung, 2 % Preissteigerung fossile Energieträger p. a. auf Basis von 7 Jahren) durchgeführt. In die Betrachtung fließen die Investitions-, Betriebs- und Wartungskosten sowie Einsparerlöse auf Basis der Daten im Forschungsvorhaben ein. Ausgaben, die auf den im Vergleich zu späteren möglichen kommerziellen Umsetzungen höheren Untersuchungsumfang durch wissenschaftliche Fragestellungen zurückgehen, werden berücksichtigt und quantitativ ausgewiesen. Die projektbezogene Wirtschaftlichkeitsberechnung wird anschließend mit verschiedenen Szenarien für eine kommerzielle Umsetzung verglichen.

Zur Untersuchung der Wirtschaftlichkeit wurde eine dynamische Wirtschaftlichkeitsrechnung in Form einer dynamischen Amortisationsrechnung durchgeführt. Dazu wurde der Kapitalwert in Abhängigkeit von der geplanten Nutzungsdauer ermittelt, indem die Differenz zwischen Anschaffungszahlungen und mittels eines Kalkulationszinssatzes abgezinsten jährlichen Einzahlungen und Auszahlungen ermittelt wurde (Kapitalwertmethode). Der Kapitalwert K_0 wird wie folgt ermittelt:

$$K_0 = -A_0 + \sum_{t=1}^n \frac{E_t - A_t}{(1+i)^t} \quad (1)$$

Die weiteren Größen sind:

K_0	Kapitalwert
A_0	Anschaffungswert
t	Zeitpunkt t (Ende der Periode)
n	Anzahl der betrachteten Perioden
E_t	Einzahlungen zum Zeitpunkt t (Ende der Periode)
A_t	Auszahlungen zum Zeitpunkt t (Ende der Periode)
i	Kalkulationszinssatz

Die projektbezogene Wirtschaftlichkeitsberechnung wurde mit den nachfolgenden Vorgaben des Fördermittelgebers sowie weiteren Annahmen durchgeführt:

- Strom- und Gaspreise des Betreibers der GDRA
- jährliche Steigerung des Gaspreises: 2 %
- jährliche Steigerung des Strompreises: 2 %
- Kalkulationszinssatz: 4 %
- Betrachtungszeitraum: 7 Jahre
- jährliche Preissteigerung Wartungs- und Betriebskosten: 2 %

Die Daten zur Berechnung der projektbezogenen Wirtschaftlichkeit der LDAC-Anlage basieren auf den tatsächlichen Kosten im Forschungsvorhaben sowie auf Messungen bzgl. den Energieeinsparungen und Energieverbräuchen. Auf die einzelnen Punkte wird nun im Näheren eingegangen.

Erdgaseinsparung und Stromverbrauch

Für das Jahr 2021 wurde in Kapitel 3.4 eine Erdgaseinsparung von ca. 105 MWh durch die Luftentfeuchtung mit der LDAC-Anlage abgeschätzt. Der Wärmebedarf für die LDAC-Anlage ist hierbei bereits berücksichtigt. Für die Wirtschaftlichkeitsberechnung wird dieser Wert zu Grunde gelegt. Der gemessene Strombedarf der LDAC-Anlage betrug für das Jahr 2021 ca. 3 MWh. Dies beinhaltet die Stromverbräuche der beiden Ventilatoren und Sorbspumpen der LDAC-Anlage. Weitere Verbräuche wurden abgeschätzt. Insbesondere stellt im aufgebauten System der Kühlturmventilator mit einer Leistung von 0,37 kW einen relevanten Stromverbraucher dar. Für die Wirtschaftlichkeitsberechnung wurde ein Stromverbrauch für das gesamte Entfeuchtungssystem von 5,15 MWh/a angesetzt. Stromverbräuche der Mess- und Regelungstechnik wurden nicht berücksichtigt.

Investitionskosten Feldtest

In Zusammenarbeit mit dem Hersteller der LDAC-Anlage (*AILR Research*) konnte eine Kostenfunktion, siehe Abbildung 2, für deren LDAC-Anlagen entwickelt werden. Für die in Neu-Eichenberg eingesetzte LDAC-Anlage mit einem Nennluftvolumenstrom von 2000 m³ ergeben sich somit Investitionskosten von rund 24 \$/(m³/h), d. h. 47.996 \$. Bei einem Wechselkurs von 1,1 \$/€ betragen die Investitionskosten 43.633 €. Für den Standort Neu-Eichenberg wäre allerdings bereits eine LDAC-Anlage mit einem Nennluftvolumenstrom von 500 m³ ausreichend. Die Investitionskosten betragen dann nach der Kostenfunktion 31,12 \$/(m³/h), d. h. 15.560 \$. Bei einem Wechselkurs von 1,1 \$/€ ergeben sich die Investitionskosten somit zu 14.145 €. Im späteren Verlauf wird ein Szenario mit einer solch kleineren LDAC-Anlage wirtschaftlich betrachtet. Allerdings wäre bei einer kleineren Anlage mit geringeren Entfeuchtungsleistungen zu rechnen bzw. es wären höhere Regenerationstemperaturen erforderlich, um die Entfeuchtungsleistungen vom Feldtest zu erreichen.

Tabelle 1 zeigt die relevanten Einzelpositionen der Investitionen sowie die Summe der Gesamtinvestition für das bei der GDRA aufgebaute Luftentfeuchtungssystem mit einem Nennluftvolumenstrom von 2000 m³.

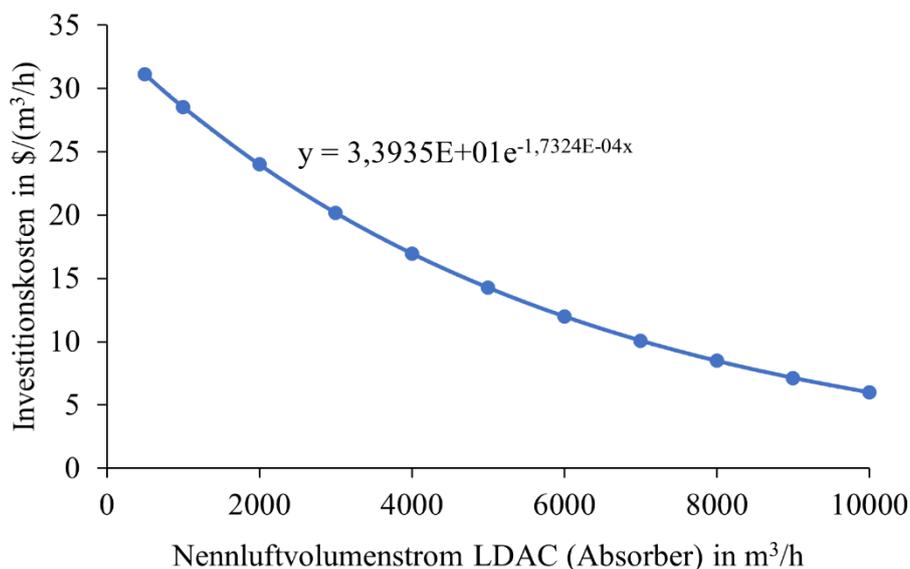


Abbildung 2: Kostenfunktion LDAC-Anlage in \$/(m³/h) in Abhängigkeit vom Nennluftvolumenstrom.

Tabelle 1: Investitionskosten (ohne Umsatzsteuer) des Feldtests einschließlich LDAC-Anlage.

Position	Investitionskosten in €	Anmerkung
LDAC-Anlage	43.633	aus Kostenfunktion in Rücksprache mit Hersteller (siehe Abbildung 2)
Kühlturm	4.400	
Hygiene-Gefährdungsbeurteilung Kühlturm	2.870	
Stellantriebe für Absperrklappen	1.044	Preis für 3 Stück
Absperrklappen	777	Preis für 3 Stück
Hauswasserwerk	155	
40 kg LiCl	716	Preisermittlung auf Grundlage der Beschaffung im Jahr 2015. Derzeitige Preise ca. das 10-fache.
Aufbau Entfeuchtungssystem	60.853	Gemäß Abschlussrechnung
TeamViewer Lizenz	357	Zur Fernüberwachung der Anlage
Drucksensoren	1.300	Preis für 4 Stück
20-Kanal-Multiplexer Modul	345	Für Messdatenaufnahme
Magnetisch-induktive Durchflussmesser (MIDs)	1.994	Preis für 2 Stück
Ultraschallluftvolumenstromsensor	4.300	
Gesamtinvestitionskosten	122.744	

Die letzten fünf Positionen in Tabelle 1 (TeamViewer Lizenz, Drucksensoren, Multiplexer Modul, MIDs und Luftvolumenstromsensor) waren ausschließlich für wissenschaftliche Untersuchungen der Luftentfeuchtungsanlage bei der GDRA Neu-Eichenberg im Rahmen des Forschungsvorhabens notwendig und müssen daher für ein mögliches kommerzielles Folgevorhaben nicht berücksichtigt werden. Es ist auch davon auszugehen, dass sich für ein kommerzielles Folgevorhaben die Kosten für den Aufbau des Entfeuchtungssystem (60.853 €) auf ca. 2/3 der Kosten reduzieren wird (40.000 €), da weniger Messtechnik eingebaut und angeschlossen werden muss. Daher reduzieren sich die Gesamtinvestitionskosten für ein kommerzielles Folgevorhaben auf 93.595 €. Wird zusätzlich davon ausgegangen, dass eine kleinere LDAC-Anlage mit einem Nennluftvolumenstrom von 500 m³ ausreichend ist, betragen die Gesamtinvestitionskosten noch 64.107 €.

Die für die in Tabelle 1 angegebenen Investitionskosten für die LDAC-Anlage von 43.633 € sind jedoch deutlich geringer als die tatsächlichen Ausgaben bei der Beschaffung der LDAC-Anlage in einem Vorgängerprojekt. Die damals höheren Kosten beruhen auf verschiedenen Anpassungen sowie zusätzlicher präziser Messtechnik zu wissenschaftlichen Zwecken. Diese Mehrkosten fließen nicht in die Wirtschaftlichkeitsberechnung mit ein. Anschaffungskosten von Messgeräten und Zubehör in Bezug auf die interne Kühlwasserbeprobung wurden ebenfalls nicht berücksichtigt.

Betriebs- und Wartungskosten Feldtest

Die jährlichen Betriebs- und Wartungskosten (ohne Stromverbrauch) des Feldtests ohne Kühlturm wurden zu 1 % der Gesamtinvestition angenommen und liegen somit bei 1.155 €/a. Beim Nasskühlturm kommen aufgrund der aufwändigen internen und externen Wasserbeprobungen weitere Betriebs- und Wartungskosten hinzu. Die Positionen der einzelnen jährlichen Betriebs- und Wartungskosten für den Feldtest mit Kühlturm sind in Tabelle 2 aufgeführt. Kosten im Zusammenhang mit der vor Ort bereits vorhandenen Solarthermieanlage werden nicht anteilig berücksichtigt, da die anfallende Wärme hauptsächlich für die Gasvorerwärmung verwendet wird und die Kosten auch ohne den Feldtest anfallen würden.

Tabelle 2: Jährliche Betriebs- und Wartungskosten (ohne Stromkosten und Umsatzsteuer)

Position	Kosten in €/a
Jährlichen Betriebs- und Wartungskosten Feldtest ohne Kühlturm	1.155
Gutachten Kühlturm (alle 5 Jahre)	100
Zusatzwasseranalyse (jährlich)	385
Nutzwasseranalyse (3 x jährlich)	801
Wasserfilter (7 x jährlich austauschen)	98
Interne Wasserbeprobungen (14-tägig)	640
Wasserlieferung zur Anlage (einmal in 2021)	26
jährliche Betriebs- und Wartungskosten:	3.205

Strom- und Gaspreise

Für die projektbezogene Wirtschaftlichkeitsberechnung wurden die Gas- und Strompreise des Betreibers der Gas-Druckregelanlage Neu-Eichenberg zu Grunde gelegt. Hierbei handelt es sich um Mittelwerte aus den Jahresabrechnungen für die Jahre 2020, 2021 und 2022. Diese sind in Tabelle 3 dargestellt. Für die prognostizierten Gas- und Strompreise wurden wie gefordert 2 % Preissteigerung p. a. auf Basis von sieben Jahren ausgehend vom Jahr 2021 angenommen.

Tabelle 3: Mittelwerte der Strom und Gaspreise der EAM Netz GmbH aus den Jahren 2020, 2021 und 2022.

Strom	Preis in €/MWh
2020	211,57
2021	187,52
2022	176,94
Mittelwert Stromkosten in €/MWh	192,01
Gas	
2020	36,81
2021	31,22
2022	60,15
Mittelwert Gaskosten in €/MWh	42,73

Vorgehen Wirtschaftlichkeitsbetrachtung verschiedener Umsetzungsszenarien

Zusätzlich zur projektbezogenen Wirtschaftlichkeitsberechnung wurde die Wirtschaftlichkeit von verschiedenen Szenarien für eine kommerzielle Umsetzung für ein Luftentfeuchtungssystem mit einer LDAC-Anlage bei einer GDRA betrachtet:

- Szenario 1: Investitionskosten ohne Geräte etc. für wissenschaftliche Zwecke
- Szenario 2: kleinere LDAC-Anlage
- Szenario 3: höhere Erdgaspreise
- Szenario 4: Kühlsystem mit geringeren Betriebskosten

Die Szenarien bauen aufeinander auf. D. h. beispielsweise, dass Szenario 3 bereits eine kleinere LDAC-Anlage und keine Kosten für Geräte für ausschließlich wissenschaftliche Untersuchungen enthält.

Folgende Annahmen gelten zur Vereinfachung für alle Szenarien:

- jährliche Steigerung des Gaspreises: 2 %
- jährliche Steigerung des Strompreises: 2 %
- Kalkulationszinssatz: 4 %
- Betrachtungszeitraum: 15 Jahre
- Stromverbrauch Entfeuchtungssystem: 5,15 MWh/a
- Strompreise des Betreibers der GDRA: 192 €/MWh
- jährliche Preissteigerung Wartungs- und Betriebskosten: 2 %
- Randbedingungen von GDRA Neu-Eichenberg (Luftvolumenstrom von 500 m³/h, Einsparung 105 MWh/a für Szenarien 1 – 3)

Nachfolgend werden die einzelnen Szenarien vorgestellt. Die Ergebnisse werden in Kapitel 3.1 aufgezeigt und diskutiert.

Szenario 1: Investitionskosten ohne Geräte etc. für wissenschaftliche Zwecke

Es wird wie oben bereits beschrieben von Investitionskosten von 93.595 € für ein kommerzielles Folgevorhaben ausgegangen. Es werden nach wie vor die Gaspreise des Betreibers der GDRA bei den Einsparungen zu Grunde gelegt.

Szenario 2: Kleinere LDAC-Anlage

Es wird wie oben bereits beschrieben von Investitionskosten von 64.107 € für ein kommerzielles Folgevorhaben ausgegangen, wenn eine kleinere LDAC-Anlage mit einem Nennluftvolumenstrom von 500 m³ eingesetzt wird. Es werden die Gaspreise des Betreibers der GDRA bei den Einsparungen berücksichtigt.

Szenario 3: Höhere Erdgaspreise

Ab diesem Szenario werden Erdgaspreise vom Energiemarkt EEX aus dem Internet herangezogen. Es werden die Preise für Gas aus der Gaspreisentwicklung 2022 – EEX Jahreskontrakte (power future) verwendet. Angenommen wird der mittlere Gaspreis der Quartalskontrakte in Höhe von 95,3 €/MWh. Dieser Erdgaspreis ist somit mehr als doppelt so hoch als der zuvor eingesetzte Erdgaspreis des Betreibers der GDRA Neu-Eichenberg.

Szenario 4: Kühlsystem mit geringeren Betriebskosten

In diesem Szenario wird anstatt eines Nasskühlturms ein Trockenkühler gemäß einem vorliegenden Angebot berücksichtigt. Es wird angenommen, dass sich die Betriebs- und Wartungskosten auf 1 % der Investitionskosten reduzieren, da keine aufwändige Wasserbeprobungen mehr notwendig sind. Der Anschaffungspreis für den Trockenkühler ist lediglich 35 € höher als für den Nasskühlturm. Kosten für eine Hygienegefährdungsbeurteilung entfallen. Die zu erwartende Erdgaseinsparung auf Basis von Simulationen ist allerdings 10 % geringer aufgrund eines höheren Temperaturniveaus der Wärmeabfuhr im Absorber. Der Stromverbrauch des Trockenkühlers ist durch den druckverlustbedingt leistungsstärkeren Ventilator (0,9 kW) um das 2,4-fache höher als der Stromverbrauch des Nasskühlturms. In Szenario 4 werden dieselben Erdgaspreise wie in Szenario 3 berücksichtigt.

2.1.2. Ablauf im Vorhaben

In den ersten 7 Monaten des Forschungsvorhabens lag der Fokus aus praktischen Gründen auf den Arbeitspaketen 2, 3 und 5. Die Bearbeitung des Arbeitspakets Potentialanalyse wurde daher erst später begonnen. Die darin enthaltenen Wirtschaftlichkeitsberechnungen wurden im letzten Projekthalbjahr erstellt, nachdem die abgerechneten Erdgaspreise vom Betreiber der GRDA Neu-Eichenberg vorlagen.

2.1.3. Abweichungen und Probleme

Es war schwierig, detaillierte Angaben zum Anlagenbestand von GDRA in Deutschland zu erhalten. Die Autoren waren hierzu mit dem DVGW e.V. (Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches) in Kontakt. Der DVGW e.V. veröffentlicht zwar Aussagen über die Verteilung von Anlagen nach Eingangsdruckbereich, jedoch werden keine Abfragen vorgenommen, welche Anlagen eine Vorwärmung nutzen bzw. in welchen Anlagen es zu Kondensationen außerhalb der Rohre kommt. Daher konnte keine Aussage getroffen werden, wie viele GDRA in Deutschland so ausgelegt sind, dass Kondensation an den Rohroberflächen zugelassen wird, um dadurch den Vorwärmbedarf zu senken. In solchen Fällen würde eine Luftentfeuchtung keine Energieeinsparung mehr bringen. Das Erdgaseinsparpotential für Luftentfeuchtung im GDRA-Anlagenbestand in Deutschland konnte daher nur grob abgeschätzt werden.

2.2. AP2 Laboruntersuchungen einer LDAC-Pilotanlage

Die LDAC-Anlage wurde im Labor der Universität Kassel umfangreich vermessen durch Variation mehrerer Eintrittsgrößen, die im folgenden Abschnitt näher erläutert werden. In Abschnitt 2.2.1 werden der Versuchsaufbau sowie die Versuchsdurchführung und die Methodik zur Auswertung der Messdaten erläutert. Der Ablauf im Vorhaben wird kurz in Abschnitt 2.2.2 dargestellt und auf Abweichungen wird in Abschnitt 2.2.3 eingegangen. Die Ergebnisse der Auswertung der Messdaten werden in Kapitel 3.2 diskutiert.

2.2.1. Methodik: Versuchsaufbau/Versuchsdurchführung/Auswertung

Versuchsaufbau

Abbildung 3 zeigt das Fließbild der LDAC-Anlage im Labor inklusive aller Messstellen. Es werden die Temperaturen aller Fluide (Luft, Wasser, Sorbens) jeweils am Eintritt und Austritt vom Absorber und Regenerator sowie der Volumenstrom (Wasser, Luft) und Massenstrom (Sorbens) am Eintritt vom Absorber und Regenerator gemessen. Zusätzlich wird die relative Feuchte der Luft am Eintritt und Austritt vom Absorber und Regenerator gemessen. Des Weiteren wird die Dichte des Sorbens jeweils am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators gemessen. Die elektrische Leistung der zwei Sorbspumpen sowie der zwei Ventilatoren wird ebenfalls gemessen. Einen Überblick über die verwendete Messtechnik und den angegebenen Toleranzbereichen der Hersteller ist in Tabelle 4 gegeben.

Tabelle 4: Verwendete Messtechnik sortiert nach Medium

Luft		
Messgröße	Messgenauigkeit	Messprinzip
Temperatur	$\pm 0,1$ K	Pt100
Relative Feuchtigkeit	± 1 % r.F.	kapazitiv
Volumenstrom	$\pm 1,5$ % v.M.	Ultraschall
Druck	± 1 % v.M.	
Leistung Ventilatoren	$\pm 0,1$ % v.M.	
Wasser		
Temperatur	$\pm 0,15$ K	Pt100
Volumenstrom	$\pm 0,15$ % v.M.	Magnetisch-induktiv
Sorbens		
Temperatur	$\pm 0,5$ K	Im Coriolismessgerät integriert
Massenstrom	$\pm 0,1$ % v.M.	Coriolismessgerät
Dichte	± 5 kg/m ³	Coriolismessgerät

Das Heiz- und Kühlwasser wird über eine Wasserkonditionierungsanlage bereitgestellt, wodurch gezielt Temperaturen eingestellt werden können. Die Zuluft für den Absorber und Regenerator wird durch eine Luftkonditionierungsanlage bereitgestellt. Somit können verschiedene Luftzustände (Temperatur im Bereich von 10°C bis 60 °C und Wassergehalt bis max. 20 g/kg) realisiert werden. Abbildung 4 zeigt zur Veranschaulichung ein Foto der LDAC-Anlage im Labor der Universität Kassel.

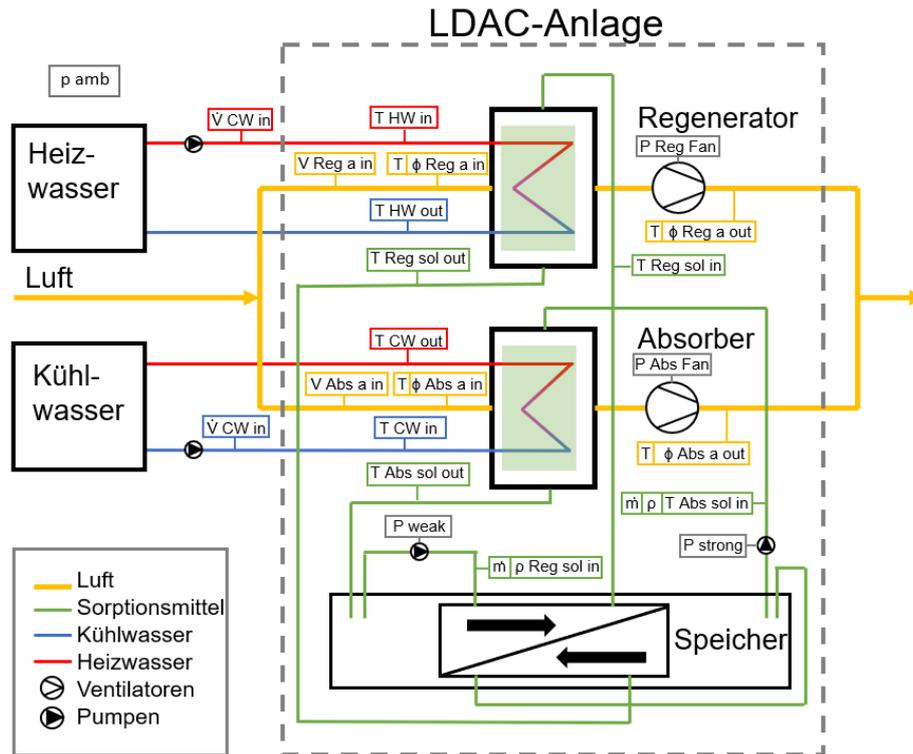


Abbildung 3: Fließbild LDAC-Anlage (nicht maßstäblich).



Abbildung 4: Foto der LDAC-Anlage, links im Bild Zuluftanschlüsse Regenerator (oben), Absorber (unten) und rechts im Bild die Abluft Regenerator (oben), Absorber (unten).

Versuchsdurchführung

Zur Auswertung der Messdaten und Bewertung des Entfeuchtungsprozesses wurde die Anlage so lange unter stationären Eintrittsbedingungen betrieben, bis ein quasi-stationärer Zustand des Entfeuchtungsprozesses erreicht wurde. Als Bedingung wurde hier eine konstante Eintrittsdichte des Sorbens zum Absorber und Regenerator vorausgesetzt. Sobald ein solcher Zustand erreicht wurde, wurden die Messdaten für eine halbe Stunde aufgenommen und daraus Mittelwert gebildet.

Tabelle 5 zeigt die Eintrittsgrößen für den Referenzfall im Labor. Insgesamt wurden 7 Messreihen durchgeführt, indem jeweils eine Größe variiert wurde. Alle weiteren Eintrittsgrößen sind identisch zum

Referenzfall. Die variierten Größen sowie der jeweilige untersuchte Bereich sind in Tabelle 6 dargestellt.

Tabelle 5 Grundeinstellungen (Referenzfall) der Versuche im Labor.

Parameter	Wert
Temperatur Heizwasser T_{HW}	60°C
Volumenstrom Heizwasser \dot{V}_{HW}	1000 l/h
Temperatur Kühlwasser T_{KW}	25°C
Volumenstrom Kühlwasser \dot{V}_{KW}	2000 l/h
Luftvolumenstrom Absorber $\dot{V}_{L,Abs}$	1000 m ³ /h
Luftvolumenstrom Regenerator $\dot{V}_{L,Reg}$	300 m ³ /h
Wasserbeladung $x_{L,ein}$	12 g _{H2O} /kg _{tr.Luft}
Temperatur Luft $T_{L,ein}$	25 °C

Tabelle 6: Durchgeführte Messreihen.

Messreihe	Variierte Größen	Hinweis
I	Temperatur Heizwasser T_{HW} : 50 – 80 °C	
II	Temperatur Kühlwasser T_{KW} : 15 – 30 °C	
III	Beladung $x_{L,ein}$: 6 – 12 g _{H2O} /kg _{dry, air}	$T_{KW} = 20 \text{ °C}$ und $T_{L,Abs,ein} = 20 \text{ °C}$
IV	Volumenstrom Heizwasser \dot{V}_{HW} : 500 – 1800 l/h	
V	Volumenstrom Kühlwasser \dot{V}_{KW} : 500 – 2000 l/h	
VI	Luftvolumenstrom Absorber: 1000 – 2000 m ³ /h	
VII	Wasserbeladung $x_{L,ein}$: 8 – 18 g _{H2O} /kg _{tr.Luft}	$T_{KW} = 30 \text{ °C}$ und $T_{L,Abs,ein} = 30 \text{ °C}$

Versuchsauswertung

Anhand der gemessenen Lufttemperatur und relativen Feuchte der Luft kann der Wassergehalt x nach Gleichung 2 ermittelt werden:

$$x = \frac{0,62198 \cdot \varphi \cdot p_{\text{sat}}}{p_{\text{AU}} - \varphi \cdot p_{\text{sat}}} \quad (2)$$

Hierbei entspricht p_{sat} dem Sättigungsdampfdruck der Luft. Zur Beurteilung der Entfeuchtungsleistung wird die Entfeuchtungsbreite Δx am Absorber nach Gleichung (3) berechnet:

$$\Delta x = x_{\text{abs,ein}} - x_{\text{abs,aus}} \quad (3)$$

Hierbei ist $x_{\text{abs,ein}}$ der Wassergehalt der Luft am Absorbereintritt und $x_{\text{abs,aus}}$ der Wassergehalt der Luft am Absorbereintritt. Der von der Luft abgegebene Dampfmassenstrom im Absorber \dot{m}_V lässt sich nach Gleichung (4) berechnen:

$$\dot{m}_V = \dot{m}_{\text{tr,Luft}} \cdot \Delta x \quad (4)$$

mit $\dot{m}_{\text{tr,Luft}}$ als Massenstrom der trockenen Luft. Für die Regeneration ist Wärme auf Niedertemperaturniveau notwendig. Die benötigte Wärme, um 1 kg Wasser abzuführen, wird mit RSHI

(engl. *regenerator specific heat input* (RSHI)) bezeichnet und nach Gleichung (5) bestimmt, wobei \dot{Q}_{reg} der Heizleistung zur Regeneration entspricht.

$$RSHI = \frac{\dot{Q}_{\text{reg}}}{\dot{m}_V} \quad (5)$$

Mit den beiden Dampfmassenströmen, berechnet aus den Messwerten der Luft und den Messwerten der sorbensseitigen Messungen, kann eine Massenbilanz mit κ_m als Bewertungsgröße (Gleichung (6)) aufgestellt werden.

$$\kappa_m = \frac{\dot{m}_{V,L}}{\dot{m}_{V,\text{sol}}} \quad (6)$$

Der von der Luft im Absorber abgegebene Dampfmassenstrom muss dem vom Sorbens aufgenommenen Dampfmassenstrom entsprechen. Das gleiche gilt umgekehrt für den Regenerator. Deshalb muss der Quotient κ_m im stationären Fall 1 ergeben. Der Massenbilanzquotient bildet somit eine Kennzahl zur Überprüfung der sorbensseitigen und luftseitigen Messungen ab. Weicht der Wert des Quotienten stark von 1 ab, impliziert dies fehlerhafte Messungen oder/und nicht stationäre Betriebsweise.

Eine weitere Kenngröße für die energetische Bewertung im Feldtest ist der COP_{therm} , der nach Gleichung 7 berechnet wird mit dem Enthalpiestrom \dot{H}_{kond} als Nutzen (Gleichung 8)

$$COP_{\text{therm}} = \frac{\dot{H}_{\text{kond}}}{\dot{Q}_{\text{KW}} + \dot{Q}_{\text{reg}}} \quad (7)$$

$$\dot{H}_{\text{kond}} = \dot{m}_V \cdot h_{\text{kond}} \quad (8)$$

wobei h_{kond} die spezifische Kondensationsenthalpie von Wasser ist. Beim COP_{therm} werden als Antriebsenergie der notwendige Regenerationswärmestrom \dot{Q}_{reg} und die Kühlleistung \dot{Q}_{KW} angenommen.

Neben der thermischen Wärmeleistung wird für den Betrieb der LDAC-Anlage elektrische Energie benötigt, um unter anderem die Ventilatoren und Pumpen anzutreiben.

2.2.2. Ablauf im Vorhaben

Die systematische Vermessung der LDAC-Anlage im Labor fand wie geplant zu Projektbeginn statt. Es wurde ein Versuchsplan erstellt, auch unter Berücksichtigung der Einsatzfähigkeit für den Betrieb im Feld. Die Versuche fanden über mehrere Monate statt, da pro Tag nur etwa ein Versuch gefahren werden konnte, weil es bis zu 8 Stunden dauert, bis ein quasi-stationärer Entfeuchtungsprozess erreicht wurde. Parallel zur Versuchsphase im Labor wurden die Messdaten ausgewertet.

2.2.3. Abweichungen und Probleme

Bei der Auswertung der Messdaten ist aufgefallen, dass sich die Wasserbeladung der Zuluft vom Absorber und Regenerator deutlich unterscheidet, obwohl die Luft von derselben Luftkonditionierung bereitgestellt wird. So war die Wasserbeladung der Absorberzuluft 1-2 g/kg höher als die Zuluft zum Regenerator. Eine Erklärung für dieses Phänomen kann eine Art Schichtung im Luftkanal sein. Dies

war so im Messplan nicht vorgesehen und entspricht nicht den realen Bedingungen im Feld, wenn sowohl für den Absorber als auch den Regenerator Umgebungsluft angesaugt wird.

2.3. AP3 Integration einer LDAC-Pilotanlage in eine GDRA

Die LDAC-Pilotanlage wurde als Feldtest im Rahmen des Forschungsvorhabens zur Luftentfeuchtung eines Gasentspannungsraums (im weiteren Verlauf als Ex-Schutzraum bezeichnet) in die GDRA Neu-Eichenberg integriert. Hierzu wurde vor Ort ein entsprechendes System aufgebaut. In diesem Kapitel 2.3 wird das methodische Vorgehen sowie der Ablauf im Vorhaben einschließlich aufgetretener Probleme und Abweichungen beschrieben. In Kapitel 3.3 werden dann die Ergebnisse gezeigt.

2.3.1. Methodik

Als geeigneten Platz für den Feldtest kam die GDRA in Neu-Eichenberg der EAM Netz GmbH in Frage. Diese ist bereits mit einer Taupunktregelung ausgestattet. Dies erleichterte laut Betreiberin die Umsetzung des geplanten Vorhabens. Für die Detailplanung und den Aufbau des Entfeuchtungssystems in Neu-Eichenberg wurde zuerst eine konzeptionelle Planung als Grundlage für die öffentliche Ausschreibung erstellt. Diese enthält den prinzipiellen Aufbau des Lüftungssystems, der Heiz- und Kühlkreisläufe sowie Positionen weiterer erforderlicher Messtechnik. Ein vereinfachtes Fließbild aus der Vorplanung des aufzubauenden Systems ist in Abbildung 5 dargestellt. Das Lüftungskonzept wurde entsprechend den Anforderungen der GDRA Neu-Eichenberg entwickelt. Das Lüftungskonzept sieht eine Zwangsbelüftung an den Lüftungsschächten des Ex-Schutzraums (GDRA-Raum) vor. Der Ex-Schutzraum hat einen Rauminhalt von ca. 500 m³. In Rücksprache mit der Betreiberin wurde eine Luftwechselzahl von 1 h⁻¹ vereinbart was einem Luftvolumenstrom von 500 m³/h entspricht. Die Abluft wiederum verlässt das Gebäude über die sich oben an der gegenüberliegenden Wand befindlichen Abluftschächte. Die Nutzung der trockenen Gebäudeabluft zur Regeneration wäre aus Effizienzgründen sinnvoll gewesen, konnte aber aufgrund von Explosionsschutzrichtlinien nicht umgesetzt werden.

Der Heizkreis wurde ebenfalls grob ausgelegt mit dem Ziel diesen über die vor Ort befindliche Wärmeversorgung mittels solarthermischer Anlage und Gasabsorptionswärmepumpen zu versorgen. Das Heizwasser wird vom Vorlauf des Speichers entnommen und wird nach der Regeneration auch wieder dem Vorlauf zugeführt, da die Temperaturspreizung im Regenerator aufgrund des hohen Volumenstroms relativ gering ist.

Es wurde vorgesehen den Absorber direkt mittels Nutzwassers eines offenen Verdunstungskühlturms zu kühlen. Dies hat jedoch zur Folge, dass kontinuierlich Zusatzwasser in den Kühlkreis zugeführt werden muss. Da die GDRA Neu-Eichenberg über keinen Wasseranschluss verfügt, wurde der Aufbau von 3 m³ Regenwasserspeichern mit in die Planung aufgenommen.

Die Zuluftklappen (siehe auch Abbildung 7), welche an den Lüftungsschächten befestigt sind, sind derart gestaltet, dass diese öffnen, sobald die LDAC-Anlage einen zu geringen Luftstrom liefert bzw. außer Betrieb geht, um in solchen Fällen immer eine natürliche Lüftung zu gewährleisten.

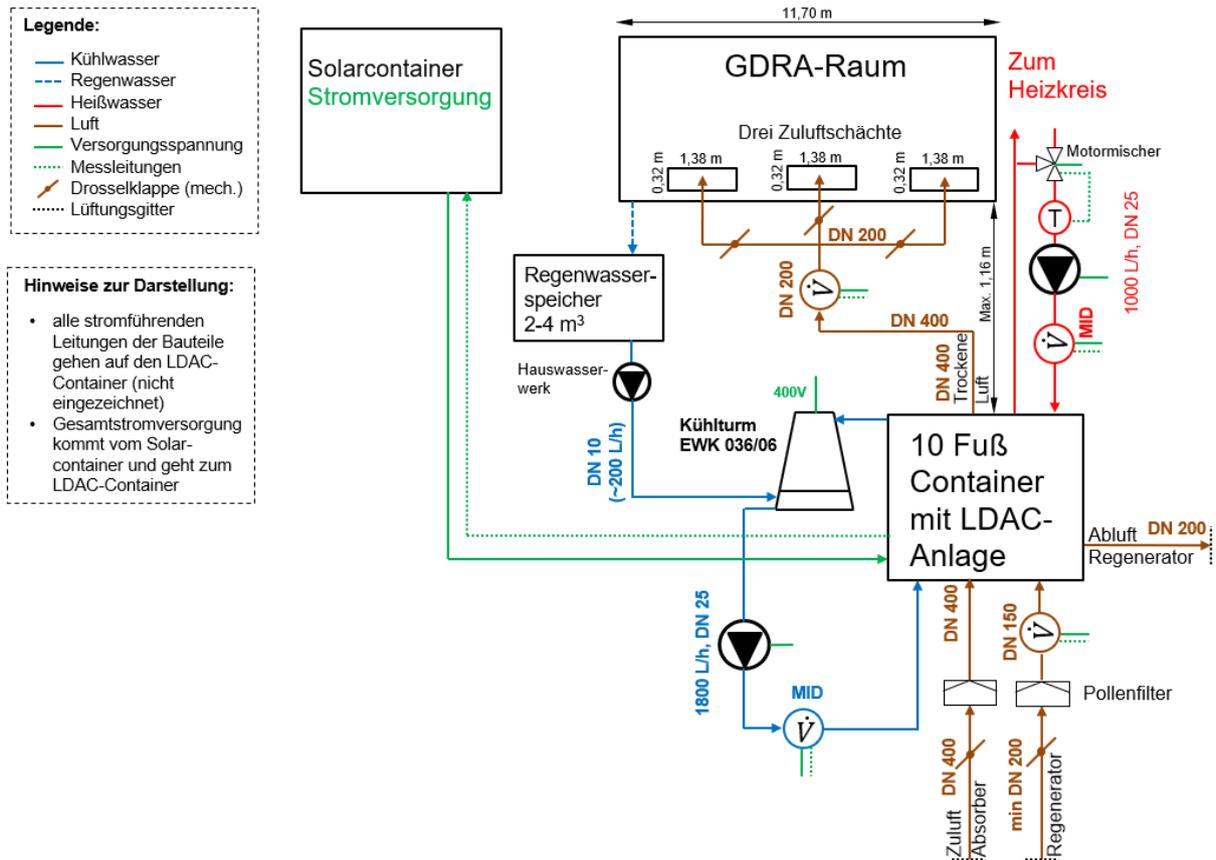


Abbildung 5: Fließbild System LDAC-Anlage mit GDRA (nicht maßstäblich).

2.3.2. Ablauf des Vorhabens

Aus praktischen Gründen wurde dieses Arbeitspaket im Projekt frühzeitig begonnen, um mögliche Verzögerungen ausgleichen zu können. Die auszuführenden Arbeiten einschließlich der Detailplanung bzgl. der Integration der LDAC-Pilotanlage in die GDRA Neu-Eichenberg wurden bereits Anfang Januar 2020 öffentlich ausgeschrieben. Die Ausschreibung enthielt eine erste konzeptionelle Planung des Zwangsbelüftungssystems, der Heiz- und Kühlkreisläufe sowie Positionen weiterer erforderlicher Messtechnik der LDAC-Pilotanlage. Den Zuschlag bei der Ausschreibung hat die Firma Enersolve GmbH erhalten. Im Anschluss an die Detailplanung durch die Enersolve GmbH wurde die LDAC-Anlage am 24.03.2020 zur GDRA Neu-Eichenberg transportiert, siehe Abbildung 6. Abbildung 7 zeigt einen Teil des bereits aufgebauten Zwangsbelüftungssystems mit den Lüftungsclappen. Einen Überblick über den Stand der Bauarbeiten von Anfang April 2020 ist in Abbildung 8 zu sehen.



Abbildung 6: Abladen des LDAC-Containers am 24.03.2020 bei der GDRA in Neu-Eichenberg



Abbildung 7: Zuluftrohre und Lüftungskappen des Zwangslüftungssystem. Über diese wird die trockene Zuluft in das Gebäude geführt.



Abbildung 8: Die Aufnahme zeigt den Stand vor Ort bei der GDRA in Neu-Eichenberg am 06.04.2020. Der Sorptionscontainer befindet sich im Vordergrund und im Hintergrund das GDRA-Gebäude. Rechts im Bild sind die Regenwasserspeicher mit Anbindung an die Dachrinne des Gebäudes zu erkennen.

Die Inbetriebnahme des Entfeuchtungssystems, allerdings noch ohne Kühlturm, erfolgte dann im Juni 2020. Zu diesem Zeitpunkt war das Zwangsbelüftungssystem mit den Lüftungsklappen sowie der Heizkreis vollständig aufgebaut. Die im Heizkreis, Kühlkreis und im Zwangsbelüftungssystem zusätzlich erforderliche Messtechnik bestehend aus einem Luftvolumenstromsensor, zwei Wasservolumenstromsensoren, drei Differenzdrucksensoren sowie einem Absolutdrucksensor für die Außenluft waren bereits eingebaut und wurden von der Messdatenerfassung korrekt erfasst.

Die durchzuführenden Arbeiten im Rahmen des Auftrages durch die Enersolve GmbH wurden mit der Abnahme am 10.11.2020 abgeschlossen, nachdem am Kühlkreis entsprechende Nachbesserungen durchgeführt wurden. Zur Nachbesserung gehörten unter anderem der Einbau einer automatischen Bioziddosierung ins Nutzwasser (Kühlwasser), welche sich als Anforderung aus der Hygiene-Gefährdungsbeurteilung gemäß 42. Bundesimmissionsschutzverordnung (BImSchV) in Verbindung mit VDI 2047 für eine Verdunstungskühlanlage ergab.

Der Kühlkreis wurde am 08.04.2021 zusammen mit Herrn Altmann, welcher von der Universität Kassel als hygienisch fachkundige Person beauftragt wurde eine entsprechende Hygiene-Gefährdungsbeurteilung für die Verdunstungskühlanlage zu erstellen, in Betrieb genommen. Im Vorfeld musste eine Wasserprobe aus dem Zusatzwasser (Regenwasser) durch eine akkreditierte Prüfstelle (in diesem Fall wurde SGS INSTITUT FRESENIUS GmbH beauftragt) entnommen, analysiert und bewertet werden. Um den Kühlkreis betreiben zu dürfen, musste mindestens eine Person an einer Online-Hygiene-Schulung bzgl. VDI 2047 teilnehmen. Zur Hygienisierung wurde dem Nutzwasser zu Beginn automatisch dreimal wöchentliche (später täglich) 6 ml Biozid (JWT-BXL von Jawatech GmbH) hinzugefügt.

Nach der Inbetriebnahme wurde die Verdunstungskühlanlage beim Regierungspräsidium Kassel als Neuanlage nach § 13 Abs. 1 der 42. BImSchV im KaVKA-42BV-Portal eingetragen. Es muss monatlich eine Wasserprobe aus dem Nutzwasser (Kühlwasser) durch eine akkreditierte Prüfstelle (SGS INSTITUT FRESENIUS GmbH) entnommen, analysiert und bewertet werden. Zusätzlich sind intern wöchentlich Wasserproben des Nutzwassers (Kühlwasser) zu entnehmen und zu analysieren. Zur Verringerung von organischem Eintrag in das Nutzwasser wurde der Kühlturm mit einem Insektengitter umhüllt, siehe nachfolgendes Foto (Abbildung 9).



Abbildung 9: Das Foto zeigt den aufgebauten Kühlturm des Verdunstungskühlsystems mit Insektengitter auf dem Standort der GDRA Neu-Eichenberg.

Das Luftentfeuchtungssystem wurde im November 2022 durch die Enersolve GmbH abgebaut und zur Universität Kassel gebracht. Im Forschungsvorhaben wurden für die Integration der LDAC-Anlage in der GDRA Neu-Eichenberg folgende größeren Ausgaben getätigt:

- Auftrag für die Integration der LDAC-Anlage in der GDRA Neu-Eichenberg einschließlich Rückbau an die Enersolve GmbH
- Auftrag Hygiene-Gefährdungsbeurteilung und fachkundige Begleitung während der Inbetriebnahme und des Anlagenbetriebes hinsichtlich Verdunstungskühlungssystem an Felix Altmann
- Weitere Messkarte zur Datenaufnahme von Keysight (20-Kanal-Multiplexer Modul 34901A)
- Luftvolumenstromsensor Prosonic Flow B 200 von E+H zur Erfassung der Gebäudezuluft
- 2 x Wasservolumenstromsensor ProcessMaster FEP611 von ABB für Kühl- und Heizwasser
- Kühlturm EWK 036/06 von EWK zur Wärmeabfuhr Kühlwasser
- Hauswasserautomat zur Speisung des Kühlturms von Gardena
- 3 x Differenzdrucksensoren von Driesen+Kern für Luft
- Absolutdrucksensor von Driesen+Kern für Luft
- 3 x Stellantrieb BSP-04A1E für die Lüftungsklappen
- 3 x Differenzdrucksensoren von Driesen+Kern für Luft
- Absolutdrucksensor von Driesen+Kern für Luftdruckmessung im Sorptionscontainer

2.3.3. Abweichungen und Probleme

Der Kühlkreis sollte bereits im Herbst 2020 in Betrieb gehen. Daher wurde bereits am 3.9.2020 eine Wasserprobe aus dem Zusatzwasser (Regenwasser) durch eine akkreditierte Prüfstelle (SGS INSTITUT FRESENIUS GmbH) entnommen, analysiert und bewertet. Leider war allerdings dann eine Inbetriebnahme des Kühlkreises nicht möglich, da die erforderlichen Nachbesserungen durch die Enersolve GmbH mehr Zeit als geplant in Anspruch nahmen.

2.4. AP4 Feldtest der LDAC-Pilotanlage

Die Inbetriebnahme des Feldtests fand im Juni 2020 und der Abbau der LDAC-Anlage im Oktober 2022 statt. Die LDAC-Anlage wurde durchgehend 2,5 Jahre vor Ort betrieben mit kleinen Unterbrechungen aus unterschiedlichen Gründen (siehe Abschnitt 2.4.3). Wie bereits erwähnt, wurde die Flüssigsorptionsanlage im Jahr 2020 ohne Kühlung des Absorbers betrieben und im Jahr 2021 mit Kühlung des Absorbers. Daher lässt sich die Entfeuchtungsleistung mit und ohne interne Kühlung im Feldtest evaluieren. Das Kühlwasser zur Kühlung des Absorptionsprozesses wird über einen kleinen Nasskühlturm bereitgestellt. Dieser wurde über die Wintermonate von Oktober 21 bis April 22 stillgelegt, da sonst die Gefahr der Vereisung bestanden hätte.

2.4.1. Methodik

Durchführung/Monitoring Feldtest

Insgesamt gibt es drei Messdatenquellen, die für eine vollständige Auswertung zusammengeführt werden müssen. Diese sind mit den jeweiligen Messzeitschritten in Tabelle 7 aufgelistet.

Tabelle 7: Auflösung der Messdaten

	Zeitschritt
LDAC-Anlage	10 s
Wärmeversorgung (Enersolve GmbH)	2 min / 3 min
Gasdaten (EAM Netz GmbH)	1 min / 1 h

Hierbei sind unter „Gasdaten“ alle Messdaten zusammengefasst, die von der EAM Netz GmbH bereitgestellt werden (Gasdurchsatz, Drücke, Gastemperaturen, Heizgasverbrauch). Während die Daten vom Heizgas nur stündlich zur Verfügung gestellt wurden, lagen die Messdaten vom zu entspannenden Gas in minütlicher Auflösung vor. Die Messdaten, die hinsichtlich des regenerativen Wärmeversorgungssystems (Solarthermieanlage und Gasabsorptionswärmepumpe) geloggt werden, wie z. B. Speichertemperaturen, Vor- und Rücklauftemperaturen der beiden Wärmeerzeuger sowie die entsprechenden Volumenströme und die Taupunkttemperatur im Ex-Schutzraum sind unter dem Begriff „Wärmeversorgung“ zusammengefasst. Diese Messtechnik war bereits installiert und zum Auslesen der Daten kann das Programm Winsol genutzt werden. Alle Messdaten, die von der LDAC-Anlage geloggt werden, finden sich unter „LDAC“. Für die Auswertung der Messdaten wurde ein Python Tool geschrieben. Es war jederzeit möglich über eine TeamViewer-Verbindung die Anlage zu überwachen und Messdaten auszulesen. Über jegliche Änderungen, die an der Anlage vorgenommen wurden, sowie Probleme, die auftraten, wurde über den gesamten Zeitraum ein Protokoll geführt.

Da für den Kühlturm Regenwasser als Zusatzwasser genutzt wurde, musste in regelmäßigen Abständen eine Wasserprobe aus dem Nutzwasser (Kühlwasser) durch eine akkreditierte Prüfstelle (SGS INSTITUT FRESENIUS GmbH) entnommen, analysiert und bewertet werden. Außerdem wurden zu Beginn intern wöchentlich Wasserproben des Nutzwassers (Kühlwasser) entnommen. Dabei wurde der Chloridgehalt, pH-Wert, Temperatur und die Leitfähigkeit gemessen. Des Weiteren wurde mittels eines Wärmeschranke und Abklatschproben die Keimzahl ermittelt. Aufgrund etwas hohen Gesamtkeimzahlen wurde die Bioziddosierung im Laufe des Betriebs von dreimal wöchentlich auf täglich je 6 ml Biozid (JWT-BXL von Jawatech GmbH) erhöht.

Die Volumen- und Massenströme der drei Fluide, mit denen die Flüssigsorptionsanlage überwiegend im gesamten Zeitraum betrieben wurde, sind in Tabelle 8 aufgelistet. Um eine Luftwechselrate von 1/h im Ex-Schutzraum aufrechtzuerhalten, wird ganzjährig ein Zuluftvolumenstrom von 500 m³/h durch den Absorber bereitgestellt. Auch der Luftvolumenstrom im Regenerator unterliegt im Jahresverlauf nur kleinen Schwankungen. Der Kühlturm wurde jeweils von April bis Oktober in den Jahren 2021 und 2022 betrieben. Der Heizwasservolumenstrom beträgt im Sommer ca. 800 l/h, da eine hohe Regenerationsleistung notwendig ist, und wird im Winter abgesenkt. Die Sorbensmassenströme schwanken im Jahresverlauf leicht, was an der internen Regelung der Flüssigsorptionsanlage liegt.

Tabelle 8: Volumen- und Massenströme kategorisiert nach Medium

Luft	
Regenerator	300 m ³ /h
Absorber	500 m ³ /h
Wasser	
Heizwasser	400 l/h (Winter) 800 l/h (Sommer)
Kühlwasser	2000 l/h (bis 15.07.21 2600 l/h)
Sorbens	
Regenerator	250 - 300 kg/h
Absorber	300 - 350 kg/h

Die Heizwasservorlauftemperatur zum Regenerator wird über eine lineare Funktion (siehe Gleichung (9)) in Abhängigkeit der Taupunkttemperatur der Außenluft gesteuert. Je höher die Taupunkttemperatur ist, desto höher ist der Wassergehalt der Außenluft und umso höher muss die Heizwassertemperatur für die Regeneration sein, wie die Messungen aus dem Labor gezeigt haben. Dies wird über einen Mischer realisiert wie in Abschnitt 2.3 beschrieben. Da im Winter deutlich niedrigere Heizwassertemperaturen nötig sind und auch generell die Außenluft einen geringeren Wassergehalt aufweist als im Sommer, wurden zwei Kurven in der Regelung des Systems hinterlegt. Die Kurven wurden anhand von Systemsimulationen und Wetterdaten ermittelt.

$$T_{HW} = 1,17 \cdot T_{TP,AU} + 47,66 \text{ K (Sommer)} \quad (9)$$

$$T_{HW} = 0,73 \cdot T_{TP,AU} + 35,39 \text{ K (Winter)}$$

Evaluation Messdaten

Zur Bewertung der LDAC-Anlage im Feldtest werden dieselben Kenngrößen verwendet, wie in den Laboruntersuchungen, die bereits in Abschnitt 2.2.1 beschrieben sind.

Energieeinsparungen

Um die Energieeinsparungen durch die Luftentfeuchtung ermitteln zu können, wird zunächst die Heizleistung zur Vorwärmung anhand der Messdaten vom Gasnetzbetreiber berechnet. Das Näherungsverfahren für die Berechnung der Heizleistung zur Vorwärmung \dot{Q}_{VW} zur Kompensation der Gastemperaturabsenkung wird vom Regelwerk G 499 der DVGW nach Gleichung (10) vorgegeben.

$$\dot{Q}_{VW} = \dot{V}_N \cdot \rho_N \cdot c_{p,m} \cdot (\mu_{JT,m} \cdot (p_{ein} - p_{aus}) + T_{aus} - T_{ein}) \quad (10)$$

Die Heizleistung ist neben dem Erdgasvolumenstrom \dot{V}_N im Normzustand ($T_N = 273,15 \text{ K}$ und $p_N = 1013,25 \text{ mbar}$) abhängig von der Zusammensetzung des Erdgases, sowie dem Druck und der Temperatur vor der Erwärmung (p_{ein}, T_{ein}) und nach der Entspannung (p_{aus}, T_{aus}). Die Dichte im Normzustand ρ_N beträgt von $0,745 \text{ kg/m}^3$. Für die mittlere spezifische Wärmekapazität wird ein Wert von $2,57 \text{ kJ/(kg K)}$ und für den mittleren Joule-Thomson-Koeffizient $\mu_{JT,m}$ $0,475 \text{ K/bar}$ angenommen. Die Erdgaseintrittstemperatur T_{ein} wird nicht direkt gemessen, sondern von der Erdbodentemperatur einer nahegelegenen Messstation des Deutschen Wetterdienstes abgeleitet. Die Gasaustrittstemperatur (GAT) T_{aus} ist die entscheidende Größe, die gesteuert werden muss.

Bei der betrachteten GDRA liegt eine Taupunktregelung für die GAT vor. Das bedeutet, dass die Taupunkttemperatur im Ex-Schutzraum $T_{TP,Ex}$ über einen Sensor ermittelt wird. Die GAT wird dann nach Gleichung 11 bestimmt:

$$T_{aus} = T_{TP,Ex} + Offset \quad (11)$$

Da der tatsächliche Wärmeverbrauch in einer GDRA aufgrund von Anlagen- und Wärmeverlusten höher ist als der nach Gleichung (10) berechnete Wärmeverbrauch wird der berechnete auch als physikalischer Wärmebedarf bezeichnet. Die aufgrund der Messdaten berechnete Wärmemenge wird im Folgenden als $Q_{phys,mess}$ bezeichnet.

Als Referenz muss zusätzlich der physikalische Vorwärmbedarf für den Fall ermittelt werden, dass keine Luftentfeuchtung stattfindet ($Q_{phys,ref}$). Für diesen Referenzfall wird angenommen, dass der Wassergehalt im Ex-Schutzraum dem der Außenluft entspricht. Die Lufttemperatur und relative Feuchte der Außenluft werden gemessen. Somit kann die Taupunkttemperatur der Luft im Ex-Schutzraum und

damit auch die GAT für den Referenzfall ohne Entfeuchtung ermittelt werden. Bis Mitte Juli 2021 betrug der *Offset* von der gemessenen Taupunkttemperatur im Ex-Schutzraum zu der GAT ca. 5 K und anschließend ca. 3 K. Die Absenkung des *Offsets* wurde vorgenommen, da sich dadurch nochmals die benötigte Heizleistung zur Erdgasvorerwärmung verringert. Der gleiche *Offset* wird auch für den Referenzfall angenommen. Da für den Regenerationsprozess Wärme (Q_{reg}) benötigt wird, muss diese bei der Ermittlung der Einsparungen berücksichtigt werden, sodass sich die Einsparung von Wärme ($Q_{\text{Einsparung}}$), die mit fossilen Energieträgern bereitgestellt wird, nach Gleichung 12 berechnen lässt.

$$Q_{\text{Einsparung}} = Q_{\text{phys,ref}} - Q_{\text{phys,mess}} + Q_{\text{reg}} \quad (12)$$

Wie in Abschnitt 2.4.3 beschrieben ist, wurden bei den T-Phi Sensoren am Absorber- und Regeneratoreintritt im Jahr 2021 Messungenauigkeiten außerhalb der vom Hersteller angegebenen Genauigkeit identifiziert. Diese Messdaten werden benötigt, um den Taupunkt der Luft im Ex-Schutzraum für den Referenzfall zu ermitteln. Durch Verwendung einer Korrekturkurve für die Messdaten können dennoch die Einsparungen bei der Erdgasvorerwärmung abgeschätzt werden.

Außerdem fehlen für August 2021 die Messdaten für den Druck des Erdgases vor der Entspannung und die Messdaten der Gasaustrittstemperatur (im Minutenzeitschritt). Da die Gasdrücke über den gesamten betrachteten Zeitraum annähernd konstant geblieben sind, wird für August der Eingangsdruck mit 50 bar angenommen. Für die GAT wurden stündliche Messwerte genutzt.

Für eine primärenergetische Betrachtung der Energieeinsparungen werden die Primärenergiefaktoren von 1,1 für Erdgas und 1,8 für Strom zugrunde gelegt. Die Schwierigkeit liegt hierbei darin, den Heizgasverbrauch für den Referenzfall zu ermitteln. Um diesen abschätzen zu können wird der berechnete physikalische Wärmebedarf mit einem Faktor multipliziert, der sämtliche Anlagen- und Wärmeverluste berücksichtigen soll. Zur Ermittlung dieses Faktors wurden die Jahre 2017 bis 2019 betrachtet, in denen keine Entfeuchtungsanlage vorhanden war. Es wird jeweils die Wärmemenge vom eingesetzten Heizgas mit dem berechneten physikalischen Wärmebedarf ins Verhältnis gesetzt und aus den drei Jahren der Mittelwert gebildet. Dieser beläuft sich auf 1,15. Da dieser Wert jedoch keine allgemeingültige Aussage besitzt, werden die primärenergetischen Einsparungen für einen Bereich ermittelt unter Berücksichtigung des Faktors von 1,1 und 1,25.

2.4.2. Ablauf im Vorhaben

Aus praktischen Gründen wurde dieses Arbeitspaket im Projekt frühzeitig begonnen, um mögliche Verzögerungen ausgleichen zu können. Als Aufstellungsort der LDAC-Anlage für den Feldtest wurde die GDRA in Neu-Eichenberg gewählt. Die Inbetriebnahme der LDAC-Anlage erfolgte im Juni 2020 (ohne Kühlturm). Die Inbetriebnahme des Kühlturms erfolgte im April 2021. Ursprünglich war geplant, die LDAC-Anlage nur ein Jahr zu betreiben, aber nach Rücksprache mit dem Energieversorger blieb die LDAC-Anlage noch bis Oktober 2022 vor Ort. Aufgrund verschiedenster Probleme (siehe Abschnitt 2.4.3) konnte sie jedoch nur noch bedingt in den Sommermonaten in 2022 betrieben werden.

2.4.3. Abweichungen und Probleme

Ermittlung Kondensatmenge

Ursprünglich war in AP4 geplant die Kondensatmengen in der Anlage unter Berücksichtigung der Explosionsschutzanforderungen zu erfassen. Da die GDRA in Neu-Eichenberg aber bereits über eine entsprechende Taupunktregelung verfügt, wurde auf eine detaillierte Erfassung der Kondensatmenge verzichtet, und die Überprüfung lediglich visuell durchgeführt. Ein Kondensatausfall an den Rohren konnte während der Projektlaufzeit nicht beobachtet werden. Zur Taupunktregelung werden durch den

Gasnetzbetreiber die relative Feuchte und die Temperatur der Raumluft im Ex-Schutzraum und somit der Taupunkt kontinuierlich über einen Sensor erfasst. Der Sensor wurde während der Projektlaufzeit auf ein Stativ platziert, sodass die Raumluftfeuchte und Temperatur an verschiedenen Orten im Ex-Schutzraum gemessen werden konnten. Es wurden keine wesentlichen Feuchte- und Temperaturgradienten in der Raumluft erfasst.

Korrosionsprüfung

Im Zuwendungsbescheid war eine kontinuierlich umfassende Korrosionsprüfung der erdgasführenden Rohrleitungen gefordert. Da keine Kondensatbildung an den Rohroberflächen beobachtet wurde und es auch keine Anzeichen für Mitriss von Sorbenströpfchen (carry-over) in den luftführenden Rohrleitungen gab, wurde die Überprüfung auf Korrosion nur visuell durchgeführt. Es konnten keine Korrosionsschäden durch den Feldtestbetrieb an den Rohrleitungen festgestellt werden.

Messtechnik

Der sich in der LDAC-Anlage ursprünglich befindliche Coriolissensor Sitrans FCS400 von Siemens zur Messung der Dichte des Sorbens war nach 3,5 Jahren bereits durchkorrodiert, obwohl die Ausführung in Hastelloy C22 vorlag. Vermutlich trat Korrosion aufgrund von Inhomogenitäten in der internen Schweißnaht auf. Da Garantieansprüche nicht mehr geltend gemacht werden konnten, und eine Neuanschaffung sehr teuer gewesen wäre, wurde ein älterer entsprechend geeigneter Coriolissensor von Endress+Hauser (Deutschland) GmbH+Co. KG. aus einer Anlage im Labor ausgebaut und in die LDAC-Anlage provisorisch eingebaut. Ein paar Wochen nach dem Einbau wurde eine Undichtigkeit an einer mit Sorbens durchströmten Rohrleitung entdeckt und behoben.

Anhand von Simulationen mit TRNSYS und den Messdaten als Inputgrößen war aufgefallen, dass die T-Phi Sensoren am Eintritt vom Absorber und Regenerator einen Drift entwickelt hatten. Weitere Untersuchungen mit Referenzmessungen zeigten, dass die Messwerte der betreffenden Sensoren für die relative Feuchte der Luft außerhalb der Messunsicherheiten der Sensoren lagen. Die relative Feuchte wird zur Ermittlung des Wassergehalts benötigt und für die Berechnung der Entfeuchtungsleistung. Außerdem dient sie zur Taupunktberechnung für den Referenzfall ohne Entfeuchtung, um die Energieeinsparungen abzuschätzen (siehe 2.4.1). Um trotz der Messabweichungen eine Bewertung der Entfeuchtungsleistung vornehmen und die Einsparungen bei der Erdgasvorerwärmung abschätzen zu können, wurde eine Kalibrierung der Sensoren durchgeführt, um eine Korrekturkurve zu erstellen. Diese Korrekturkurve kann auf die Messdaten für das Jahr 2021 angewendet werden. Für Bereiche, die die Korrekturkurve nicht abbilden kann ($\varphi > 90 \%$), werden Daten aus einer nahegelegenen Wetterstation verwendet. Der T-Phi Sensor am Absorbereintritt wurde am 25.10.21 und der am Regeneratoreintritt am 15.12.21 ausgetauscht.

Die genaue Ursache für die deutliche Abweichung in der relativen Feuchtigkeit der Sensoren konnte nicht abschließend festgestellt werden. Es ist jedoch auffällig, dass beide Sensoren am Eintritt einen ähnlichen Drift aufgewiesen haben, während die anderen beiden Feuchtesensoren am Ausgang des Absorbers und des Regenerators keine Abweichungen zeigen. Der Hersteller der Sensoren (Rotronic Messgeräte GmbH) verweist darauf, dass schädliche Gase, insbesondere der Ammoniakgehalt, die Sensoren beeinflussen können, da sich die Anlage in der Nähe von gedüngten Feldern befindet. In landwirtschaftlichen Gebieten wurden durchschnittlich Ammoniakkonzentrationen von 2 bis 10 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ nachgewiesen [4], die allerdings unterhalb der maximalen Werte des Herstellers liegen. Es kann jedoch keine Aussage über kurzfristige Spitzenkonzentrationen gemacht werden. Es besteht keine direkte Verbindung zwischen dem Zeitpunkt der Düngung und der Entwicklung der fehlerhaften Messungen.

Kristallisation

Im August 2020 und im Februar 2021 kam es zur Kristallisation der Salzlösung, was eine automatische Abschaltung der LDAC-Anlage bedingte. Im Sommer 2020 kam es zur Kristallisation, da die Anlage ohne Kühlung betrieben wurde und die Regenerationstemperaturen etwas zu hoch waren. Im Februar 2021 kam es zu extrem tiefen Lufttemperaturen von bis zu -20 °C , was ebenfalls zur Kristallisation führte. In beiden Fällen konnte durch Verdünnen der Salzlösung mit Wasser das Problem behoben werden und die Anlage anschließend wieder betrieben werden.

Messdaten

Abbildung 10 gibt einen Überblick über die Beschaffenheit der Messdaten der drei Datenquellen (siehe Abschnitt 2.4.1) von Inbetriebnahme der LDAC-Anlage im Juni 2020 bis August 2022. Für grün markierte Zeiträume liegen die Messdaten vor, während für orange markierte Zeiträume keine Messdaten vorliegen, weil es entweder Probleme bei der Messdatenaufnahme gab oder die jeweiligen Systeme ausgeschaltet waren.

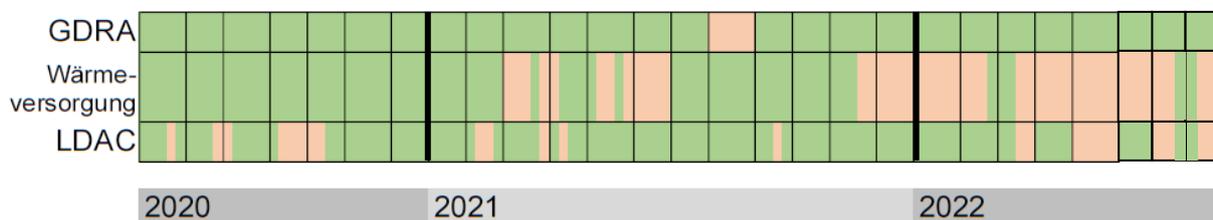


Abbildung 10: Übersicht über Beschaffenheit der Messdaten von den drei Messdatenquellen. Grün bedeutet Messdaten liegen vor und orange bedeutet es liegen keine Messdaten vor.

Im Jahr 2022 konnte die LDAC-Anlage oft nicht wie vorgesehen betrieben werden, da die regenerative Wärmeversorgung über den Speicher oft unzureichend war. Die Universität Kassel hat darüber den Betreiber bzw. die zuständige Firma regelmäßig informiert. Von November 2021 bis Februar 2022 wurde die Elektronik und Steuerung beim regenerativen Wärmeversorgungssystem erneuert, sodass in diesem Zeitraum sowohl die Gasabsorptionswärmepumpen als auch die Solarthermieanlage nicht in Betrieb waren. Die LDAC-Anlage konnte trotzdem weiter betrieben werden, da das Heizwasser durch die Heizwasserpumpe der LDAC-Anlage über den Entladewärmeübertrager im Kreis gepumpt wurde und so auf einer Temperatur von etwa 35 °C gehalten werden konnte. Da im Winter keine hohen Heizwassertemperaturen für die Regeneration notwendig sind, war das für den Betrieb ausreichend. Im März 2022 gab es Kristallisationsprobleme bei der LDAC-Anlage, die behoben werden konnten. Am 11.04.2022 wurde der Kühlturm wieder in Betrieb genommen. Leider ist im April 2022 die Entladepumpe vom regenerativen Wärmeversorgungssystem für die Rücklauftemperaturenanhebung im Heizkreis der GDRA kaputt gegangen. Der Austausch der Entladepumpe und die volle Funktionsfähigkeit des Entladekreises hat sich seitens der EAM Netz GmbH über mehrere Wochen hingezogen, sodass auch die LDAC-Anlage in ihrer Betriebsfähigkeit eingeschränkt war und teils komplett ausgeschaltet werden musste. Ende Juli 2022 konnten alle Probleme beim regenerativen Wärmeversorgungssystem seitens der EAM Netz GmbH behoben werden, sodass auch die LDAC-Anlage optimal betrieben werden konnte. Mitte August 2022 sind starke Schwankungen beim Heizwasservolumenstrom der LDAC-Anlage aufgefallen. Eine Nachfrage beim Betreiber ergab, dass am Pufferspeicher, der von der Solarthermieanlage und den Gasabsorptionswärmepumpen beladen wird, ein Leck aufgetreten war und deshalb erneut die komplette regenerative Wärmeversorgung abgeschaltet werden musste und somit auch die LDAC-Anlage. Aufgrund der geschilderten Problematiken bei der regenerativen Wärmeversorgung der GDRA, liegen für die Messperiode 2022 leider nur sehr wenige Wochen vor, in denen die LDAC-Anlage optimal betrieben wurde und somit die Daten sinnvoll ausgewertet werden können.

Der Feldtest war daher deutlich länger im Betrieb als ursprünglich geplant. Da es immer wieder zu Lücken in den Messdaten kam, hauptsächlich bedingt durch Störungen in der Wärmeversorgung (Solarthermieanlage), war es sinnvoll möglichst lange vor Ort Messdaten und Betriebserfahrung zu sammeln. Des Weiteren hat sich der Betreiber der Gas-Druckregelanlage positiv über den Betrieb vor Ort geäußert und war einer Verlängerung des Feldtests nicht abgeneigt.

Kühlwasser

Das Sommerhalbjahr 2021 war vergleichsweise niederschlagsreich, so dass die gespeicherte Regenwassermenge zur Speisung des Kühlturms (Zusatzwasser) fast immer ausreichend war. Nur einmal wurde vom Fachgebiet Agrartechnik der Universität Kassel, welches über einen Standort in der Nähe verfügt, Trinkwasser angeliefert. Im Jahr 2022 waren zwei Wasserlieferungen notwendig.

2.5. AP5 Modellentwicklung und numerische Untersuchungen

Ein Komponentenmodell wurde weiterentwickelt und ist mit Labormessungen validiert. Dieses Komponentenmodell konnte in ein Systemmodell integriert werden, welches ebenfalls mit Labormessungen und den Messdaten aus der Feldtest-LDAC-Anlage validiert werden konnte. Mit diesem Systemmodell wurden Jahressimulationen zur Ermittlung von Einsparpotenzialen durchgeführt. Die Modellentwicklung und -validierung mündete auch in eine Dissertation, in der das Modell ausführlich beschrieben ist [5].

2.5.1. Methodik

Es wurde ein ε -NTU-Modell in FORTRAN entwickelt, das Wärme- und Stoffübertragungsprozess innerhalb eines offenen Sorptionsprozesses sowohl für die Absorption mit und ohne interne Kühlung als auch für die Regeneration abbildet. Die dabei abgebildeten Übertragungsprozesse sind:

- Wärmeübertragung zwischen Luft und Sorbens
- Massentransport (H_2O) an der Phasengrenze zwischen Sorbens und Luft, wobei ebenfalls die Temperatur durch das Umsetzen der Sorptionsenthalpie beeinflusst wird
- Wärmeübertragung zwischen Luft und Sorbens mit dem Heiz- bzw. Kühlwasser

Die Hauptannahmen des Komponentenmodells sind:

- Idealisieretes Strömungsprofil der Luft und des Sorbens
- Quasi-stationärer Zustand stellt sich ein
- Luft und Sorbens befinden sich im thermodynamischen Gleichgewicht an der Phasengrenze
- Stoffübertragung zwischen Luft und Sorbens findet analog zur Wärmeübertragung statt
- Austrittstemperatur des Sorbens ist gleich der Phasengrenztemperatur
- Keine Wärmeübertragung an die Umgebung (keine Wärmeverluste)
- Nur Wasser bzw. Wasserdampf wird zwischen der Luft und dem Sorbens übertragen

Die Modellrandbedingungen sind: die Massenströme und die Temperaturen von der Luft sowie dem Sorbens und Wasser am Eintritt. Dazu kommen die Wasserbeladung der Luft und der Massenanteil des Sorbens am Eintritt.

Das Systemmodell wurde in TRNSYS entwickelt und dient auch zur Simulation von Jahresverläufen. Zusätzlich zu dem Komponentenmodell für Absorber und Regenerator sind in dem Systemmodell noch ein Modell eines Gegenstromwärmeübertragers und ein Modell für den geteilten Sorbensspeicher enthalten. Diese Komponenten sind entsprechend der Anlagenkonfiguration in TRNSYS miteinander verbunden.

Als Randbedingungen für das Systemmodell sind die Massenströme, Temperatur und Feuchtegehalt der Luft, sowie Massenströme und Temperaturen des Heiz- und Kühlwassers einzubinden.

Ein erweitertes Systemmodell ist ebenfalls in TRNSYS abgebildet, indem das LDAC-Systemmodell mit weiteren Komponenten verbunden wird. So lässt sich die LDAC-Anlage mit den Wärmeerzeugern und einem Gebäude koppeln und mit einer Regelung versehen. Als Randbedingungen sind dann meist die Wetterdaten einzubinden sowie ggf. ein Lastprofil.

2.5.2. Ablauf im Vorhaben

Ein bestehendes Komponentenmodell zur Beschreibung der Wärme- und Stoffübertragungsprozesse für den Absorber und Regenerator konnte zufriedenstellend weiterentwickelt werden. Die Labormessungen dienten hierzu zur Validierung.

Anschließend wurde untersucht, wie sich das Anlagenmodell in ein erweitertes Systemmodell integrieren lässt. Für das Anlagenmodell wurden zunächst die einzelnen Komponenten der LDAC-Anlage zusammen verschaltet. Dieses Modell wurde als Grundlage genutzt, um die Feldtest-LDAC-Anlage abzubilden und mit den Messdaten zu validieren. Anschließend wurde das Anlagenmodell in ein erweitertes Systemmodell integriert, um in Jahressimulationen Regelungsstrategien und Einsparpotenziale bei der Kondensatvermeidung zu untersuchen.

2.5.3. Abweichungen und Probleme

Das Systemmodell konnte lediglich in einem begrenzten Zeitraum des Feldtests mit Messdaten validiert werden, da es zu mehreren Unterbrechungen im Betrieb der Feldtestanlage, wie in Abschnitt 2.4.3 erläutert, kam. Außerdem hat der Drift in der Messtechnik im Jahr 2021 zusätzliche Unsicherheiten in die Genauigkeit der Messdaten getragen. Die Wärmeversorgung stand nur sehr begrenzt zur Verfügung, sodass teilweise nur sehr geringe Regenerationstemperaturen erreicht werden konnten. Abbildung 11 zeigt die einzelnen Zeiträume, für die eine ausreichende Qualität an Messdaten vorliegt, sodass diese zusammenhängend simuliert werden konnten.

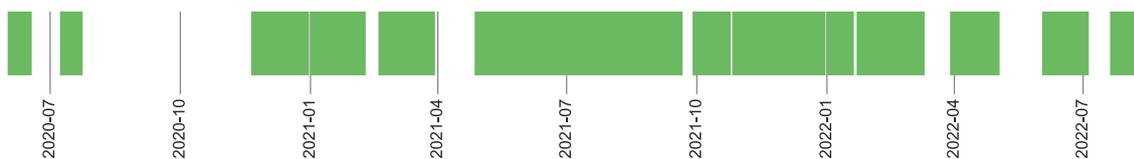


Abbildung 11: Zeiträume, die mit den Messdaten aus der Feldtest-LDAC-Anlage simuliert werden konnten.

2.6. AP6 Projektbegleitende Maßnahmen

Mehrere Veröffentlichungen bei deutschen und internationalen Konferenzen sowie die Teilnahme an einem Workshop speziell zu Gas-Druckregelanlagen konnten realisiert werden. Eine detaillierte Publikationsliste ist unter 3.6 zu finden. Eine Veröffentlichung in einer internationalen Zeitschrift steht noch aus und konnte bis Projektende nicht umgesetzt werden, ist aber bereits in Bearbeitung.

3. Ergebnisse

3.1. API Potentialanalyse

Sorptive Entfeuchtungstechnologien (Adsorption und Absorption) kommen in der Regel aus technischen und wirtschaftlichen Gründen immer dann zum Einsatz, wenn geringe Taupunkttemperaturen erzielt werden müssen. Kondensationsentfeuchter arbeiten hingegen bei höheren Lufttemperaturen ($> 10\text{ °C}$) deutlich effizienter als sorptive Verfahren. Bei geringen zu erzielenden Taupunkttemperaturen werden Kondensationsentfeuchter aufgrund der Abtauproblematik der Verdampfer unwirtschaftlich. Für den Anwendungsfall der Luftentfeuchtung von Ex-Schutzräumen in GDRAs mit gewünschten Taupunkttemperaturen um den Gefrierpunkt ist es daher sinnvoll, die Luft mittels Adsorption oder Absorption zu entfeuchten. LDAC-Anlagen, welche das Wasser aus der Luft absorbieren, bieten den Vorteil gegenüber Adsorptionsentfeuchtern, dass deutlich geringere Regenerationstemperaturen notwendig sind und daher solarthermische Wärme besser genutzt werden kann. Eine Ist-Analyse des Anlagenbestands in GDRAs zeigt allerdings, dass Raumluftentfeuchtungsgeräte in GDRAs in der Regel nicht eingesetzt werden. Im Forschungsvorhaben wurde daher die Umsetzung einer Luftentfeuchtung mit LDAC-Anlage im Rahmen eines Feldtests bei einer GDRA detailliert untersucht. In API wurde die Wirtschaftlichkeit der Feldtestanlage betrachtet sowie die Wirtschaftlichkeit weiterer Umsetzungsszenarien. Das Energieeinsparpotential für Luftentfeuchtung in GDRAs in Deutschland wurde anhand der Feldtestergebnisse abgeschätzt. Die Ergebnisse werden nun im Einzelnen vorgestellt.

3.1.1. Projektbezogene Wirtschaftlichkeitsberechnung

Für die projektbezogene Wirtschaftlichkeitsberechnung (Feldtest) ist der Kapitalwert, wie Abbildung 12 zeigt, bei einem Betrachtungszeitraum von 7 Jahren deutlich negativ. Die Investition für die Prototypanlage würde sich daher nicht innerhalb des Betrachtungszeitraums amortisieren. Grund hierfür sind insbesondere hohe Investitionskosten, die vor allem auf sehr hohe Installationskosten und zum Teil auf den Einsatz wissenschaftlicher Messtechnik zurückzuführen sind. Wie in Tabelle 1 (Abschnitt 2.1) aufgeführt, betragen die Installationskosten ca. 150 % der LDAC-Anlagenkosten, dies entspricht ca. 100 % der LDAC-Anlagenkosten inklusive Peripherie (Kühlturm, Absperrklappen, zusätzliche Messtechnik usw.). Dazu kommen vergleichsweise hohe Betriebs- und Wartungskosten aufgrund des Nasskühlturms und niedrige Erdgaspreise des Betreibers der GDRA Neu-Eichenberg. Letztere führen zu geringen Werten auf der „Einnahmeseite“ trotz einer beträchtlichen Erdgaseinsparung.

Bei dieser Wirtschaftlichkeitsbetrachtung ist jedoch zu beachten, dass es sich um einen Prototyp handelt. Die in den Szenarien angesetzten Kostenminderungen, die sich aus Erfahrungen und aus dem Mehraufwand für das Forschungsprojekt ergeben, wurden sowohl für die Installationskosten als auch für die wissenschaftliche Messtechnik konservativ angesetzt. Ein hohes Einsparpotential ist insbesondere durch den besonderen Aufwand beim Umgang mit dem Sorptionsmittel und dem Nasskühlturm zu erwarten.

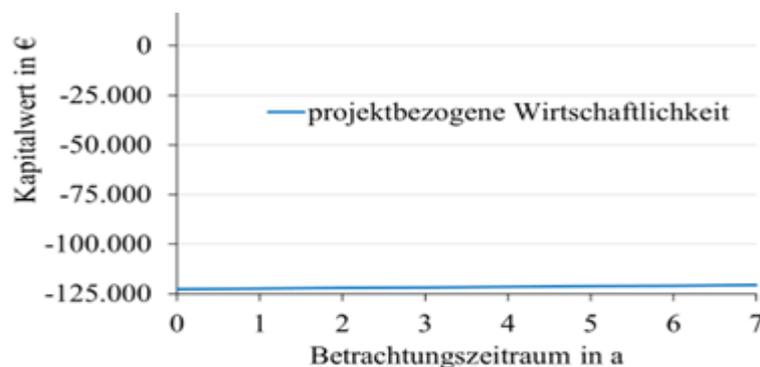


Abbildung 12: Veränderung Kapitalwert über den Betrachtungszeitraum für die projektbezogene Wirtschaftlichkeitsberechnung (Feldtest).

3.1.2. Wirtschaftlichkeit verschiedener Umsetzungsszenarien

Abbildung 13 zeigt den Kapitalwert über einen Betrachtungszeitraum von 15 Jahren für die verschiedenen Szenarien (definiert in Abschnitt 2.1.1). Als Referenz ist der Feldtest eingezeichnet. Dieser Verlauf entspricht der projektbezogenen Wirtschaftlichkeitsberechnung, allerdings über einen Betrachtungszeitraum von 15 Jahren. Grund für den negativen Kapitalwert in den Szenarien 1 und 2 sind wie beim Feldtest die hohen Betriebs- und Wartungskosten aufgrund des Nasskühlturms und vergleichsweise günstige Gaspreise des Energieversorgers. Für Szenario 2 betragen beispielsweise die jährlichen Betriebs- und Wartungskosten 2.618 €/a.

Aufgrund der deutlich höheren Gaspreise amortisiert sich das Szenario 3 im 12. Betriebsjahr. Die angesetzten höheren Gaspreise auf Grundlage der Zahlen vom Energiemarkt EEX stellen im Allgemeinen auch eine bessere Annahme zur wirtschaftlichen Bewertung von Entfeuchtungsanlagen in GDRAs dar als die speziellen Gaspreise des Betreibers der GDRA Neu-Eichenberg. Wenn zusätzlich der Nasskühlturm durch einen Trockenkühler ersetzt wird (Szenario 4) amortisiert sich die Investition nach ungefähr 10 Jahren. Die wirtschaftlichen Unterschiede zwischen Szenario 3 und 4 sind allerdings vergleichsweise gering. Die Verringerung der Erdgaseinsparung durch den Trockenkühler (angenommen wurden 10 %) im Vergleich zu einem Nasskühlturm haben einen deutlichen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit. Werden statt 10 % eine Verringerung von 16 % der Gaseinsparung in Szenario 4 angenommen, ist der Kapitalwert bei beiden Szenarien nach 15 Jahren gleich.

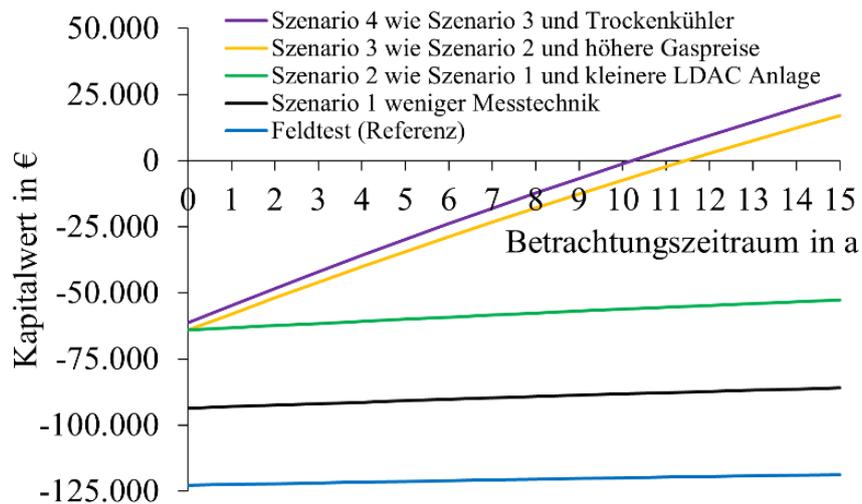


Abbildung 13: Veränderung Kapitalwert über den Betrachtungszeitraum von 15 Jahren für die Szenarien 1-4. Die Kurve Feldtest entspricht der projektbezogenen Wirtschaftlichkeitsberechnung ausgedehnt auf den Betrachtungszeitraum von 15 Jahren.

Abschließend lässt sich zusammenfassen, dass die hohen Installationskosten, die Verwendung eines Nasskühlturms und der niedrige Erdgaspreis zu unrealistisch hohen Amortisationszeiten führen. Bei mittleren Erdgaskosten von 9,53 ct/kWh (EEX, 2022), immer noch recht hoch angesetzten Installationskosten und ohne den Einsatz eines Kühlturms ergibt sich für eine fachgerecht dimensionierte Flüssigsorptionsanlage Anlage eine Amortisationszeit von ca. 10 Jahren.

Adsorptionsentfeuchter könnten aufgrund ihrer deutlich geringeren Investitionskosten eine bessere Alternative zur Luftentfeuchtung in GDRAs sein. Hierzu besteht weiterer Untersuchungsbedarf, inwieweit die Einbindung von regenerativer Wärme sinnvoll in am Markt bestehende Adsorptionsentfeuchter eingebunden werden kann und welchen Anteil die elektrische Nachheizung bei der Regeneration von Adsorptionsentfeuchtern zur Bereitstellung der höheren Temperaturen einnehmen sollte. Eine Luftentfeuchtung mit Kondensationsentfeuchtern ist jedoch aufgrund der zu erzielenden

Taupunkttemperaturen um den Gefrierpunkt und die damit verbundene Vereisungsproblematik von Verdampfern voraussichtlich nicht wirtschaftlich.

3.1.3. Erdgaseinsparpotential durch Luftentfeuchtung in GDRAs in Deutschland

Das deutsche Gasnetz umfasst im Jahr 2021 laut BDEW (Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft) [6] ein Hochdrucknetz (> 1 bar bis 100 bar) mit einer Länge von 124.000 km, ein Mitteldrucknetz (0,1 bar bis 1 bar) mit einer Länge von 182.000 km, ein Niederdrucknetz (< 0,1 bar (Überdruck)) mit einer Länge von 132.000 km und Hausanschlussleitungen mit einer Länge von 170.000 km. Zum Hochdrucknetz gehören ca. 36.335 km Fernleitungsstrecke, welche von 14 Fernleitungsnetzbetreibern betrieben werden [7]. Große Transportleitungen im Ferntransport weisen ein Druckniveau von bis zu 100 bar auf (siehe Abbildung 14 aus [7]). Um das Erdgas auf ein nutzbares Druckniveau zu bringen, wird es in Gasdruckregelanlagen entspannt. Mit der Entspannung des Erdgases geht, wie bereits zuvor beschrieben, eine Temperaturabsenkung einher. Bei Eingangsdrücken über 16 bar wird in der Regel eine zwei-schienige Gasdruckregelanlage betrieben, die in einem begehbaren Gebäude untergebracht ist. Für das Potenzial der Raumluftentfeuchtung sind vor allem solche Anlagen mit einem Eingangsdruck von größer als 16 bar des Erdgases interessant. Es gibt etwa 5200 GDRMAs und GDRAs, die einen Betriebsdruck von mehr als 16 bar aufweisen und somit potenziell eine Vorwärmung durchführen [8].

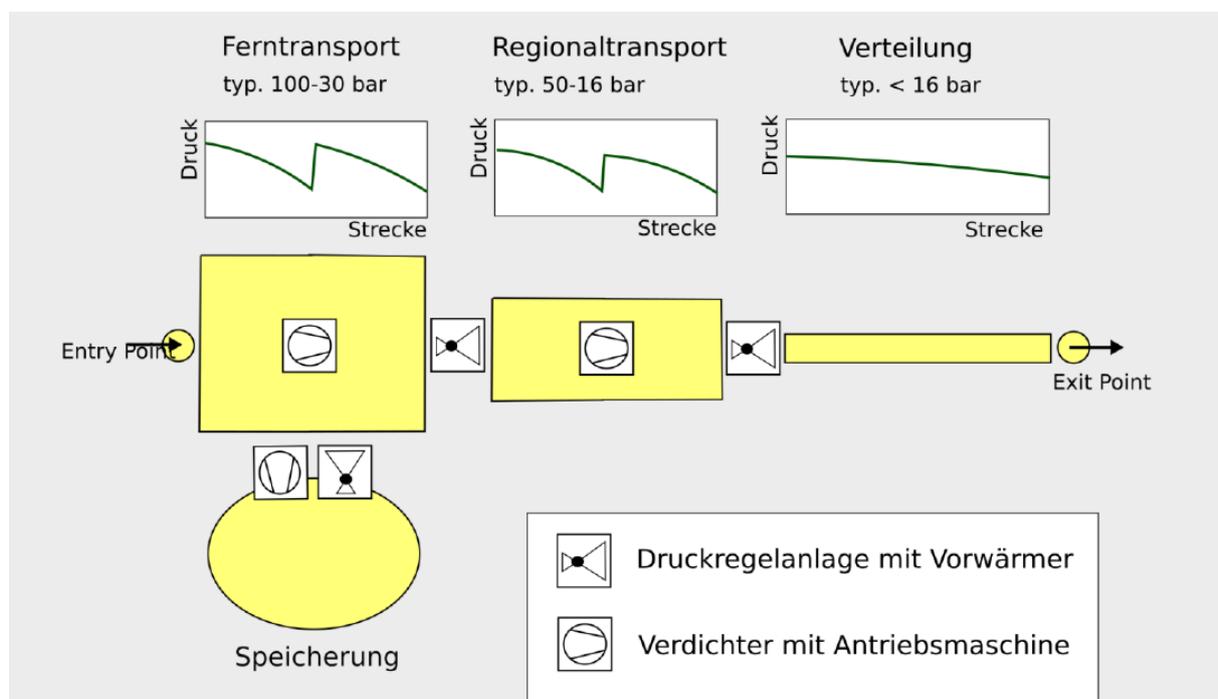


Abbildung 14: Schematische Darstellung des Gasnetzes aus [7].

Untergrundspeicher, die auf einem hohen Druckniveau (150 – 200 bar) betrieben werden, können auch eine Gasvorerwärmung benötigen. Allerdings sind aufgrund der zunehmenden Bodentemperaturen mit zunehmender Tiefe die Eingangstemperaturen des Erdgases bereits deutlich erhöht (maximale Tiefe der Erdgasspeicher 2.000 m). Daher können einige Gasspeicher ohne Vorerwärmung betrieben werden. Eine Abschätzung von Wietschel et al. nennt eine Anzahl von ca. 40 Standorten von Gasspeichern, die eine Gasvorerwärmung betreiben [7].

Der BDEW [6] nennt für die vergangenen drei Jahre folgende Erdgasverbräuche (bezogen auf den Brennwert) für Deutschland (siehe Tabelle 9). Der Mittelwert für den jährlichen Erdgasverbrauch über die drei betrachteten Jahre beträgt 954 TWh.

Tabelle 9: Erdgasverbräuche für Deutschland für die Jahre 2020, 2021 und 2022 vom BDEW [6].

Jahr	Erdgasverbrauch DEU in TWh
2020	965
2021	1017
2022	880
Mittelwert	954

Der Erdgasverbrauch war im Jahr 2022 gut 13 % geringer als im Jahr 2021. Dies ist zum einen aufgrund eines milden Jahres 2022 im Vergleich zum Jahr 2021 aber auch temperaturbereinigt wäre der Erdgasverbrauch im Jahr 2022 deutlich geringer als im Jahr 2021 gewesen. Gründe hierfür waren das hohe Preisniveau aufgrund des Überfalls auf die Ukraine, die Eintrübung der wirtschaftlichen Lage und die politisch motivierten Einsparungen. Es ist davon auszugehen, dass der Erdgasverbrauch in Deutschland in den kommenden Jahren noch deutlich sinken wird.

Den Autoren ist nicht bekannt, dass derzeit standardmäßig Raumlüftentfeuchtungsgeräte in GDRA's zum Einsatz kommen. Es liegen daher keine weiteren Daten vor außer den Daten aus dem hier beschriebenen Feldtest bzgl. des Erdgaseinsparpotentials durch Luftentfeuchtung in GDRA's. Aus diesem Grund werden zur Abschätzung des Potentials von Luftentfeuchtung in GDRA's in Deutschland die Ergebnisse aus dem Feldtest bei der GDRA Neu-Eichenberg hochskaliert. In der betrachteten GDRA gab es im Jahr 2021 insgesamt einen Erdgasdurchsatz von 912 GWh (bezogen auf den Brennwert). Der Heizgasbedarf für die Vorwärmung ohne Entfeuchtung (Referenzfall) betrug unter Berücksichtigung der Mittelwerte der Annahmen 859 MWh (siehe Abschnitt 3.4.2). Das bedeutet, dass **knapp 1 % (0,942 %) des zu entspannenden Erdgases für die Vorwärmung benötigt wird**. Die gemessene Wärmemenge des Heizgases Q_{HG} in der GDRA in Neu-Eichenberg betrug für das Betriebsjahr 2021 mit Entfeuchtung 754 MWh. Somit beträgt die Erdgaseinsparung für die Mittelwerte der Annahmen 105 MWh. (Die detaillierten Annahmen und Berechnungen hierzu sind in Kapitel 2.4.1 und 3.4.2 zu finden.) Dies entspricht einer Reduktion des Heizgasbedarfs von 12,2 %.

Unter der Annahme, dass die GDRA in Neu-Eichenberg ohne Entfeuchtung und ganzjährig mit einer konstanten Gasaustrittstemperatur von 10 °C betrieben worden wäre, betrüge der Heizgasverbrauch für die bereits genannten Annahmen ca. 980 MWh. Daraus ergibt sich eine Einsparung des Heizgases von 226 MWh durch den Betrieb mit Entfeuchtung und Taupunktregelung, was einer Reduktion von 23% entspricht.

Werden diese Abschätzungen vom Feldtest auf den mittleren Erdgasverbrauch von 954 TWh/a der letzten drei Jahre in Deutschland übertragen, ergibt dies einen **Heizwärmebedarf für die Erdgasvorerwärmung in Deutschland von ca. 900 GWh/a** und ein **Erdgaseinsparpotential durch die Luftentfeuchtung von gut 100 GWh/a**. Dies entspricht dem jährlichen Gasverbrauch von 5.000 Einfamilienhäusern mit einer Gasheizung, wenn als mittlerer Wärmebedarf 20.000 kWh/a pro Einfamilienhaus zugrunde gelegt werden.

In [9] wird der Heizgasbedarf zur Gasvorerwärmung in Deutschland mit ca. 2 TWh (bezogen auf Brennwert) abgeschätzt. Der Wert ist somit mehr als doppelt so hoch, wie der oben ermittelte Wert von 900 GWh/a. Gründe für die hohe Abweichung sind unter anderem andere Annahmen für die Erdgastemperaturen und die überdurchschnittliche Ausstattung der betrachteten GDRA. Bei der Betrachtung in [9] wird angenommen, dass der komplette Erdgasverbrauch in Deutschland von 70 bar auf 20 bar reduziert wird, bei einer Erdgaseintrittstemperatur von 5 °C und einer Erdgasaustrittstemperatur von 10 °C. Aufgrund der vorhandenen Taupunktregelung bei der GDRA vom Feldtest können insbesondere im Winter deutlich niedrigere Gasaustrittstemperaturen als 10 °C realisiert werden für den Referenzfall ohne Entfeuchtung. Zusätzlich nutzt die GDRA in Neu-Eichenberg bereits regenerative Energiequellen zur Erdgasvorerwärmung, was nicht dem Standard entspricht.

Wird die Reduktion beim Heizgas durch Taupunktregelung und Entfeuchtung von 23% aus dem Feldtest auf Deutschland übertragen, würde sich ein Potential von 207 GWh/a ergeben. Somit kann das **Einsparpotential von ca. 100 GWh/a eher als untere Grenze interpretiert werden und der tatsächliche Wert ist zwischen 100 bis 240 GWh/a anzunehmen**, wenn als Obergrenze des Heizgasbedarfs entsprechend [9] 2 TWh/a angenommen wird.

Es ist darauf hinzuweisen, dass diese Potentialabschätzung mit einer großen Unsicherheit behaftet ist. Unter anderem ist nicht bekannt, wie viele der GDRAs in Deutschland eine Kondensation an den gasführenden Rohrleitungen erlauben und somit eine Luftentfeuchtung des Ex-Schutzraums gegebenenfalls nicht zu einer Erdgaseinsparung führen würde. Zusätzlich beruht die Bestimmung des theoretischen Heizgasverbrauchs ohne Entfeuchtung (Referenzfall) beim Feldtest auf Annahmen (siehe Abschnitt 3.4.2). Eine ideal und ohne Störungen betriebene Luftentfeuchtungsanlage hätte etwas höhere Erdgaseinsparungen als die LDAC-Anlage im Feldtest zur Folge. Des Weiteren hat der Gasdurchsatz im Jahresverlauf einen großen Einfluss auf die mögliche Erdgaseinsparung durch Luftentfeuchtung. Der monatliche Gasdurchsatz der GDRA Neu-Eichenberg für das Jahr 2021 ist in Abbildung 15 dargestellt. Der Erdgasdurchsatz ist im Jahresverlauf charakteristisch durch den Raumheizbedarf geprägt. Eine sommerliche Grundlast durch Industrie ist vorhanden.

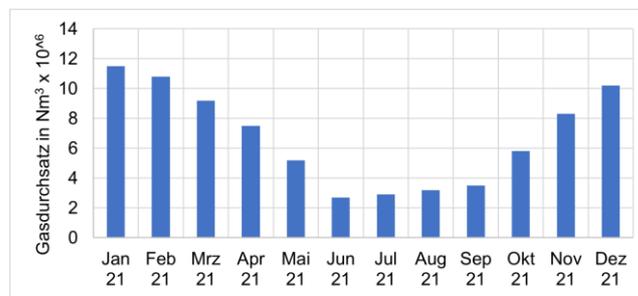


Abbildung 15: Monatlicher Erdgasdurchsatz der GDRA Neu-Eichenberg für das Jahr 2021.

Beim Vergleich des monatlichen Erdgasdurchsatzes der GDRA Neu-Eichenberg mit dem monatlichen Erdgasverbrauch in Deutschland (siehe Abbildung 16) lässt sich erkennen, dass die Profilverläufe ähnlich sind. Die prozentualen Anteile der einzelnen Monate an der Jahressumme sind relativ gut vergleichbar. Die geringste Erdgasmenge wurde allerdings für die GDRA Neu-Eichenberg für den Monat Juni gemessen, wohingegen der Erdgasverbrauch in Deutschland im August am geringsten war. Ursache hierfür könnten regionale Wettereinflüsse sowie möglicherweise regional unterschiedliche Ferienzeiten sein.



Abbildung 16: Monatlicher Erdgasverbrauch für Deutschland im Jahr 2021 im Vorjahresvergleich (2020) sowie Abweichungen zum 10-jährigen Mittelwert vom BDEW [6].

Prinzipiell eignen sich GDRAs mit einem hohen Anteil an Industrieabnehmern für Prozesswärme und somit einem höheren sommerlichen Erdgasbedarf am besten für eine Luftentfeuchtung. Die

Taupunkttemperaturen der Außenluft sind im Sommerhalbjahr deutlich höher als im Winter. Dies erfordert im Sommerhalbjahr ohne Entfeuchtung im Mittel deutlich höhere Gasaustrittstemperaturen um eine Kondensation an den Rohroberflächen zu vermeiden. Je höher der Erdgasbedarf im Sommerhalbjahr nun ist, desto höher ist folglich der Heizwärmebedarf und somit auch das Einsparpotential durch Luftentfeuchtung. Daher ist es sinnvoll Luftentfeuchtungsanlagen zuerst bei jenen GDRA umzusetzen, die einen hohen sommerlichen Erdgasdurchsatz haben. Im Vorfeld ist aber eine anlagenspezifische Wirtschaftlichkeitsberechnung für jeden Standort mit den jeweiligen Randbedingungen durchzuführen, um eine Aussage über die Rentabilität der Investition zu treffen.

3.2. AP2 Laboruntersuchungen einer LDAC-Pilotanlage

Im folgenden Kapitel sollen die Auswirkungen der variierten Parameter auf die Entfeuchtungsleistung, dargestellt durch den Dampfmassenstrom, für die Messreihen I bis VII (siehe Übersicht Abschnitt 2.2.1) gezeigt werden.

3.2.1. Heizwassertemperatur (Messreihe I)

In Abbildung 17 ist der luftseitige Dampfmassenstrom über die Variation der Heizwassertemperatur dargestellt. Die Betriebsweise der Anlage wird maßgeblich von der Heizwassertemperatur beeinflusst. In keiner anderen durchgeführten Messreihe verändert sich der übertragene Dampfmassenstrom so stark wie in dieser. Durch die höheren Heizwassertemperaturen kann das Sorbens im Regenerator stärker aufkonzentriert werden, wodurch im Absorber wiederum ein höheres Dampfdruckgefälle zwischen Sorbens und Luft vorliegt. Dies führt zu einem höheren Dampfmassenstrom. Gleichzeitig stellt die Bereitstellung des Heizwassers auch den größten Energiebedarf der Anlage dar. Mit steigender Heizwassertemperatur steigt auch die Heizleistung, da das Temperaturgefälle zwischen Sorbens und Heizwasser größer wird. Gleichzeitig ist ein Anstieg der Kühlleistung mit steigender Heizwassertemperatur zu erkennen. Ebenfalls aufgrund von steigenden Sorbenstemperaturen mit steigender Heizwassertemperatur nimmt das Temperaturgefälle zwischen Sorbens- und Kühlwassertemperatur zu. Da Sorbensmassenstrom und Kühlwasservolumenstrom unverändert bleiben bei konstanter Kühlwassereintrittstemperatur, führt dies zu einem Anstieg bei der Kühlleistung.

Ebenfalls in Abbildung 17 zu erkennen ist, dass der Dampfmassenstrom im Absorber für alle Versuche höher ist als im Regenerator. Das Verhältnis von Dampfmassenstrom im Absorber zu dem im Regenerator liegt für den Versuch mit 50 °C bei 1,46 und für die drei weiteren zwischen 1,09 und 1,13. Im idealen stationären Betrieb müssen die Dampfmassenströme am Absorber und Regenerator jeweils gleich sein. Grund für die verschiedenen Dampfmassenströme können Messungenauigkeiten oder nicht-stationärer Betrieb sein.

In Abbildung 18 ist der Massenbilanzkoeffizient für Messreihe I dargestellt. Wäre ein idealer stationärer Betrieb vorhanden, ist dieser Wert 1,0 (grüne Linie). Die Werte der Massenbilanzkoeffizienten liegen jedoch im Durchschnitt bei 1,07 für den Regenerator und bei 0,90 für den Absorber. Ein Wert von 0,9 für den Absorber bedeutet, dass am Absorber eine geringere luftseitige Abgabe an Wasser gemessen wurde als sorbensseitig aufgenommen wurde. Dies kann durch Messungenauigkeiten und nicht stationäre Betriebsweise erklärt werden. Insbesondere die Dichtemessung hat hierbei einen großen Einfluss. Wie aus Abbildung 18 zu entnehmen ist, ist der Fehlerbalken für alle Messpunkte sehr groß. Diese großen Fehlerbalken lassen sich auf die Dichtemessung zurückführen. Während des Betriebs der Anlage entsteht eine Dichtedifferenz zwischen den beiden Sorbensströmen aufgrund des unterschiedlichen Wasseranteils in den Lösungen. Diese Dichtedifferenz wird verwendet, um die aufgenommene oder abgegebene Wassermenge zu berechnen, die in die Massenbilanz einfließt. Während der Versuche sind die Dichtedifferenzen in der Regel sehr gering und liegen oft sogar unter den Genauigkeitsangaben des Herstellers für die Dichtemessung von 5 kg/m³. Mit steigender Heizwassertemperatur verringern sich die Fehlerbalken, da sich die Dichtedifferenz der beiden

Sorbensmassenströme erhöht. Die Messabweichung des Dichtemessgerätes ist mit $\pm 5 \text{ kg/m}^3$ angegeben und wirkt sich somit bei kleinen Differenzen stärker aus als bei großen Dichtedifferenzen.

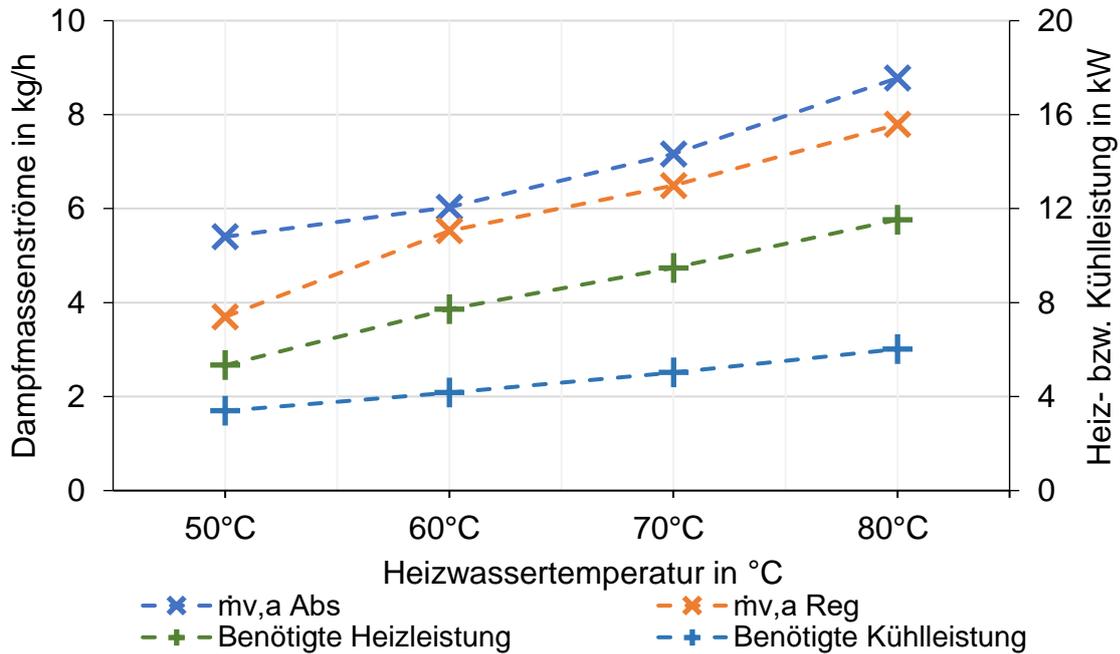


Abbildung 17: Dampfmassenströme und benötigte Heiz- und Kühlleistungen Messreihe I ($T_{a,\text{ein}} = 25^{\circ}\text{C}$, $x_{a,\text{ein}} = 14 \text{ g/kg}$, $\dot{V}_{a,\text{Abs}} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{V}_{a,\text{Reg}} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_{HW} = 50 \dots 80^{\circ}\text{C}$, $\dot{V}_{HW} = 1000 \text{ l/h}$, $T_{KW} = 25^{\circ}\text{C}$, $\dot{V}_{KW} = 2000 \text{ l/h}$).

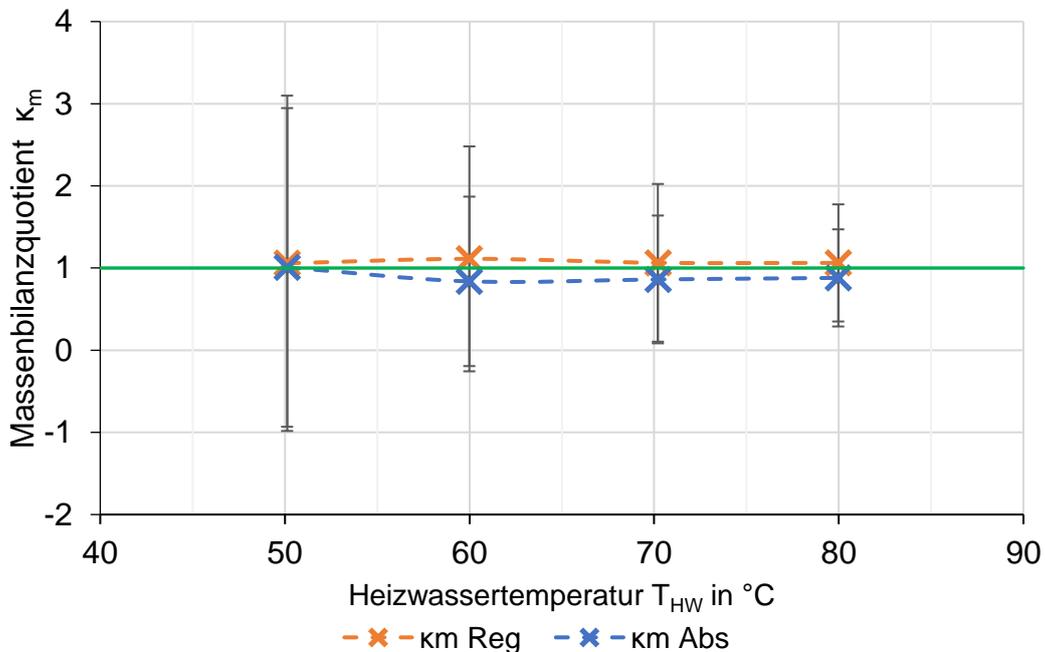


Abbildung 18: Massenbilanzquotient Messreihe ($T_{a,\text{ein}} = 25^{\circ}\text{C}$, $x_{a,\text{ein}} = 14 \text{ g/kg}$, $\dot{V}_{a,\text{Abs}} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{V}_{a,\text{Reg}} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_{HW} = 50 \dots 80^{\circ}\text{C}$, $\dot{V}_{HW} = 1000 \text{ l/h}$, $T_{KW} = 25^{\circ}\text{C}$, $\dot{V}_{KW} = 2000 \text{ l/h}$).

3.2.2. Kühlwassertemperatur (Messreihe II)

Die luftseitigen Dampfmassenströme für Messreihe II sind in Abbildung 19 dargestellt. Der luftseitige Dampfmassenstrom am Absorber sinkt mit steigender Kühlwassertemperatur von 8 g/kg auf 4,8 g/kg. Das Verhältnis der Dampfmassenströme von Absorber zu Regenerator liegt im Bereich von 1,05 (bei 25 °C) bis 1,18 (bei 15 °C). Je niedriger die Kühlwassertemperatur ist, umso höher ist das Dampfdruckgefälle zwischen Sorbens und Luft. Gleichzeitig sinkt mit steigender Kühlwassertemperatur die Kühlleistung. Die Heizleistung ändert sich kaum, da die Heizwassertemperatur in dieser Messreihe konstant 60 °C betrug. Bei einer Kühlwassertemperatur von 15 °C und einer Heizwassertemperatur von 60 °C konnte eine ähnliche Entfeuchtung realisiert werden, wie bei einer Heizwassertemperatur von 80 °C mit einer Kühlwassertemperatur von 25 °C (siehe Messreihe I). Bei der Feldtestanlage mit Nasskühlturm ist die Kühlwassertemperatur begrenzt durch den Luftzustand. Bei einem Außenluftzustand von 25 °C und 14 g/kg beträgt die Feuchtkugeltemperatur ca. 21,5 °C. Daraus lässt sich schließen, dass die minimale Kühlwassertemperatur durch den Nasskühlturm bei ca. 24,5 °C liegt. Aus diesem Grund stellt die Heizwassertemperatur für den Feldtest die einzige Variable dar, um die Entfeuchtung zu steuern. Aus diesem Grund soll die Vorlauftemperatur des Heizwassers zum Regenerator in Abhängigkeit von der Außenluftfeuchte geregelt werden. Dadurch soll vermieden werden, dass die Luft unnötig tief entfeuchtet wird.

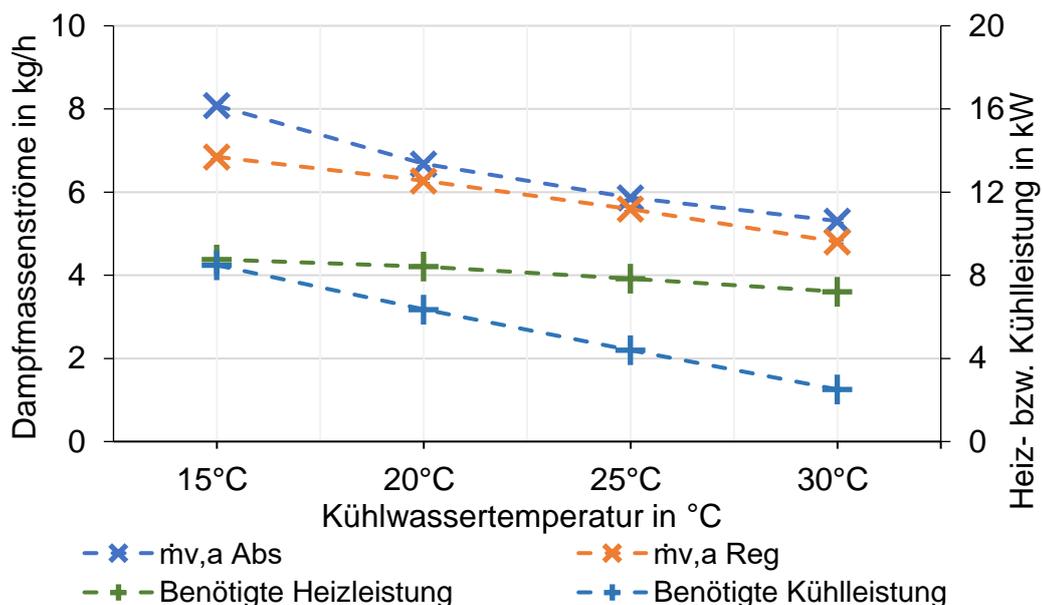


Abbildung 19: Dampfmassenströme und benötigte Heiz- und Kühlleistungen Messreihe II ($T_{a,\text{ein}} = 25^\circ\text{C}$, $x_{a,\text{ein}} = 14 \text{ g/kg}$, $\dot{V}_{a,\text{Abs}} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{V}_{a,\text{Reg}} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_{\text{HW}} = 60^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{\text{HW}} = 1000 \text{ l/h}$, $T_{\text{KW}} = 15 \dots 30^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{\text{KW}} = 2000 \text{ l/h}$).

3.2.3. Wasserbeladung (Messreihe III und Messreihe VII)

Abbildung 20 zeigt die gemessene Entfeuchtungsbreite für den Absorber sowie die gemessene Befeuchtungsbreite für den Regenerator für Messreihe III und VII. Bei beiden Messreihen wird der Wassergehalt der Luft am Eintritt zum Absorber (und Regenerator) variiert, allerdings ist bei Messreihe VII die Luft- und Kühlwassertemperatur 30 °C anstatt 20 °C (Messreihe III). Sowohl die Be- als auch

Entfeuchtungsbreite beider Messreihen steigt mit steigender Wasserbeladung der Luft annähernd linear, aufgrund der steigenden Dampfdruckdifferenz zwischen Sorbens und Luft. Die Werte der Be- und Entfeuchtungsbreiten von Messreihe III sind höher als die von Messreihe VII, da die Kühlwassertemperatur (und Lufttemperatur) geringer sind.

Zudem sind die Eintrittsfeuchten am Regenerator geringer als die am Absorber. Die Messpunkte sind dadurch nach links versetzt. Dies ist vermutlich einer Schichtung in der Luftkonditionierungsanlage, wie bereits zuvor erwähnt, geschuldet.

Da der Luftstrom am Regenerator mit circa 300 m³/h nur 30 % des Luftstroms am Absorber beträgt, muss die Differenz in der Wasserbeladung (Δx) bei erstgenanntem etwa ein Dreifaches betragen. Dies lässt sich anhand der größeren Steigungen der Kurven des Regenerators erkennen.

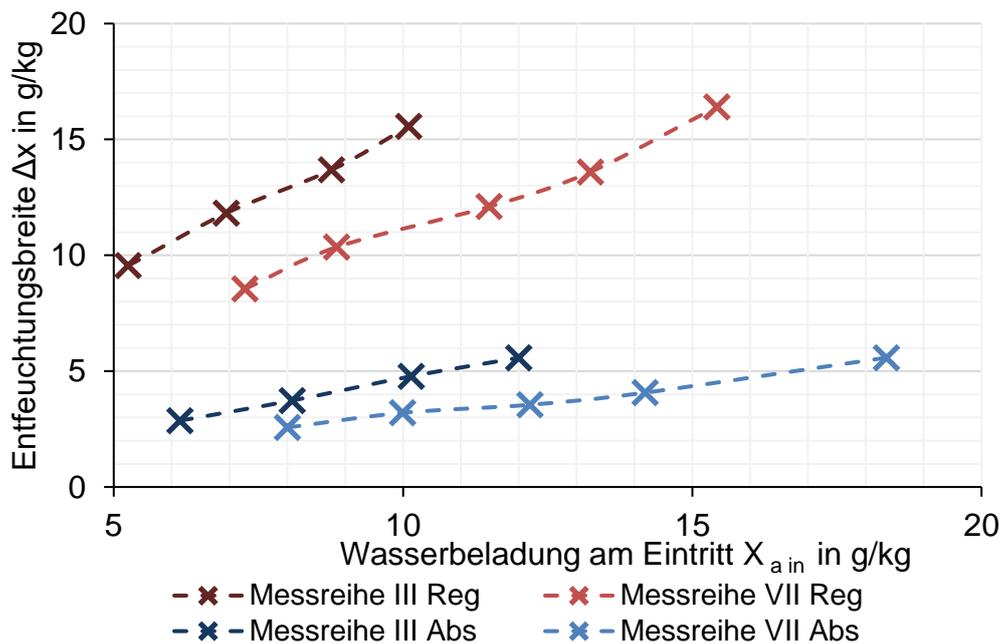


Abbildung 20: Gemessene Ent- bzw. Befeuchtungsbreite Δx in Abhängigkeit von der Beladung am Eintritt von Absorber bzw. Regenerator für die Messreihen III ($T_{a,ein} = 20^\circ\text{C}$, $x_{a,ein} = 6 \dots 12 \text{ g/kg}$, $\dot{V}_{a,Abs} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{V}_{a,Reg} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_{HW} = 60^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{HW} = 1000 \text{ l/h}$, $T_{KW} = 20^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{KW} = 2000 \text{ l/h}$) und VII ($T_{a,ein} = 30^\circ\text{C}$, $x_{a,ein} = 8 \dots 18 \text{ g/kg}$, $T_{KW} = 30^\circ\text{C}$).

In Abbildung 21 sind für Messreihe III die luftseitigen Dampfmassenströme am Absorber und Regenerator sowie die aus Messdaten ermittelte Heiz- und Kühlleistung dargestellt. Der Dampfmassenstrom erhöht sich von 3,8 g/kg auf 6,6 g/kg am Absorber mit steigender Wasserbeladung am Eintritt aufgrund des größer werdenden Dampfdruckgefälles zwischen Sorbens Luft. Die Kühl- und Heizleistung steigen ebenfalls.

Exemplarisch ist der Massenbilanzquotient κ_m des Absorbers und des Regenerators für Messreihe VII in Abbildung 22 dargestellt. Während die Werte für den Regenerator nahe 1 liegen, liegen die Werte für die Absorption bei einem durchschnittlichen Wert von 0,78. Auch hier liegt der Idealwert von 1 innerhalb der Fehlerbalken, welche aufgrund der Messunsicherheit in der Dichtemessung sehr groß sind, wie bereits erläutert.

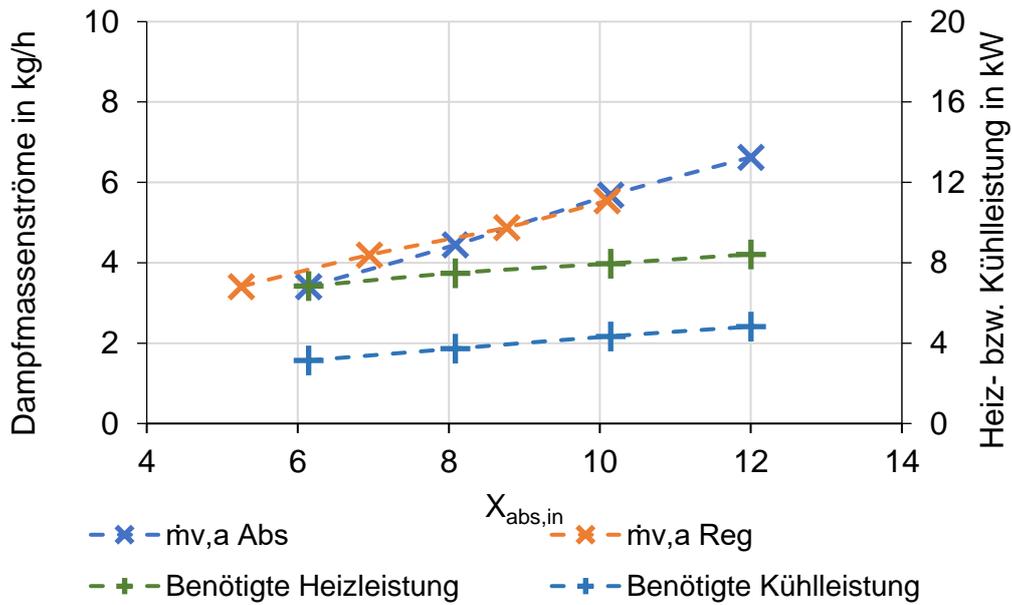


Abbildung 21: Dampfmassenströme und benötigte Heiz- und Kühlleistungen Messreihe III ($T_{a,ein} = 20^\circ\text{C}$, $x_{a,ein} = 6 \dots 12 \text{ g/kg}$, $\dot{V}_{a,Abs} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{V}_{a,Reg} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_{HW} = 60^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{HW} = 1000 \text{ l/h}$, $T_{KW} = 20^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{KW} = 2000 \text{ l/h}$).

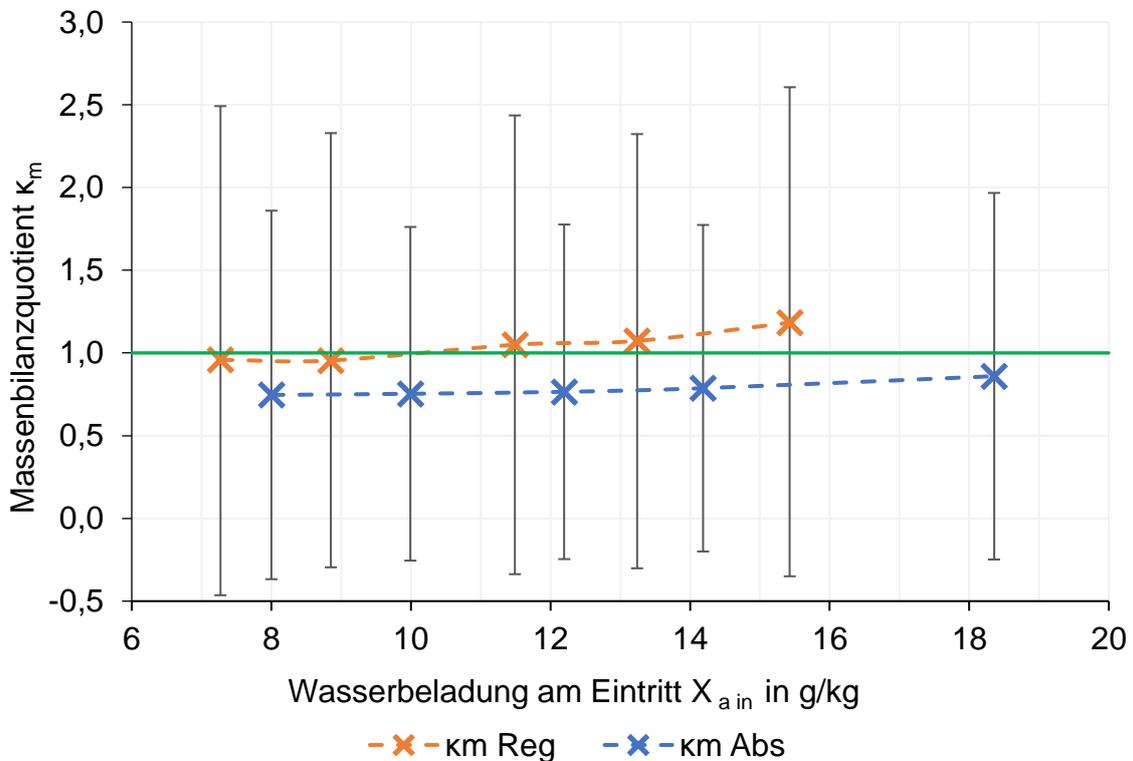


Abbildung 22: Massenbilanzquotient Messreihe VII ($T_{a,ein} = 30^\circ\text{C}$, $x_{a,ein} = 8 \dots 18 \text{ g/kg}$, $\dot{V}_{a,Abs} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{V}_{a,Reg} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_{HW} = 60^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{HW} = 1000 \text{ l/h}$, $T_{KW} = 30^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{KW} = 2000 \text{ l/h}$).

3.2.4. Heizwasservolumenstrom (Messreihe IV)

Verglichen mit den bisherigen Parametern, hat die Variation des Heizwasservolumenstroms zwischen 500 und 1800 l/h einen geringeren Einfluss auf die übertragenen Dampfmassenströme. Diese erhöhen sich mit steigendem Volumenstrom nur geringfügig, wie in Abbildung 23 dargestellt ist. Da mit steigendem Volumenstrom die Pumpenleistung für die Bereitstellung des Heizwassers ansteigt ist ein Betrieb mit Volumenströmen von mehr als 1000 l/h nicht sinnvoll.

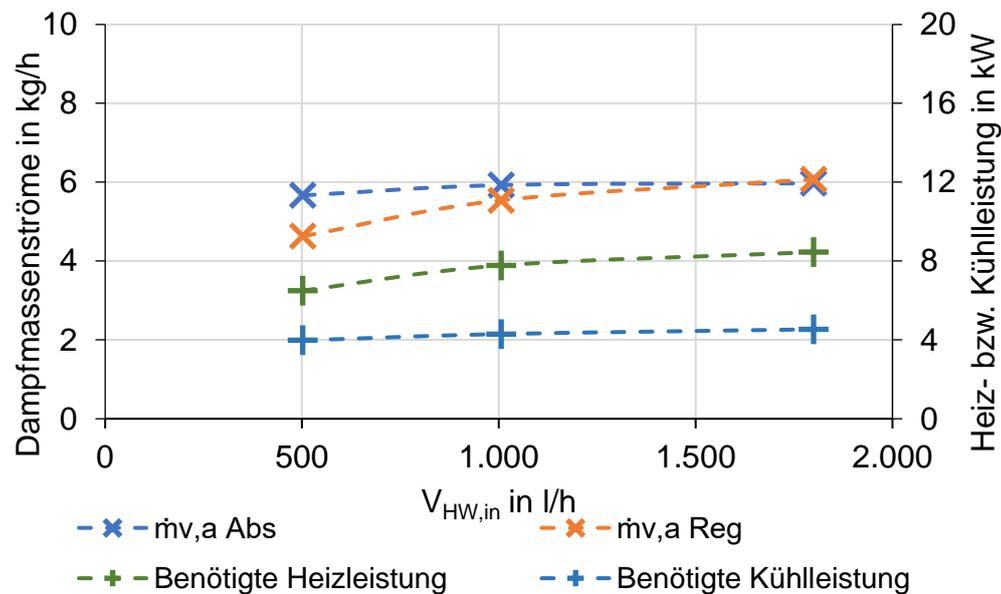


Abbildung 23: Dampfmassenströme und benötigte Heiz- und Kühlleistungen Messreihe IV ($T_{a,ein} = 25^\circ\text{C}$, $x_{a,ein} = 14 \text{ g/kg}$, $\dot{V}_{a,Abs} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{V}_{a,Reg} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_{HW} = 60^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{HW} = 500 \dots 1800 \text{ l/h}$, $T_{KW} = 25^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{KW} = 2000 \text{ l/h}$).

3.2.5. Kühlwasservolumenstrom (Messreihe V)

Eine Veränderung des Kühlwasservolumenstroms zwischen 500 und 2000 l/h hat ebenfalls nur einen geringen Einfluss auf den übertragenen Dampfmassenstrom, wie aus Abbildung 24 ersichtlich wird. Eine Verdopplung des Kühlwasservolumenstroms beispielsweise führt lediglich zu einer Erhöhung des Dampfmassenstroms von 11%. Durch einen größeren Kühlwasservolumenstrom sinkt die mittlere Temperatur des Sorbens im Absorber. Wie auch beim Heizwasservolumenstrom muss der Stromverbrauch der Kühlwasserpumpe mitberücksichtigt werden, sodass hier tendenziell ein Optimum für den Kühlwasservolumenstrom gefunden werden kann.

3.2.1. Luftvolumenstrom Absorber (Messreihe VI)

Mit steigendem Luftvolumenstrom erhöht sich der übertragene Dampfmassenstrom, allerdings sinkt die relative Entfeuchtung der Luft, sodass die Wasserbeladung am Austritt (siehe Abbildung 25) steigt. Wenn der Schwerpunkt auf einem möglichst hohen übertragenen Dampfmassenstrom liegt und nicht auf einer möglichst geringen Feuchte am Austritt, ist ein Betrieb oberhalb von 1000 m³/h gut machbar. Für den Betrieb im Feldtest ist jedoch die Austrittsfeuchte maßgebend. Darüber hinaus ist der Luftvolumenstrom durch eine Luftwechselzahl für den Anwendungsfall vorgegeben. Zu große Luftvolumenströme können auf Dauer zu Strömungsmitteln des Sorbens führen (*carry-over*). Der gemessene Dampfmassenstrom am Regenerator steigt mit zunehmendem Luftvolumenstrom am

Absorber nur unwesentlich an, da vermutlich noch kein stationärer Zustand in Bezug auf den Sorbensspeicher vorlag.

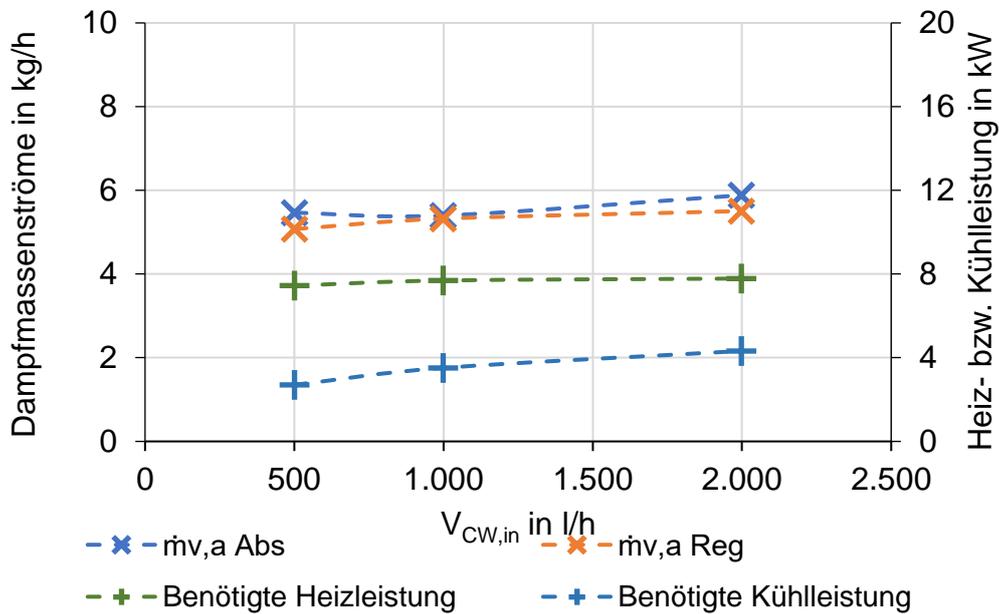


Abbildung 24: Dampfmassenströme und benötigte Heiz- und Kühlleistungen Messreihe V ($T_{a,ein} = 25^\circ\text{C}$, $x_{a,ein} = 14 \text{ g/kg}$, $\dot{V}_{a,Abs} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{V}_{a,Reg} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_{HW} = 60^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{HW} = 1000 \text{ l/h}$, $T_{KW} = 25^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{KW} = 500 \dots 2000 \text{ l/h}$).

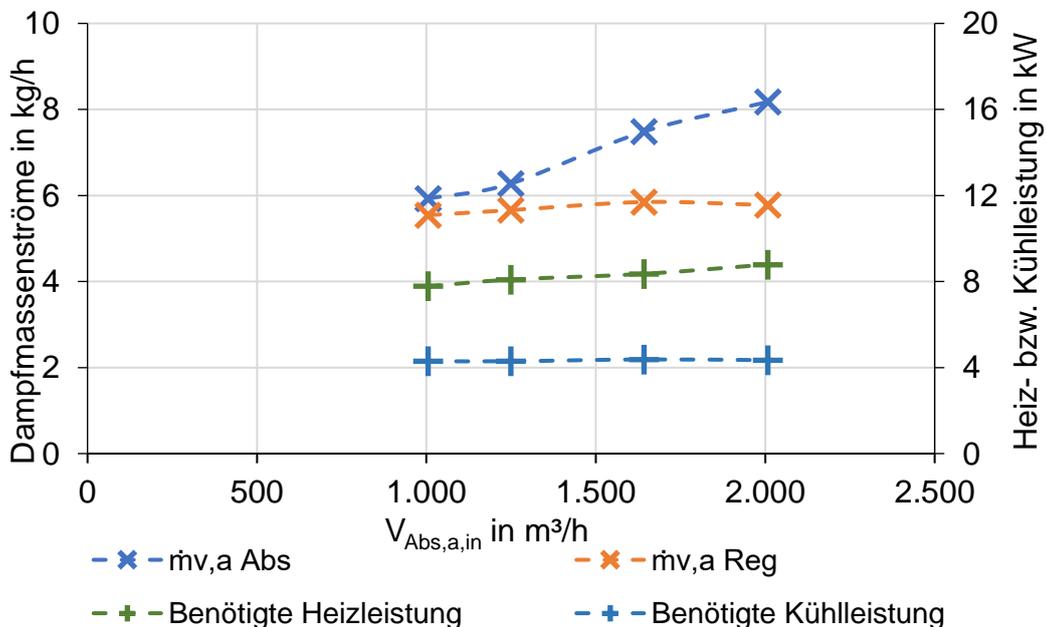


Abbildung 25: Dampfmassenströme und benötigte Heiz- und Kühlleistungen Messreihe VI ($T_{a,ein} = 25^\circ\text{C}$, $x_{a,ein} = 14 \text{ g/kg}$, $\dot{V}_{a,Abs} = 1000 \dots 2000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{V}_{a,Reg} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_{HW} = 60^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{HW} = 1000 \text{ l/h}$, $T_{KW} = 25^\circ\text{C}$, $\dot{V}_{KW} = 2000 \text{ l/h}$).

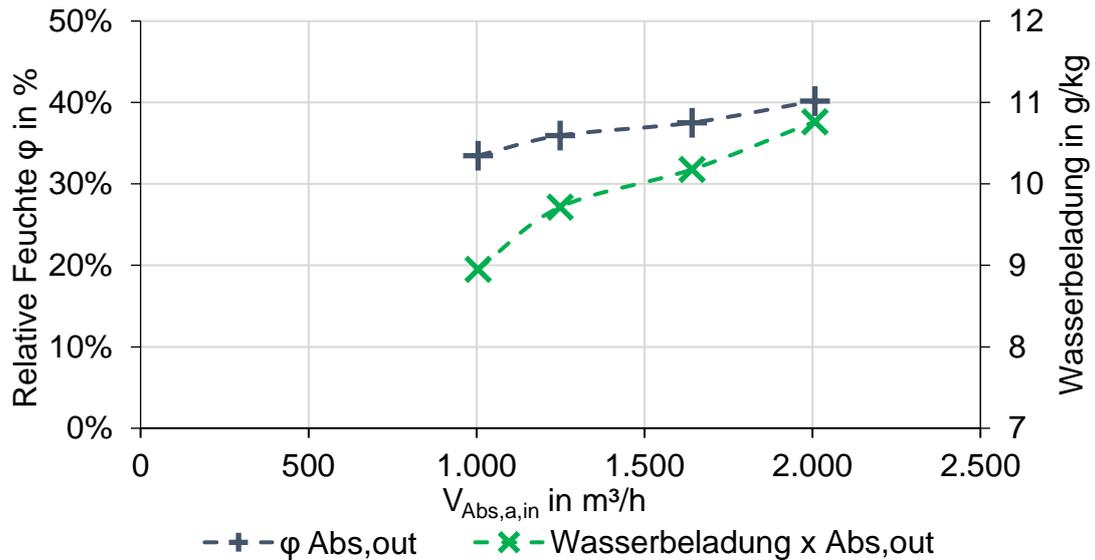


Abbildung 26: Relative Austrittsfeuchte und Wasserbeladung am Absorberaustritt Messreihe VI ($T_{a,ein} = 25^\circ C$, $x_{a,ein} = 14$ g/kg, $\dot{V}_{a,Abs} = 1000 \dots 2000$ m^3/h , $\dot{V}_{a,Reg} = 300$ m^3/h , $T_{HW} = 60$ $^\circ C$, $\dot{V}_{HW} = 1000$ l/h, $T_{KW} = 25$ $^\circ C$, $\dot{V}_{KW} = 2000$ l/h).

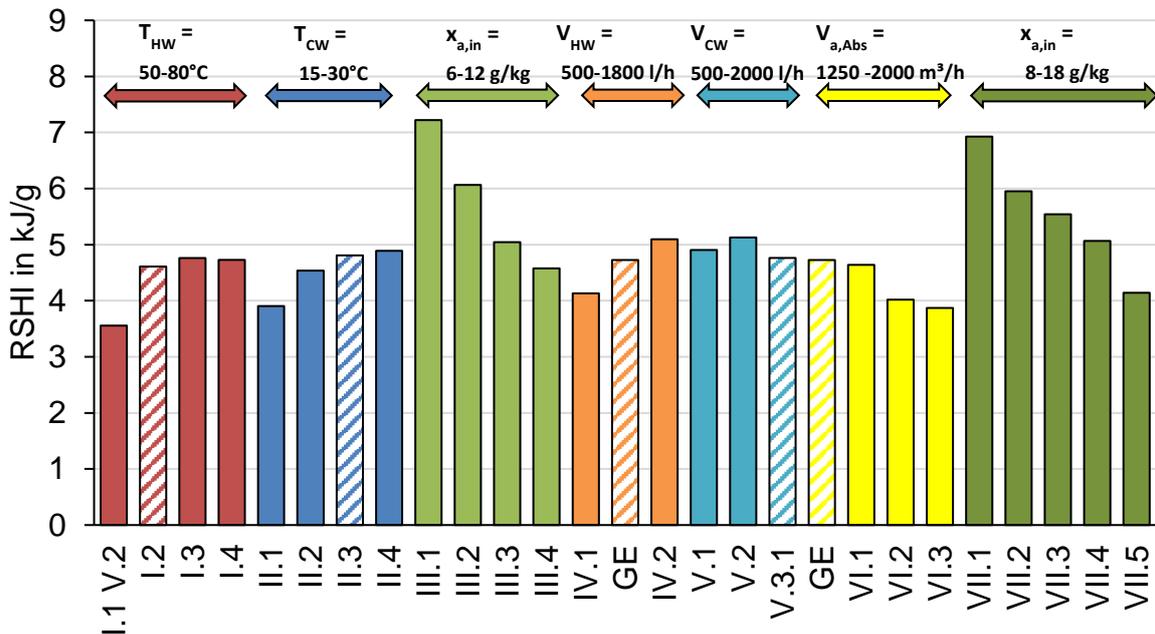


Abbildung 27: Regenerator Specific Heat Input (RSHI) für alle durchgeführten Messreihen.

3.2.1. Energetische Betrachtung

Der RSHI gibt den Energiebedarf der Regeneration pro kg bzw. g aufgenommenen Wassers am Absorber an. Je niedriger der RSHI-Wert, desto geringer ist der spezifische Energieaufwand für die Entfeuchtung. Der Verlauf für die verschiedenen Messreihen ist in Abbildung 27 zu sehen. GE steht für Grundeinstellung und bildet den Referenzfall ab.

Für die meisten Versuche liegt der RSHI-Wert zwischen 4 bis 5 kJ/g. Die geringsten RSHI-Werte liegen bei den Versuchen I.1 und II.1 mit 3,56 kJ/g und 3,90 kJ/g vor. Der sehr niedrige Wert von Versuch I.1 ist jedoch kritisch zu hinterfragen, da sich die Anlage während des Versuchs noch nicht im stationären Zustand befand, wie sich bei der Auswertung herausstellte. Bei den anderen Versuchen von Messreihe I bleibt der RSHI relativ konstant bei 4,6 bis 4,7 kJ/g. Das heißt, dass zwar die Entfeuchtung deutlich steigt mit der Heizwassertemperatur, aber im gleichen Maße sich auch die Heizleistung erhöht. Die Verbesserung der Wasseraufnahme durch geringe Kühlwassertemperaturen bei Messreihe II zeichnet sich auch beim RSHI ab. Der geringe RSHI-Wert mit 3,9 kJ/g bei Versuch II.1 lässt sich durch die geringe Kühlwassertemperatur von 15 °C begründen, da die Kühlleistung nicht in den RSHI mit eingeht.

Bei III.1 und VII.1 ist der RSHI-Wert deutlich höher als der Durchschnitt aller Versuche und liegt bei 7 kJ/g. Dies ist auf die geringe Wasserbeladung der Eintrittsluft zurückzuführen, da nur wenig Wasser vom Sorbens aufgenommen werden kann.

Wie zuvor gezeigt, hat der Heizwasservolumenstrom (Messreihe IV) keinen großen Einfluss auf die Entfeuchtungsleistung, allerdings zeigt Abbildung 27, dass sich der RSHI-Wert um 25 % von 4,1 kJ/g auf 5,1 kJ/g erhöht. Somit ist, wie bereits erläutert, für den Feldtest ein möglichst niedriger Heizwassermassenstrom festzulegen.

Um sowohl die Kühlleistung und Heizleistung für die energetische Bewertung zu berücksichtigen ist in Abschnitt 2.2.1 der COP_{therm} eingeführt worden. Diese Kennzahl ist für alle durchgeführten Messreihen in Abbildung 28 dargestellt. Für alle Messreihen liegt der COP_{therm} im Bereich von 0,23 bis 0,43. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass diese Kennzahl keine Aussage darüber trifft, bis zu welcher Austrittsfeuchte entfeuchtet werden kann. So ist bspw. bei Messung II der Luftzustand am Eintritt für alle vier Versuche identisch. Bei einer sehr hohen Kühlwassertemperatur (Versuch II.4) ist die Kühlleistung gering und somit der COP_{therm} hoch. Allerdings ist die Wasserbeladung am Austritt vom Absorber bei Versuch II.2 8,3 g/kg und bei Versuch II.4 hingegen nur bei 9,7 g/kg.

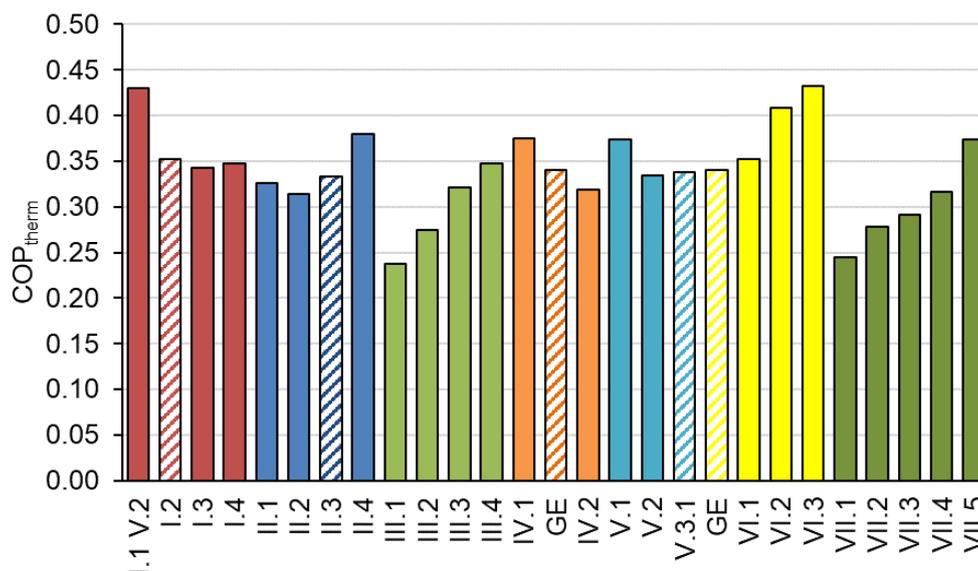


Abbildung 28: COP_{therm} für alle durchgeführten Messreihen.

3.3. AP3 Integration einer LDAC-Pilotanlage in eine GDRA

Die nachfolgenden Fotos in Abbildung 29 und Abbildung 30 zeigen als Ergebnis das umgesetzte Luftentfeuchtungssystem am Standort der GDRA Neu-Eichenberg. Die Entfeuchtungsanlage wurde mit einer eigenen Regelung und Steuerung ausgestattet, welche beispielsweise die Zuluftklappen ansteuert, die LDAC-Anlage ein- oder ausschaltet oder die Vorlauftemperatur des Heizwassers einstellt. Die LDAC-Anlage selbst besitzt eine eigene interne Regelung und Steuerung welche beispielsweise die Drehzahlen der Ventilatoren und Sorbenspumpen je nach gewünschten Volumenströmen vorgibt. Zur Fernüberwachung der LDAC-Anlage wurde mittels TeamViewer eine Verbindung zu LabVIEW auf dem Messrechner der Anlage eingerichtet. Des Weiteren wurde auch ein Fernzugriff auf die Steuerung der Entfeuchtungsanlage eingerichtet. Zudem wurden Fehlermeldungen via E-Mail an die im Vorhaben tätigen wissenschaftlichen Mitarbeiter gesandt.

3.4. AP4 Feldtest der LDAC-Pilotanlage

Im folgenden Abschnitt wird eine Auswahl an Ergebnisse aus dem Feldtest dargestellt. Dabei werden zunächst die relevanten Messdaten der LDAC-Anlage gezeigt und anschließend die Energieeinsparungen, die durch die Integration der Entfeuchtungsanlage erzielt werden konnten, diskutiert.

3.4.1. Evaluation LDAC-Anlage

In Abbildung 31 ist der Wassergehalt der Luft am Absorbereintritt $x_{abs,in}$ und Absorberaustritt $x_{abs,out}$ seit Betrieb der Feldtestanlage (Juni 2020) dargestellt. Die Differenz aus diesen beiden Werten stellt die Entfeuchtungsbreite des Absorbers dar und ist in Abbildung 32 dargestellt. Bei Unterbrechungen des Verlaufs liegen keine Messdaten vor. Die minimale GAT, die vom Netzbetreiber als zulässig erachtet wird, liegt bei 4 °C. Daraus lässt sich ableiten, dass eine Luftentfeuchtung auf eine Taupunkttemperatur von 1 °C im Ex-Schutzraum ausreichend ist, wenn von einem Offset von 3 K bei der Taupunktregelung ausgegangen wird (siehe Gleichung (11)). Ein Taupunkt von 1 °C entspricht einem Wassergehalt der Luft von ca. 4 g/kg. Es ist zu erkennen, dass selbst in den Wintermonaten an manchen Tagen ein Entfeuchtungsbedarf besteht, da der Wassergehalt der Außenluft deutlich oberhalb von 4 g/kg liegt (siehe $x_{abs,in}$ in Abbildung 31).

Im Sommer 2021 war im Vergleich zum Sommer 2020 der Kühlturm in Betrieb und der Absorber konnte somit intern gekühlt werden, was zu einer höheren Luftentfeuchtung beiträgt. Dieser Unterschied ist deutlich in Abbildung 32 zu erkennen. Die Entfeuchtungsbreite beträgt im Sommer (Juni – August) 2020 durchschnittlich 4 g/kg und im Sommer 2021 6 g/kg. Im Juni 2021 konnte die LDAC-Anlage nur mit geringen Heizwassertemperaturen (35-40 °C) für die Regeneration betrieben werden, da das regenerative Wärmeversorgungssystem fehlerhaft lief. Die Kühlwassertemperatur, die mit dem Kühlturm erreicht werden konnte, ist von der Taupunkttemperatur abhängig, wie in Abbildung 33 zu erkennen. Mit Ausnahme einiger erkennbarer Ausreißer liegt die Kühlwassertemperatur um 1 bis 5 K oberhalb der Taupunkttemperatur.



Abbildung 29: Das Foto zeigt das aufgebaute Gesamtsystem in Neu-Eichenberg. Der Sorptionscontainer zusammen mit dem Kühlturm befindet sich in Bildmitte und im Hintergrund das GDRA-Gebäude. Rechts im Bild sind die Regenwasserspeicher mit Anbindung an die Dachrinne des Gebäudes zu erkennen.



Abbildung 30: Blick auf den Kühlturm und in den Sorptionscontainer. Neben dem Kühlturm ist das Hauswasserwerk zu erkennen, welches den Kühlturm mit Zusatzwasser (Regenwasser) speist. Rechts im Bild sind die Zuluftrohre zum Ex-Schutzraum mit Lüftungsclappen zu sehen.

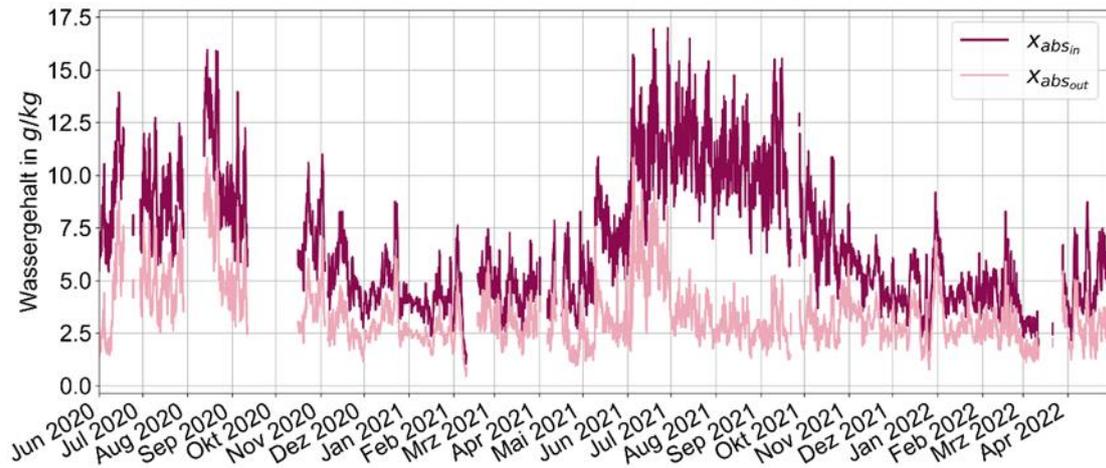


Abbildung 31: Stündlich gemittelter Wassergehalt der Luft am Absorbereintritt $x_{abs,in}$ und Absorberaustritt $x_{abs,out}$ von Juni 2020 bis April 2022.

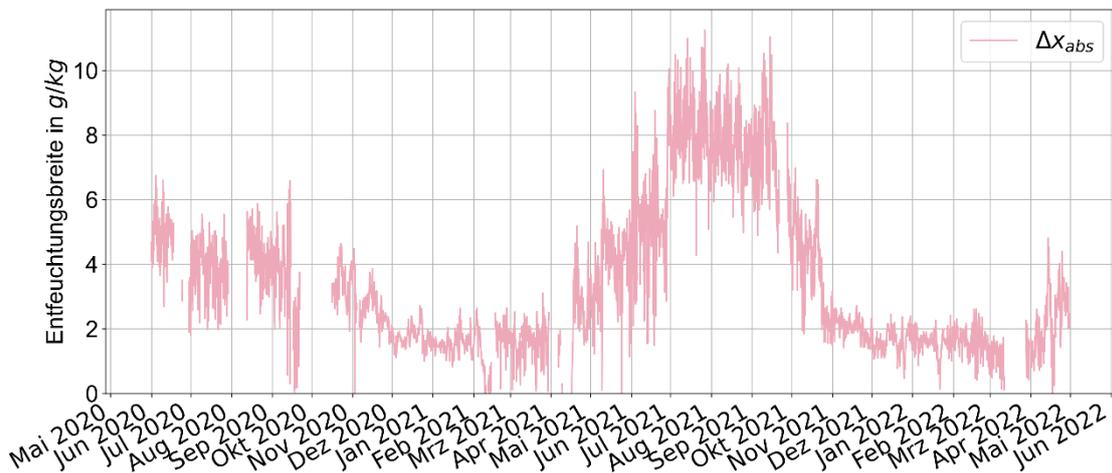


Abbildung 32: Stündlich gemittelte Entfeuchtungsbreite Δx_{abs} am Absorber von Juni 2020 bis April 2022.

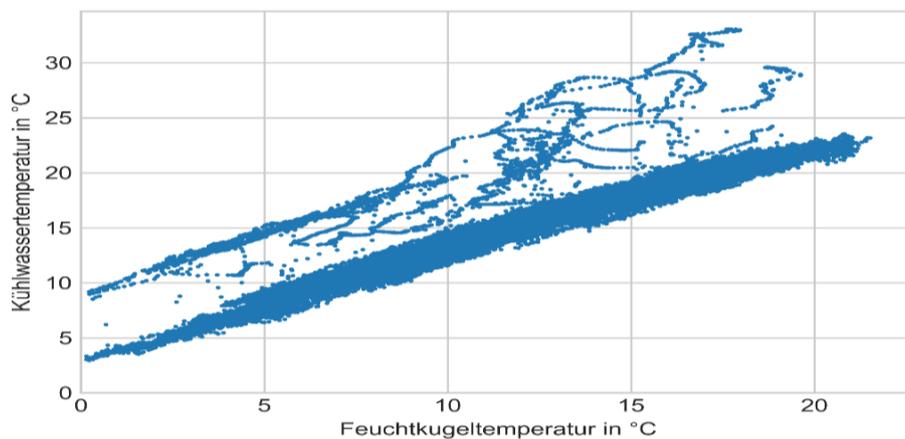


Abbildung 33: Kühlwassertemperatur in Abhängigkeit der Feuchtkugeltemperatur im Zeitraum 27.04.21 bis 20.09.21.

Die gemessene Heizwasservorlauftemperatur (T_{HW}) sowie die durch die Funktion zur Steuerung der Entfeuchtung (siehe Kapitel 2.4.1) vorgegebene Soll-Heizwasservorlauftemperatur ($T_{HW,soll}$) zum Regenerator sind in Abbildung 34 dargestellt. Um sicherzustellen, dass die konzentrationsabhängige Kristallisationstemperatur des Sorbens nicht erreicht bzw. unterschritten wird, wurde wie in Abschnitt 2.4.1 erläutert, die Kurve für die Heizwassertemperatur im Winter angepasst, sodass geringere Heizwassertemperaturen (35-45 °C) für die Regeneration verwendet werden. Die abrupt verringerte Heizwassertemperatur Anfang Dezember 2020 und Anfang Oktober 2021 ist deutlich zu erkennen. Außerdem fällt auf, dass die Heizwassertemperatur im Sommer selten mehr als 60 °C erreicht und häufig nicht die vorgegebene Solltemperatur erreicht. Dies lässt sich dadurch begründen, dass der Speicher selten Temperaturen über 60 °C erreicht hat und falls doch eine bereits bestehende Regelung im Wärmeversorgungssystem eine Begrenzung der Vorlauftemperatur auf 55 °C vorgesehen hat, um ein zu starkes Erwärmen des Heizkreises zu verhindern. Dass eine solche Regelung besteht, wurde leider erst zum Ende des Feldtests in Erfahrung gebracht. In Abbildung 34 sind ebenfalls die gemessenen Kühlwassertemperaturen am Absorbereintritt dargestellt.

Aufgrund des Betriebs ohne Kühlturm im Jahr 2020 und mit Kühlturm im Jahr 2021 können die Entfeuchtungsbreiten in Abhängigkeit der Betriebsweise evaluiert werden. In Abbildung 35 sind die erzielten Entfeuchtungsbreiten Δx_{abs} (Stundenmittelwerte) für die Jahre 2020 und 2021 (Herbst und Winter) ohne Betrieb des Kühlturms und in Abbildung 37 für das Jahr 2021 mit Betrieb des Kühlturms in Abhängigkeit des Wassergehalts der Außenluft dargestellt. Sowohl beim Betrieb mit Kühlung des Absorbers als auch ohne steigt die Entfeuchtungsbreite mit steigendem Wassergehalt, da sich das Dampfdruckgefälle erhöht.

Die Entfeuchtungsbreite ist erwartungsgemäß bei Kühlung des Absorbers höher als bei Betrieb ohne Kühlung, da sich ohne Kühlung des Absorbers eine höhere Temperatur im Absorber einstellt und somit die Dampfdruckdifferenz zwischen Luft und Sorbensoberfläche kleiner ist. Durch die Kühlung des Absorbers wird die während des Absorptionsprozesses freiwerdende Wärme abgeführt, wodurch die Dampfdruckdifferenz größer ist als bei einem Prozess ohne Kühlung, da sich die Luft und das Sorbens nicht so stark erwärmen. In Abbildung 36 ist die Lufttemperatur am Eintritt und Austritt vom Absorber dargestellt. In den Sommermonaten 2021 (Kühlturm in Betrieb) entspricht die Luftaustrittstemperatur aufgrund der Kühlung nahezu der Lufteintrittstemperatur.

In Abbildung 35 fällt allerdings auf, dass die Streuung der Entfeuchtungsbreite bei hohem Wassergehalt der Umgebungsluft bei Betrieb mit Kühlturm recht groß ist. Dies lässt sich mit dem unterschiedlichen Temperaturniveau von Heiz- und Kühlwasser erklären. In Abbildung 37 ist die Entfeuchtungsbreite mit Kühlung des Absorbers für verschiedene Temperaturdifferenzintervalle von Heiz- und Kühlwasser in unterschiedlichen Farben dargestellt. Je höher die Temperaturdifferenz zwischen Heiz- und Kühlwasser von der Flüssigsorptionsanlage, desto höher ist die Entfeuchtungsbreite bei identischem Wassergehalt der Außenluft. Dies ist darauf zurückzuführen, dass sich die Dampfdruckdifferenz zwischen Außenluft und Sorbensoberfläche im Regenerator mit steigender Heizwassertemperatur und im Absorber mit sinkender Kühlwassertemperatur erhöht. Beispielsweise liegt bei einem Wassergehalt der Außenluft von 12 g/kg bei einer Temperaturdifferenz im Bereich von 20-30 K die Entfeuchtungsbreite durchschnittlich bei 6 g/kg, wohingegen sie bei einer Temperaturdifferenz von 40-50 K durchschnittlich 8,5 g/kg beträgt. Beim Betrieb ohne Kühlturm bzw. Kühlwasser liegt die Entfeuchtungsbreite hingegen durchschnittlich bei nur 5 g/kg (Abbildung 35).

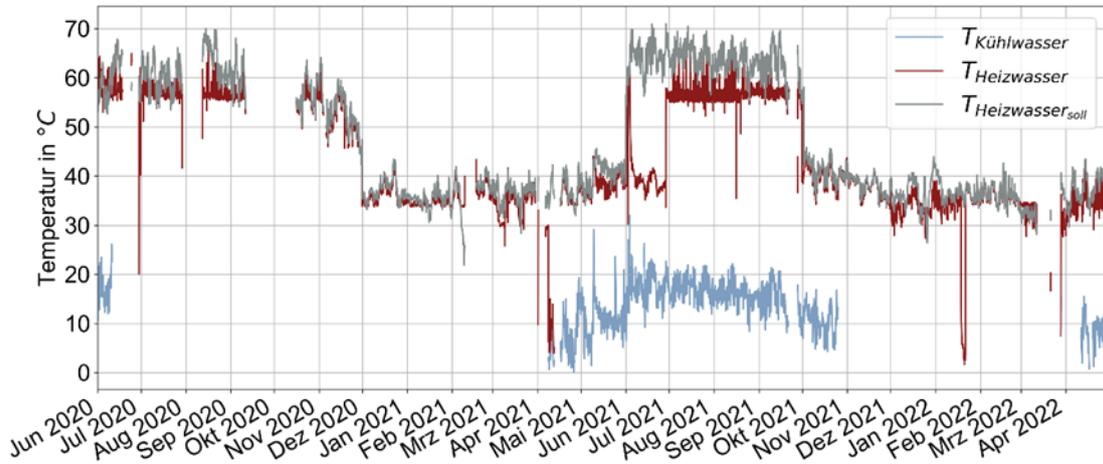


Abbildung 34: Gemessene Heiz- und Kühlwassertemperatur sowie Soll-Heizwassertemperatur zur Steuerung der Entfeuchtung von Juni 2020 bis April 2022.

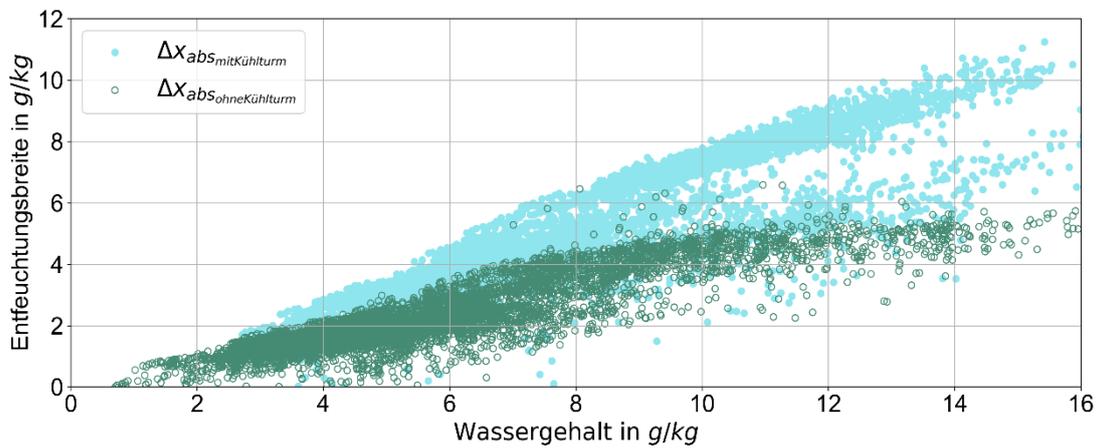


Abbildung 35: Stündlich gemittelte Entfeuchtungsbreite Δx_{abs} in Abhängigkeit des Wassergehaltes der Umgebungsluft für den Zeitraum von Juni 2020 bis April 2022.

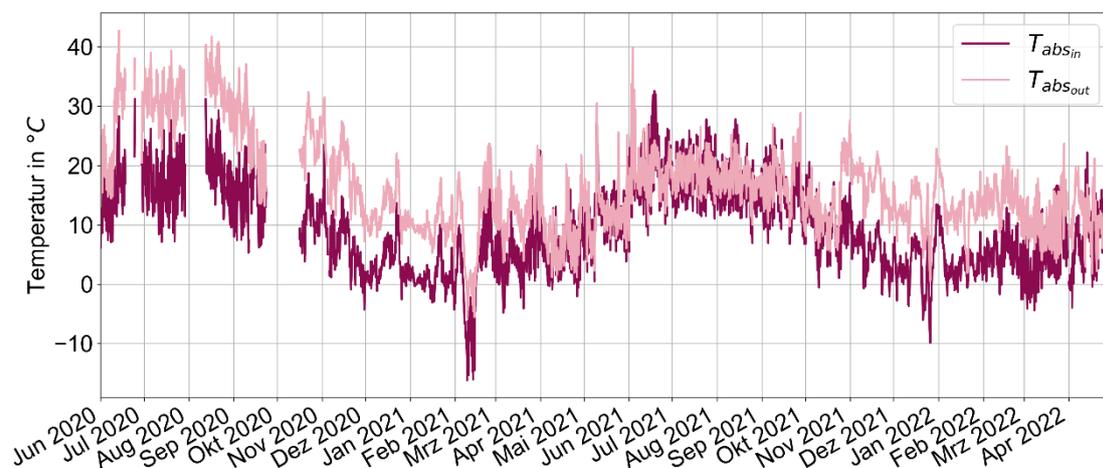


Abbildung 36: Stündlich gemittelte Eintritts- und Austrittstemperaturen der Luft am Absorber von Juni 2020 bis April 2022.

Die Taupunkttemperatur, die im Ex-Schutzraum gemessen wird, ist maßgeblich für die Regelung der GA. In Abbildung 38 ist die Taupunkttemperatur am Absorberaustritt und im Ex-Schutzraum dargestellt. Der Verlauf der Taupunkttemperaturen stimmt gut überein, allerdings ist tendenziell die Taupunkttemperatur des Sensors im Ex-Schutzraum höher. Es treten maximale Abweichung von bis zu 5 K auf. Ein Grund für diese Abweichungen konnte nicht identifiziert werden. Am 15.07.2021 wurde der Taupunktsensor im Ex-Schutzraum umpositioniert, um die Feuchteverteilung im Raum zu untersuchen. Es konnten jedoch keine auffälligen Abweichungen identifiziert werden.

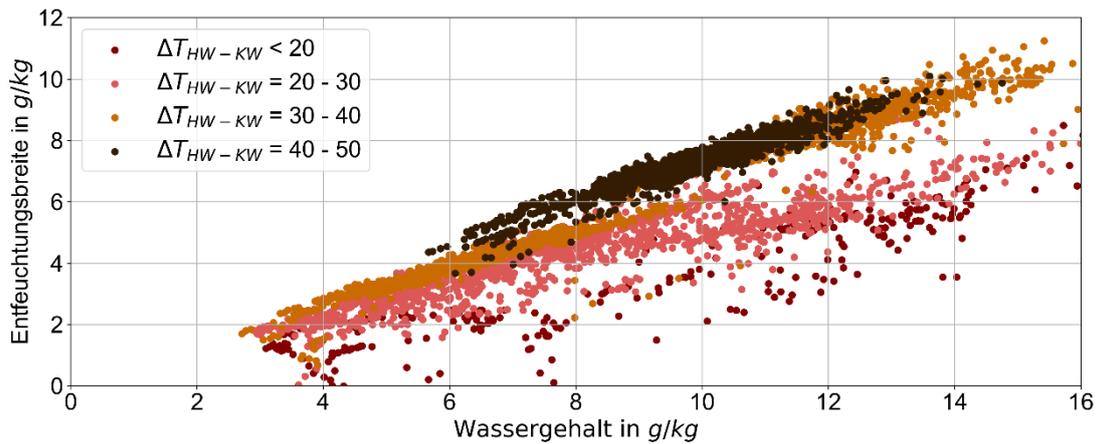


Abbildung 37: Stündlich gemittelte Entfeuchtungsbreite für den Betrieb mit Kühlturm in Abhängigkeit des Wassergehaltes der Umgebungsluft und der Temperaturdifferenz zwischen Heiz- und Kühlwasser.

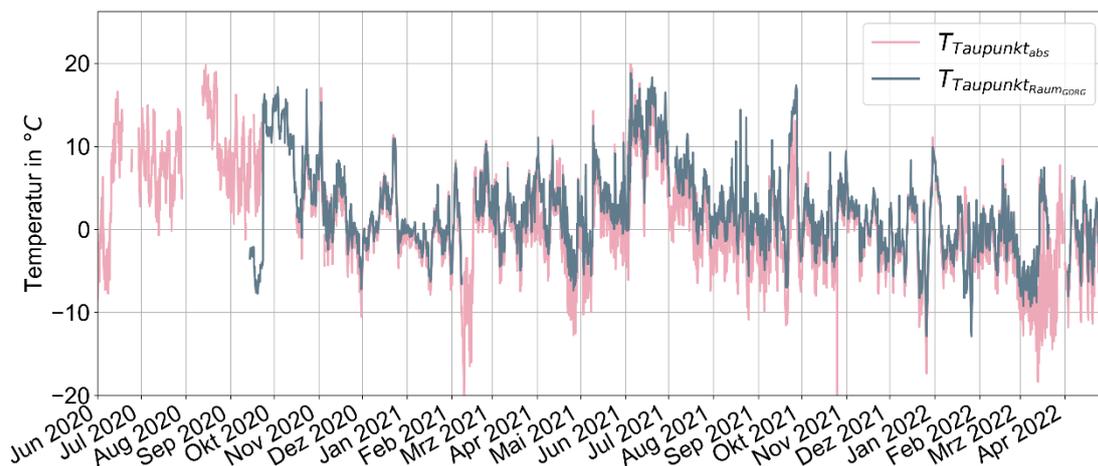


Abbildung 38: Stündlich gemittelte Taupunkttemperaturen gemessen direkt nach dem Absorber und im Ex-Schutzraum von Juni 2020 bis April 2022.

3.4.2. Evaluation Energieeinsparungen durch Luftentfeuchtung

Da 2021 das einzige Jahr ist, in dem der Feldtest komplett lief und die wenigsten Ausfälle bzgl. des regenerativen Wärmeversorgungssystem waren, wird anhand der Messdaten für 2021 die Evaluation der Energieeinsparungen durch die Luftentfeuchtung durchgeführt. In der betrachteten GDRA gab es im Jahr 2021 insgesamt einen Gasdurchsatz von 80,7 Mio. Nm³, wobei das Gas von ca. 50 bar auf 8 bar im Sommer (Mai bis Oktober) bzw. 14 bar im Winter (November bis April) gedrosselt wurde. Die eingesetzte Wärmemenge durch Heizgas (für die Gaskessel und die Gasabsorptionswärmepumpen) Q_{HG} für 2021 beträgt 754 MWh.

Die Auswirkungen der Luftentfeuchtung auf die Gasaustrittstemperatur können aus Abbildung 39 entnommen werden. Im gesamten betrachteten Zeitraum von Juni 2020 bis April 2022 kann die Mindesttemperatur von 4 °C in 66 % der Stunden erreicht werden. In den Betriebsmonaten des Jahres 2020 lag der Anteil nur bei 30 % und im Jahr 2021 konnte der Anteil auf 77 % erhöht werden.

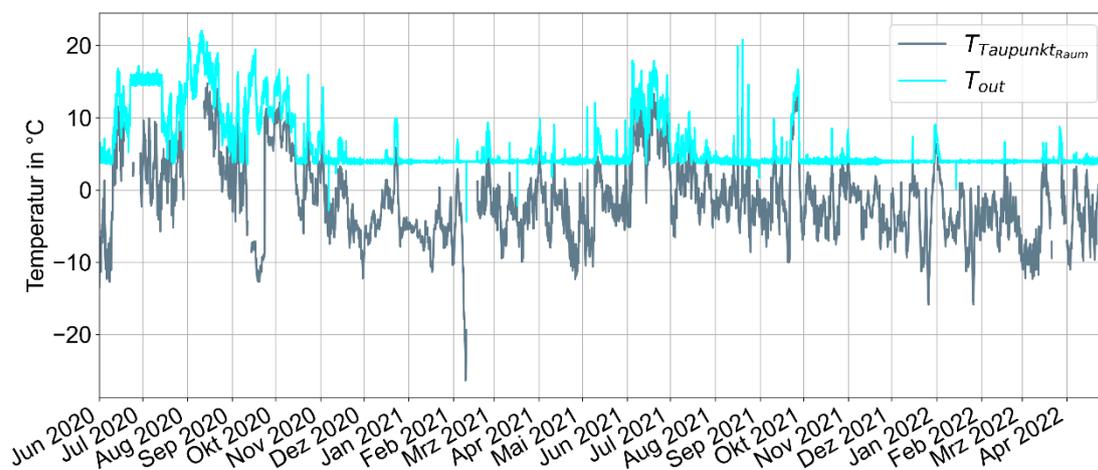


Abbildung 39: Stündlich gemittelte GAT nach der Entspannung und die berechnete Taupunkttemperatur des Ex-Schutzraumes von Juni 2020 bis April 2022.

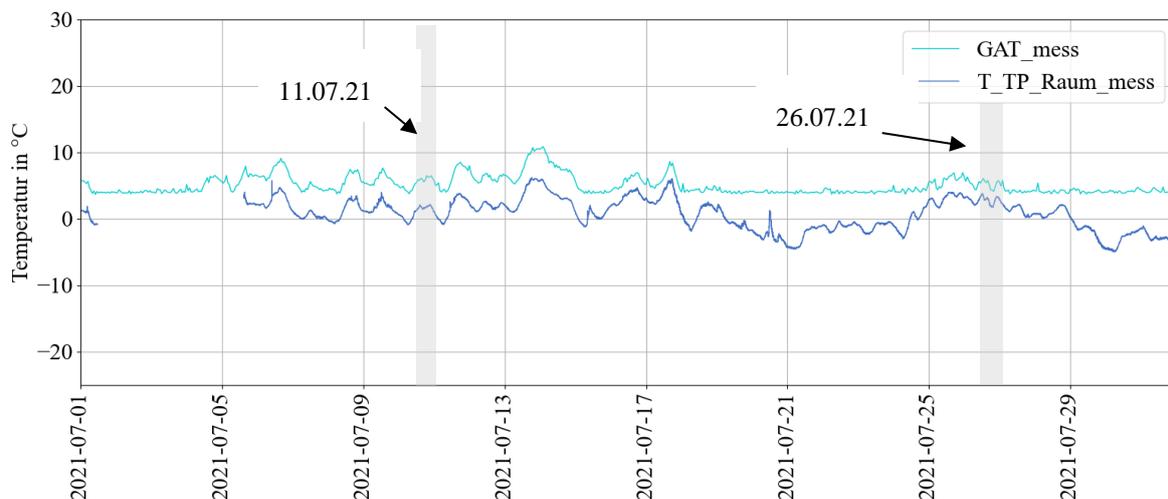


Abbildung 40: Taupunkttemperatur im Ex-Schutzraum ($T_{TP_Raum_mess}$) und gemessene Gasaustrittstemperatur nach der Entspannung (GAT_{mess}) für Juli 2021.

Als eine Maßnahme zur zusätzlichen Energieeinsparung wurde am 15.07.21 der Offset der Taupunktregelung von 5 K auf 3 K herabgesetzt. Somit wurde der zu erzielende Taupunkt der Luft im Ex-Schutzraum von -1 °C auf 1 °C erhöht. Um den Einfluss der Reduzierung des Offsets der Taupunktregelung zu verdeutlichen, ist in Abbildung 40 die gemessene Taupunkttemperatur im Ex-Schutzraum und die Gasaustrittstemperatur nach der Entspannung für Juli 2021 dargestellt. Während am 11.07.21 bei einer Taupunkttemperatur im Raum von $3,8\text{ °C}$ die Gasaustrittstemperatur bei ca. $8,5\text{ °C}$ lag, betrug sie am 26.07.21 bei gleicher Taupunkttemperatur nur ca. 6 °C . Die Änderung des Offsets macht sich also deutlich bei der Gasaustrittstemperatur und somit beim Energiebedarf für die Vorwärmung bemerkbar.

Um eine Aussage zu den Energieeinsparungen bei der Gasvorwärmung treffen zu können, ist es notwendig einen Referenzfall ohne Entfeuchtung, wie in Abschnitt 2.4.1 beschrieben, zu definieren. Ein Vergleich der gemessenen GAT (T_{out}) mit einer theoretisch ermittelten GAT ohne Entfeuchtung (T_{Ref}), ist in Abbildung 41 dargestellt.

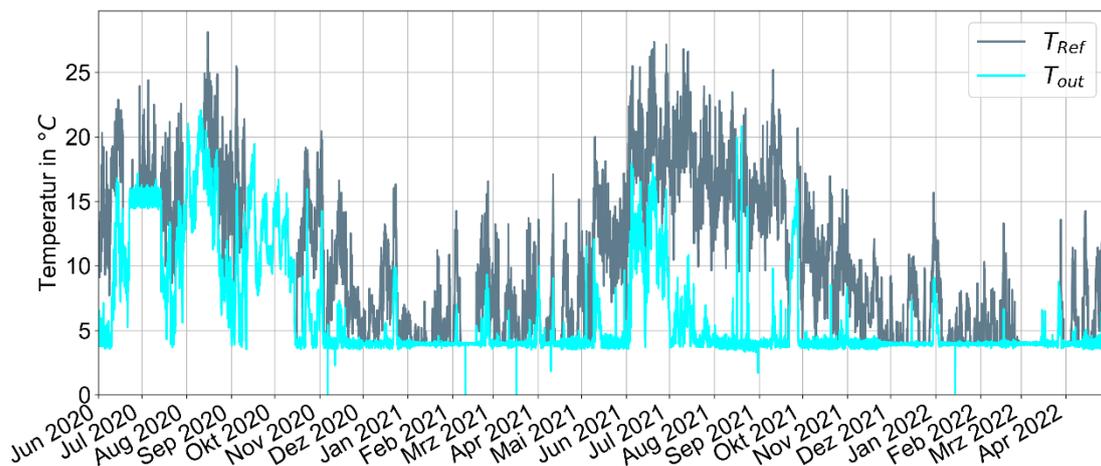


Abbildung 41: Stündlich gemittelte GAT für den Referenzfall ohne Entfeuchtung mit der gemessenen GAT im Fall der Entfeuchtung von Juni 2020 bis April 2022.

Anhand der GAT und den zugrunde gelegten Annahmen zu der Gasbeschaffenheit, kann der sogenannte physikalische Vorwärmbedarf sowohl für die tatsächlichen Messdaten als auch für den Referenzfall berechnet werden. Dieser stellt jedoch nur einen theoretischen Bedarf dar, da in der Realität aufgrund von Anlagenverlusten und Wärmeverlusten bei der Wärmebereitstellung die eingesetzte Primärenergie höher ist. Der physikalische Vorwärmbedarf kann somit als minimal (idealisierte) notwendige Energiemenge interpretiert werden. In Abbildung 42 ist der physikalische Vorwärmbedarf, unter Berücksichtigung des Wärmebedarfs für die Regeneration, für die Messwerte und den berechneten Referenzfall im Jahr 2021 dargestellt. Der anhand der Messdaten berechnete physikalische Vorwärmbedarf $Q_{phys,mess}$ beläuft sich auf insgesamt 608 MWh und der Wärmeverbrauch für die Regeneration Q_{reg} auf 40,5 MWh. Wäre eine GAT von 4 °C im ganzen Jahr 2021 realisiert worden, läge der physikalische Vorwärmbedarf bei 589 MWh. Der physikalische Vorwärmbedarf $Q_{phys,ref}$ für den Referenzfall ohne Entfeuchtung beträgt 747 MWh. So konnte im Jahr 2021 durch die Raumluftentfeuchtung der physikalische Wärmebedarf um insgesamt 98,5 MWh im Vergleich zum Referenzfall reduziert werden. Dies entspricht einer Reduzierung von 12,8 %. Ohne den Ausfall der Wärmeversorgung im Juni und den Betriebsstopp der Flüssigsorptionsanlage im September, wären die Einsparungen noch etwas höher. Neben der benötigten Regenerationswärme ist jedoch auch der Stromverbrauch für die Flüssigsorptionsanlage zu berücksichtigen. Im Jahr 2021 beläuft sich dieser für die Flüssigsorptionsanlage mit Nasskühlturm auf ca. 5,15 MWh.

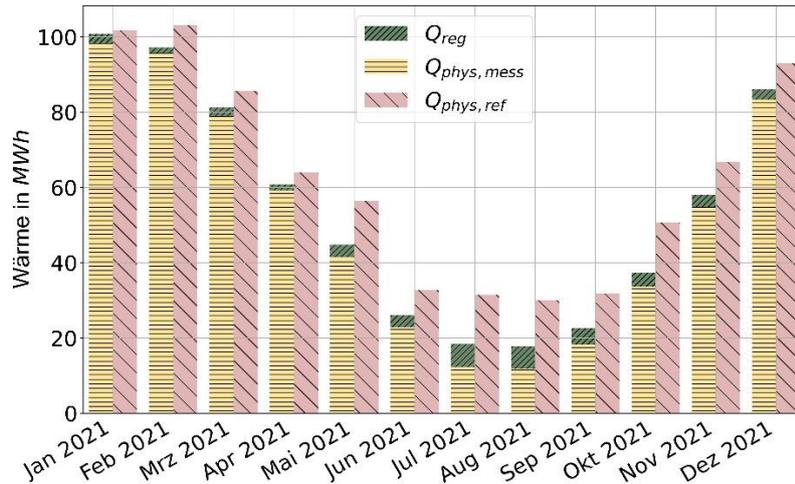


Abbildung 42: Monatlich berechneter physikalischer Wärmebedarf auf Grundlage der Messdaten ($Q_{phys,mess}$) sowie gemessener Wärmeverbrauch für die Regeneration (Q_{reg}) im Vergleich zum physikalischen Wärmebedarf des Referenzfalls ohne Entfeuchtung ($Q_{phys,ref}$)

Die Reduzierung der Wärmemenge zur Gasvorwärmung (Q_{save}) auf Grundlage der Berechnung des physikalischen Vorwärmbedarfs sind für das Jahr 2021 in dargestellt. Ebenfalls ist der zu entspannende Gasnormvolumenstrom in der Abbildung aufgetragen. Dieser ist in den Sommermonaten am geringsten, die Reduzierung des physikalischen Vorwärmbedarfs jedoch am höchsten. Insbesondere in den Übergangsmonaten (Mai, September, Oktober) wirkt sich die Entfeuchtung deutlich auf die Wärmemenge aus.

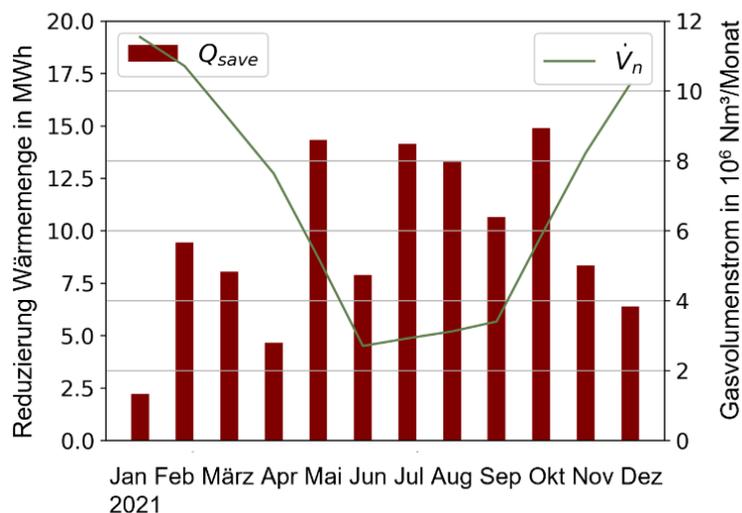


Abbildung 43: Reduzierung der Wärmemenge zur Erdgasvorwärmung anhand der Berechnung des physikalischen Vorwärmbedarfs im Vergleich zu einem Referenzfall ohne Entfeuchtung sowie der monatliche zu entspannende Gasvolumenstrom

Um die Energieeinsparung primärenergetisch abschätzen zu können, wird die Wärmemenge bereitgestellt durch das Heizgas für den Referenzfall, wie in Abschnitt 2.4.1 beschrieben, ermittelt. Somit ergibt sich ein Bereich von 821,7 bis 933,7 MWh für einen Faktor von 1,1 bis 1,25. Ein Überblick über die Wärmemengen und den Stromverbrauch der LDAC-Anlage gibt Tabelle 10.

Tabelle 10: Wärmemengen und Stromverbrauch für den Ist-Zustand 2021 und einen theoretisch ermittelten Referenzfall ohne Entfeuchtung

	Messdaten	Referenzfall
Q_{phys} in MWh	608	747
Q_{reg} in MWh	40,5	-
Q_{HG} in MWh	754	821,7 bis 933,7
$W_{\text{el,LDAC}}$ in MWh	5,15	-

Unter Verwendung der Primärenergiefaktoren ergibt sich für den IST-Zustand ein Primärenergieverbrauch von 838,8 MWh (inkl. Strom für LDAC-Anlage) und für den Referenzfall ein Bereich von ca. 904 MWh bis 1027 MWh. Für den mittleren Umrechnungsfaktor von 1,15 (wie in 2.4.1 beschrieben) beträgt der Primärenergieverbrauch 945 MWh. Dies entspricht einer primärenergetischen Einsparung von 106 MWh. Die Erdgaseinsparung beträgt 105 MWh ($747 \text{ MWh} \times 1,15 - 754 \text{ MWh}$). Mit den angenommenen Umrechnungsfaktoren im Bereich von 1,1 bis 1,25 ergibt sich hinsichtlich der primärenergetischen Einsparungen ein Bereich von 65,2 MWh bis 188,2 MWh. Dies entspricht einer Einsparung von mindestens 7,2 % bis maximal 18,3 %. Da im Jahr 2021 ab Mitte November ausschließlich die Gaskessel zur Erdgasvorwärmung in Betrieb waren, weil das regenerative Wärmeversorgungssystem abgeschaltet war, ist für dieses Jahr der Heizgasverbrauch in diesen Monaten etwas erhöht im Vergleich zu anderen Jahren. Abbildung 44 zeigt den Normheizgasvolumenstrom $\dot{V}_{\text{HG,Kessel}}$ der Kessel von Juni 2020 bis April 2022. So werden im Dezember 2021 und Januar 2022 Höchstwerte des Heizgasverbrauches von bis zu $25 \text{ Nm}^3/\text{h}$ erreicht. Im Februar 2022, als das regenerative Wärmeversorgungssystem wieder funktionsfähig war, ist dies am geringeren Heizgasvolumenstrom für die Kessel deutlich zu erkennen. Im März 2022, als das regenerative Wärmeversorgungssystem wieder ausgefallen ist, steigt der Heizgasverbrauch erneut. Daraus lässt sich ableiten, dass das Verhältnis von bereitgestellter Wärme durch Heizgas zu physikalischem Wärmeverbrauch eher im oberen Bereich für das Jahr 2021 anzunehmen ist.

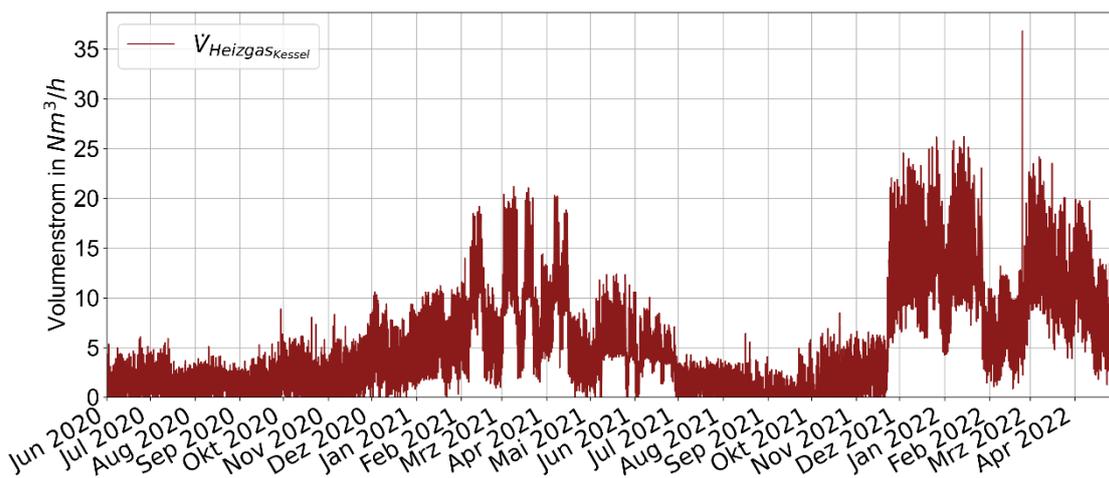


Abbildung 44: Stündlich gemittelter Heizgasverbrauch der Kessel von Juni 2020 bis April 2022.

3.4.3. Kondensatvermeidung Ex-Schutzraum

Aufgrund der implementierten Taupunktregelung kam es während dem Feldtestbetrieb, auch in Perioden, in denen die LDAC-Anlage nur eingeschränkt oder gar nicht lief, zu keiner Kondensation an den gasführenden Rohrleitungen im Ex-Schutzraum. Die regelmäßige visuelle Überprüfung der gasführenden Rohrleitungen im Ex-Schutzraum konnte keine korrosionsbedingten Veränderungen an den Rohrleitungen durch den Feldtestbetrieb feststellen. Eine beispielhafte Auswahl von Fotos der gasführenden Rohre im Ex-Schutzraum sind in Abbildung 45 aufgeführt. Die Aufnahmen stammen vom 11.01.2023 nachdem die Entfeuchtungsanlage bereits zurückgebaut war.



Abbildung 45: Fotos Ex-Schutzraum der GDRA Neu-Eichenberg nach Beendigung des Feldtests.

3.5. AP5 Modellentwicklung und numerische Untersuchungen

3.5.1. Weiterentwicklung und Validierung der Komponentenmodelle

Es wurde ein ϵ -NTU-Modell für die Komponenten Absorber und Regenerator einer offenen Absorptionsanlage entwickelt. Das entwickelte Modell enthält gegenüber bestehenden Modellen keine empirisch zu ermittelnden Parameter, sondern die Stoff- und Wärmeübergangskoeffizienten werden anhand der Geometrie und Stoffdaten nach VDI-Wärmeatlas [9] modelliert [5]. Verschiedene Eingangsparameter wurden sowohl im Modell wie auch in den Laboruntersuchungen variiert und verglichen. Die verschiedenen Versuchsreihen sind in Tabelle 5 und Tabelle 6 (Abschnitt 2.2) dargestellt. Aufgeführt sind einige Beispiele.

Abbildung 46 zeigt den gemessenen und simulierten absorbierten Dampfmassenstrom \dot{m}_V für verschiedene Wasserbeladungen der Luft x_1 am Eintritt des Absorbers. Diese Größe gibt an wieviel Wasser der Luft pro Stunde entzogen wird. Es ist leicht zu erkennen, dass je höher die Wasserbeladung

der Luft am Eintritt des Absorbers ist, desto mehr Dampf wird absorbiert. Grund hierfür ist der mit der höheren Wasserbeladung der Luft einhergehende höhere Wasserdampfpartialdruck, welcher den Absorptionsprozess begünstigt.

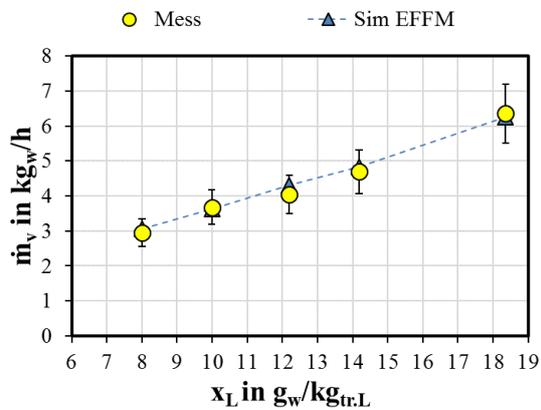


Abbildung 46: Der gemessene und simulierte übertragene Dampfmassestrom für verschiedene Wasserbeladungen der Luft.

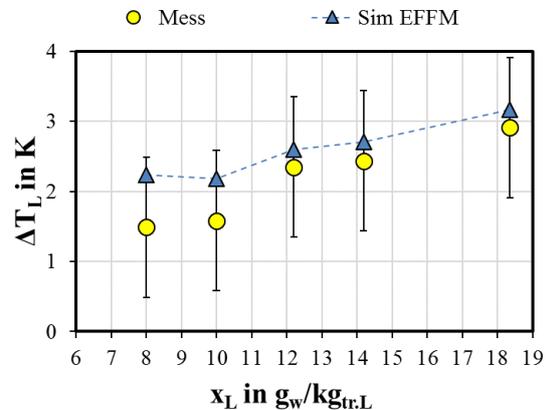


Abbildung 47: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für verschiedene Wasserbeladungen der Luft.

Die gemessenen (Mess) und berechneten (Sim EFFM) Dampfmasseströme haben eine Abweichung von maximal 6,5 % und weisen daher auf eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Messung hin. Aufgrund der freiwerdenden Enthalpie erwärmt sich die Luft beim Absorptionsvorgang. Dies ist in Abbildung 47 in Form der Temperaturerhöhung der Luft einmal für die Messung und einmal für das Modell dargestellt, wobei die maximale Abweichung 0,7 K beträgt. Die Temperaturerhöhung der Luft nimmt mit steigender Wasserbeladung zu, da mit steigendem absorbierten Dampfmassestrom die freiwerdende Enthalpie zunimmt. Die Temperaturerhöhung der Luft ist relativ gering, da der Absorber gleichzeitig gekühlt wird.

Abbildung 48 zeigt den gemessenen (Mess) und berechneten (Sim EFFM) übertragenen Dampfmassestrom in Abhängigkeit der Heizwassertemperatur T_{HW} am Eintritt des Regenerators. Je höher die Temperatur des Heizwassers und somit die mittlere Temperatur der Regeneration, desto höher ist der mittlere Dampfdruck des Sorbens, was den Regenerationsprozess begünstigt. Daher steigt der übertragene Dampfmassestrom erwartungsgemäß mit steigender Heizwassertemperatur an. Die Abweichung zwischen den gemessenen und berechneten Dampfmasseströmen beträgt maximal 6 % und zeigt daher eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Messung.

Abbildung 49 zeigt die Erhöhung der Lufttemperatur zwischen Ein- und Austritt der Luft beim Regenerator. Wie zu erwarten, steigt mit zunehmender Heizwassertemperatur am Eintritt des Regenerators auch die Luftaustrittstemperatur und somit die Lufttemperaturerhöhung. Die berechnete Temperaturerhöhung der Luft weicht von der gemessenen maximal 0,8 K ab.

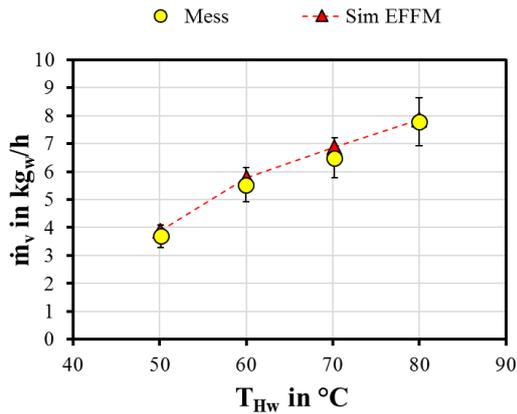


Abbildung 48: Der gemessene und simulierte übertragene Dampfmassenstrom für verschiedene Heizwassertemperaturen am Eintritt des Regenerators.

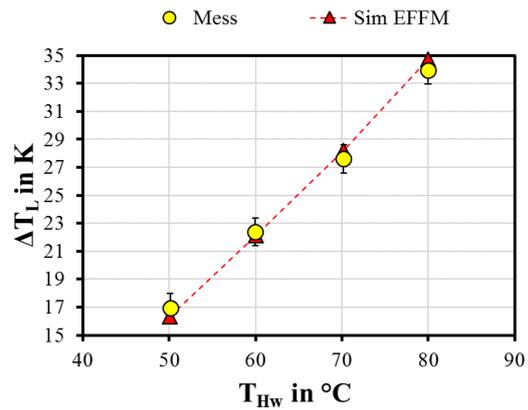


Abbildung 49: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für verschiedene Heizwassertemperaturen am Eintritt des Regenerators.

Insgesamt wurden 33 Labormessungen mit unterschiedlichen Eingangsparametern untersucht. Zur Bewertung der Güte der Modellierung wird die mittlere absolute Abweichung (AAD) und die mittlere relative Abweichung ($AAD\%$) herangezogen. Diese lassen sich nachfolgenden Gleichungen berechnen: [5]

$$AAD = \frac{1}{n} \sum_{1}^n |Wert_{Sim} - Wert_{Mess}| \quad (13)$$

$$AAD\% = \frac{1}{n} \sum_{1}^n \frac{|Wert_{Sim} - Wert_{Mess}|}{Wert_{Mess}} \cdot 100\% \quad (14)$$

Für den Absorptionsprozess beträgt die maximale Abweichung des Dampfmassenstroms zwischen Simulation und Messungen 11 %, die durchschnittliche beträgt 4 % ($AAD\%$), wie in Abbildung 50 dargestellt und liegt damit innerhalb der luftseitig gemessenen Messunsicherheiten. In Abbildung 51 sind die Abweichungen der Temperaturerhöhung der Luft dargestellt. Die maximale Abweichung beträgt 1 K, die durchschnittliche Abweichung liegt bei 0,3 K.

Für den Regenerationsprozess beträgt die maximale Abweichung des Dampfmassenstroms zwischen Simulation und Messungen 11 %, die durchschnittliche beträgt 6 % ($AAD\%$), wie in Abbildung 52 dargestellt. Die Abweichungen der Temperaturerhöhung der Luft sind in Abbildung 53 für den Regenerationsprozess dargestellt. Die maximale Abweichung beträgt 2 K, die durchschnittliche Abweichung liegt bei 1,3 K.

Damit kann konstatiert werden, dass das weiterentwickelte Effektivitätsmodell (EFFM) die Messungen sowohl für den Absorptions- als auch Regenerationsprozess für eine breite Variation von Eintrittsbedingungen mit sehr guter Übereinstimmung abbildet. Die Simulationsergebnisse liegen meistens innerhalb der Messunsicherheiten der Messergebnisse. [5]

3.5.1. Systemmodell und Validierung mit Laboruntersuchungen

Das Systemmodell besteht aus der Verschaltung von Absorber und Regenerator, basierend auf dem gleichen Komponentenmodell. Zusätzlich wurde ein Modell für einen geteilten Sorbensspeicher entwickelt. Dieser Speicher ist in zwei Bereiche aufgeteilt, sodass die konzentrierte und die verdünnte

LiCl-Lösung sich in je einem Bereich sammeln können [5]. Zwischen beiden Bereichen gibt es einen Ausgleichsmassenstrom. Dieser ist zum einen nötig, weil der Sorbensmassenstrom im Absorber durch die Aufnahme von Wasserdampf größer und der Sorbensmassenstrom im Regenerator durch den abgegebenen Dampf kleiner wird. Außerdem sind dadurch unterschiedliche Sorbensmassenströme für Absorber und Regenerator möglich, ohne dass einer der beiden Speicher leerläuft. Hinzu kommt noch ein Modell eines Gegenstromwärmeübertragers, das bereits in TRNSYS vorhanden ist. Wie auch bei der Validierung der Komponentenmodelle wurden 33 Systemsimulationen und -messungen durchgeführt und verglichen. Zunächst wurden stationäre Zustände verglichen. Einige Beispiele sind hier aufgezeigt.

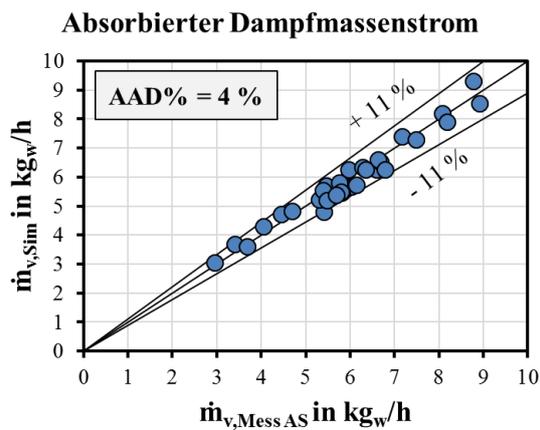


Abbildung 50: Der gemessene und simulierte übertragene Dampfmassenstrom für 33 Absorptionmessungen an dem AILR-Absorber [5]

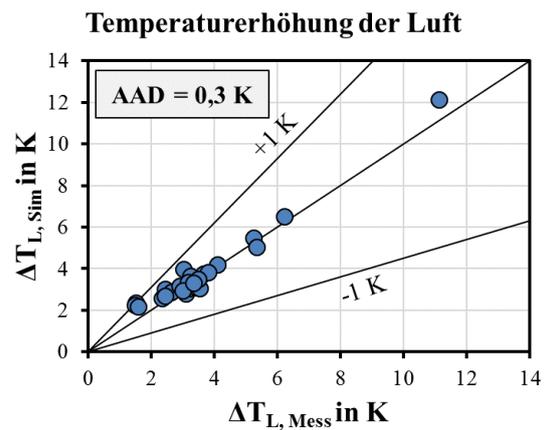


Abbildung 51: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für 33 Absorptionmessungen an dem AILR-Absorber [5]

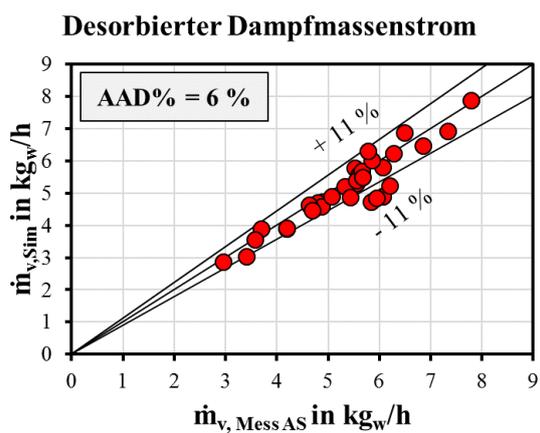


Abbildung 52: Der gemessene und simulierte übertragene Dampfmassenstrom für 33 Regenerationsmessungen an dem AILR-Regenerator [5]

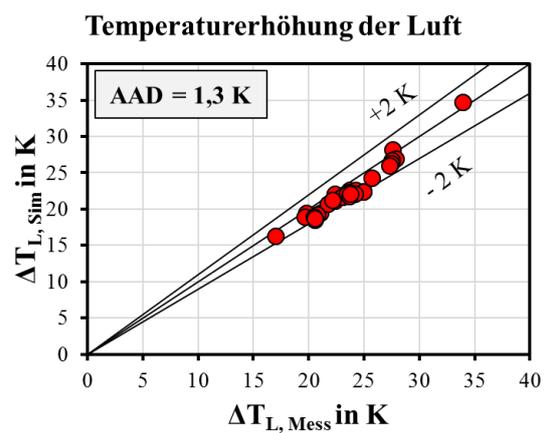


Abbildung 53: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für 33 Regenerationsmessungen an dem AILR-Regenerator [5]

Die Variation der Heizwassertemperatur T_{HW} und die damit einhergehenden Ergebnisse sind in Abbildung 54 für den Dampfmassenstrom und in Abbildung 55 für die Temperaturänderung der Luft dargestellt. Die maximale Abweichung des Dampfmassenstroms beträgt für den Absorptionsprozess 5 % und für den Regenerationsprozess 15 %. Bei der Temperaturänderung der Luft beträgt die maximale Abweichung 0,7 K. [5]

Die gemessenen und simulierten Dampfmassenströme bei Variation der Wasserbeladung $x_{L,ein}$ ist in Abbildung 56 dargestellt. Die maximale Abweichung beträgt 4% für den Absorptions- und 5 % für den Regenerationsprozess. Die Temperaturänderung der Luft hat eine maximale Abweichung von 0,8 K. Das ist in Abbildung 57 dargestellt. Die Ergebnisse bei Variation der Kühlwassertemperatur T_{KW} sind in Abbildung 58 und Abbildung 59 dargestellt und zeigen eine maximale Abweichung des Dampfmassenstroms von 4 % für den Absorptionsprozess und 13 % für den Regenerationsprozess. Die maximale Abweichung der Temperaturänderung der Luft beträgt 0,5 K. [5]

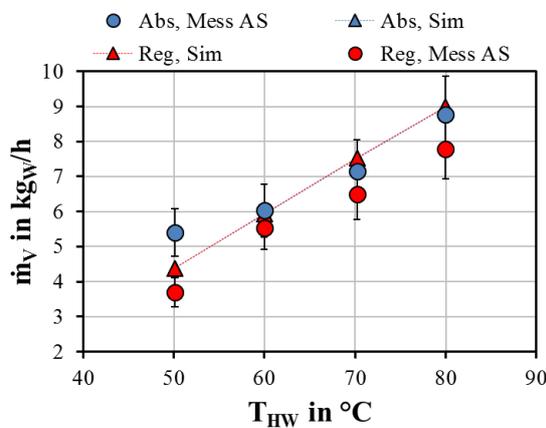


Abbildung 54: Die gemessenen und simulierten übertragenen Dampfmassenströme im System für verschiedene Heizwassertemperaturen. [5]

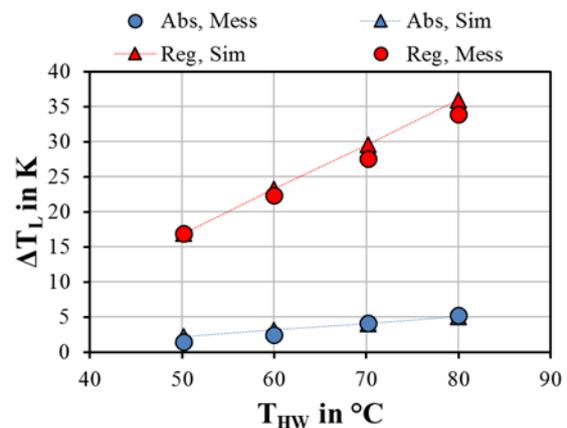


Abbildung 55: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für verschiedene Heizwassertemperaturen im System. [5]

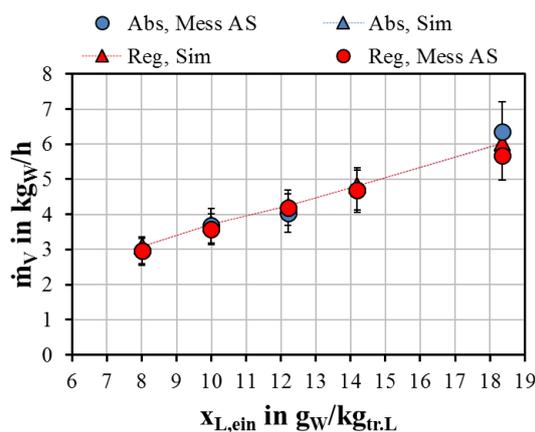


Abbildung 56: Die gemessenen und simulierten übertragenen Dampfmassenströme im System für verschiedene Eintrittsfeuchten. [5]

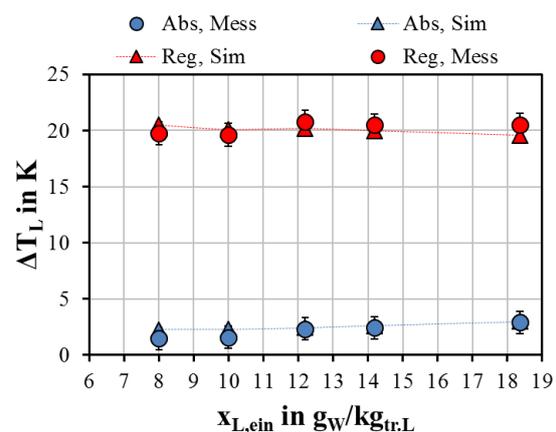


Abbildung 57: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft im System für verschiedene Eintrittsfeuchten. [5]

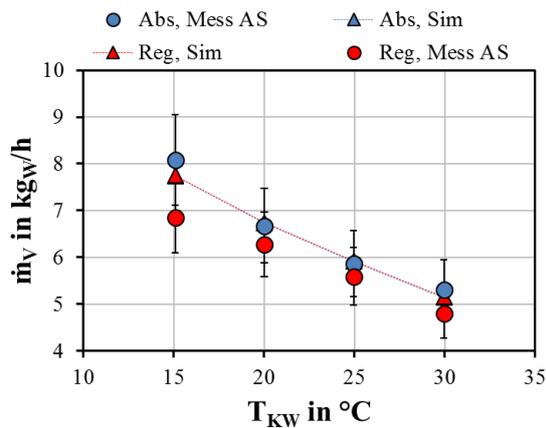


Abbildung 58: Die gemessenen und simulierten übertragenen Dampfmassenströme im System für verschiedene Kühlwassertemperaturen. [5]

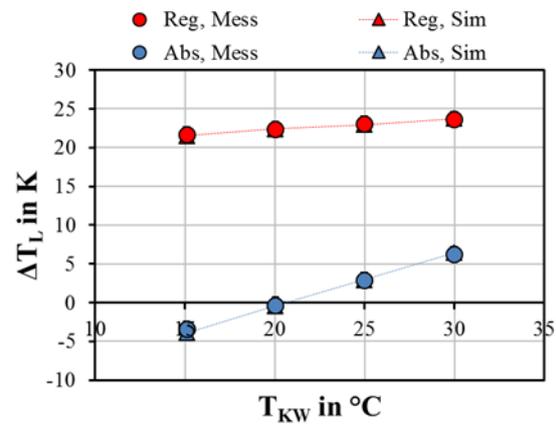


Abbildung 59: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für verschiedene Kühlwassertemperaturen im System. [5]

Für Vergleiche des dynamischen Verhaltens wurden sechstägige Messungen durchgeführt. Die mittleren Randbedingungen dieser Messungen sind in Tabelle 11 dargestellt. Die von der Luftkonditionierungsanlage gelieferten Luftmassenströme schwanken dabei um 60 kg/h am Absorbereintritt und um 20 kg/h am Regeneratoreintritt. Der Sorbensmassenstrom schwankt um 20 kg/h bzw 10 kg/h am Regenerator. [5]

Tabelle 11: Randbedingungen der sechstägigen Messungen [1]

	Luftmassenstrom $m_{L,in}$ in kg/h	Sorbensmassenstrom $m_{sol,in}$ in kg/h	Wassermassenstrom $m_{W,in}$ in kg/h	Wassertemperatur $T_{W,in}$ in °C
Absorber	1180	304	2000	25
Regenerator	360	237	1002	60

Die Eintrittszustände der Luft wurden im Verlauf der Messung variiert. Ein zeitlicher Verlauf der Temperaturen und Eintrittsfeuchten ist in Abbildung 60 dargestellt. Abbildung 61 zeigt den entsprechenden Dampfmassenstrom der Simulation sowie der Messungen. Die maximale Abweichung des simulierten Dampfmassenstroms von dem gemessenen beträgt 11,6 % ($AAD\% = 6\%$) für den Absorptionsprozess und 14 % ($AAD\% = 8\%$) für den Regenerationsprozess [5]. Der dynamische Verlauf wird gut nachgebildet, da die Abweichungen die gleiche Richtung aufweisen und nahezu konstant bleiben. Die Verläufe gleichen sich, sind jedoch in y-Richtung verschoben. Über die verschiedenen dynamischen Messreihen hinweg beträgt die Abweichung des Dampfmassenstroms zwischen gemessenen und modellierten Werten im Absorber maximal 17 % ($AAD\% = 8\%$) und im Regenerator maximal 19 % ($AAD\% = 10\%$) [5].

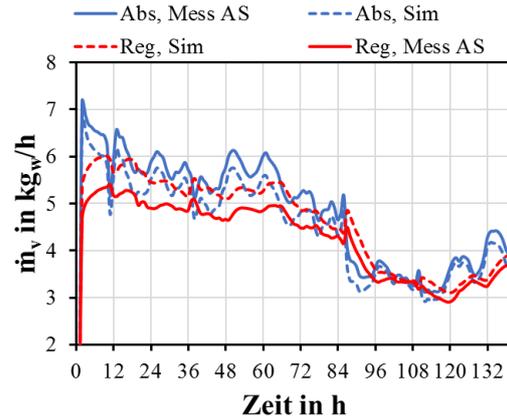
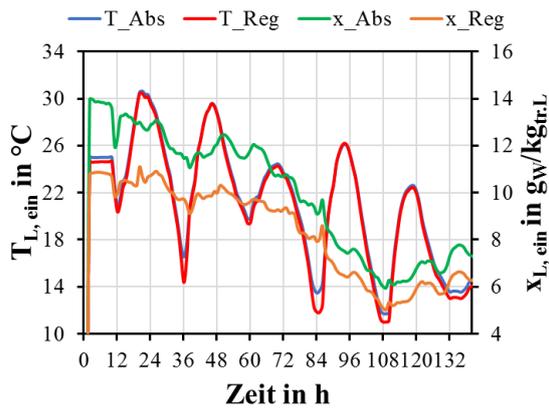


Abbildung 60: Zeitlicher Verlauf der Lufttemperaturen sowie Wasserbeladungen am Eintritt des Absorbers und Regenerators während der sechstägigen Messung im Labor. [5]

Abbildung 61: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für Absorber und Regenerator im System für die sechstägigen Messung im Labor. [5]

3.5.2. Validierung des Systemmodells anhand der Feldtest-LDAC-Anlage

Abbildung 62 zeigt ein Schema der GDRA mit der LDAC-Feldtest-Anlage, die in Neu-Eichenberg installiert wurde. Darin eingezeichnet ist die Grenze, die von dem Systemmodell abgebildet werden soll. Das Systemmodell bildet die gesamte LDAC-Anlage ab, betrachtet jedoch die Wärmebereitstellung und den Ex-Schutz-Raum nicht. Als Eingangsgrößen werden folgende Werte aus den Messdaten entnommen:

- Zustand der Außenluft $T_{L, \text{ein}}$ und $x_{L, \text{ein}}$ für Absorber sowie Regenerator
- Massenstrom der Luft im Absorber $\dot{m}_{L, \text{abs}, \text{ein}}$, berechnet aus dem Volumenstromsensor
- Massenstrom der Luft im Regenerator $\dot{m}_{L, \text{reg}, \text{ein}}$, berechnet aus dem Volumenstromsensor
- Massenstrom des Heizwassers \dot{m}_{HW}
- Vorlauftemperatur des Heizwassers $T_{\text{HW}, \text{reg}, \text{ein}}$
- Massenstrom des Kühlwassers \dot{m}_{KW}
- Vorlauftemperatur des Kühlwassers $T_{\text{KW}, \text{abs}, \text{ein}}$
- Massenströme des Sorbens $\dot{m}_{\text{sol}, \text{reg}, \text{ein}}$ und $\dot{m}_{\text{sol}, \text{abs}, \text{ein}}$
- Konzentration $\xi_{\text{sol}, \text{conc}, 0}$ und $\xi_{\text{sol}, \text{dil}, 0}$ der Sektionen im Sorbensspeicher zu Beginn jeder Simulation (Startwerte)
- Temperaturen $T_{\text{sol}, \text{conc}, 0}$ und $T_{\text{sol}, \text{dil}, 0}$ der Sektionen im Sorbensspeicher zu Beginn jeder Simulation (Startwerte)

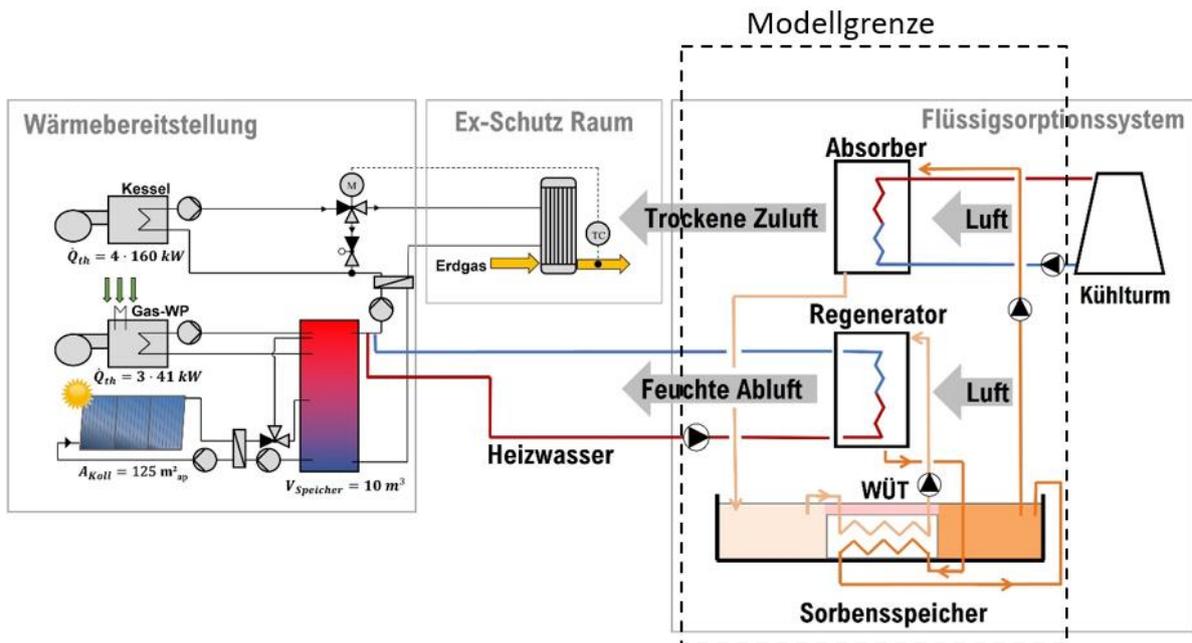


Abbildung 62: Darstellung der GDRA und der Feldtestanlage mit Modellgrenze

Die wesentlichen Ausgangsgrößen des Modells, die mit den Messdaten verglichen werden sind:

- Austrittszustand der Luft $T_{L,aus}$ und $x_{L,aus}$ für Absorber sowie Regenerator (bzw. die Differenzen ΔT_L und Δx_L)
- Übertragene Dampfmassenströme \dot{m}_V im Regenerator und Absorber
- Rücklauftemperatur des Heizwassers $T_{HW,reg,out}$ (bzw. Temperaturdifferenz $\Delta T_{HW,reg}$)
- Rücklauftemperatur des Kühlwassers $T_{KW,abs,out}$ (bzw. Temperaturdifferenz $\Delta T_{KW,abs}$)
- Konzentrationsdifferenzen $\Delta \xi_{sol,abs}$ und $\Delta \xi_{sol,reg}$ des Sorbens über den Absorber und Regenerator

Dabei entspricht der Dampfmassenstrom im Absorber $\dot{m}_{V,abs}$ der Entfeuchtungsleistung und ist das Maß für die Leistungsfähigkeit der Anlage. Abbildung 63 zeigt den Vergleich der Entfeuchtungsleistung zwischen Messungen und Simulation in den gesamten ausgewerteten Zeiträumen. Die Differenz der beiden Werte liegt meist im Bereich von -1 bis 0 kg_{H₂O}/h.

Zusätzlich zu der durchschnittlichen absoluten Abweichung (AAD) nach Gleichung 13 wird noch der (arithmetische) Mittelwert (MEAN) nach Gleichung 15, die mittlere Abweichung ($\bar{\Delta}$) nach Gleichung 16 und die normalisierte mittlere Abweichung (nMAE) zur Auswertung herangezogen.

$$MEAN = \frac{1}{n} \cdot \sum_1^n Wert_{Mess} \quad (15)$$

$$\bar{\Delta}_{Mess,Sim} = \frac{1}{n} \cdot \sum_1^n Wert_{Sim} - Wert_{Mess} \quad (16)$$

$$nMAE = \frac{\frac{1}{n} \cdot \sum_1^n |Wert_{Sim} - Wert_{Mess}|}{MEAN} \quad (17)$$

Tabelle 12 fasst die Abweichungen verschiedener Größen für den gesamten Betrachtungszeitraum zusammen. Die mittlere Abweichung des Dampfmassenstroms zwischen gemessenen und simulierten Werten beträgt im Absorber $-0,52 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{h}$ bei einem Mittelwert $1,88 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{h}$, was zu einem $nMAE$ von 27,5 % führt. Für den Regeneratordampfmassenstrom $\dot{m}_{\text{V,reg}}$ beträgt der Mittelwert $1,63 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{h}$, die mittlere Abweichung $0,29 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{h}$ und der $nMAE$ 19,1 %. Hier zeigt sich eine Unsicherheit bei den Messdaten. Über einen langen Zeitraum (z. B. mehrere Wochen) müsste der Mittelwert des Dampfmassenstroms im Regenerator und im Absorber nahezu identisch sein, da das aufgenommene Wasser aus der Luft auch wieder abgegeben werden muss. In der Simulation stimmen diese Werte nahezu überein, sodass die Massenbilanzen und -erhaltung gewährleistet ist, aber in den Messungen ist dies nicht der Fall.

Auffallend hoch sind die Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Temperaturdifferenzen des Kühlwassers $\Delta T_{\text{KW,abs}}$, sowie bei der Luft im Absorber $\Delta T_{\text{L,abs}}$. Dies kann zum einen darauf zurückgeführt werden, dass die Temperaturdifferenzen klein sind, zum anderen darauf, dass dort die Kühlung durch das Kühlwasser und die freiwerdende Kondensationsenthalpie des Wasserdampfs gegeneinander arbeiten und deshalb trotz hoher Wärmeströme eine kleine Temperaturdifferenz der Luft resultiert. Bei diesen Größen $\Delta T_{\text{KW,abs}}$ und $\Delta T_{\text{L,abs}}$ ist der Unterschied zwischen mittlerer Abweichung und mittlerer absoluter Abweichung deutlich höher als bei den anderen Größen, was bedeutet, dass dort die Abweichung in unterschiedliche Richtungen auftritt. Bei den restlichen Größen sind mittlere Abweichung und mittlere absolute Abweichung auffallend nah beieinander, was darauf deutet, dass die Abweichungen stets oder zum überwiegenden Teil in die gleiche Richtung gehen. So wird der Dampfmassenstrom im Absorber $\dot{m}_{\text{V,abs}}$ im Modell meist unterschätzt, wie auch in Abbildung 63 zu erkennen. Gleiches gilt für den Dampfmassenstrom im Regenerator $\dot{m}_{\text{V,reg}}$, wie in Abbildung 64 abgebildet.

Auffallend ist, dass die Abweichungen zwischen Messungen und Simulationen in einigen Vergleichszeiträumen besonders hoch und in anderen niedriger sind. Bei Betrachtung der unterschiedlichen Randbedingungen lässt sich ein Zusammenhang zwischen dem Heizwassermassenstrom \dot{m}_{HW} und der Abweichung der Heizwasseraustrittstemperatur herstellen (siehe Abbildung 65). Dargestellt ist die Differenz zwischen Simulation und Messung der Heizwasseraustrittstemperatur ($T_{\text{HW,reg,out,sim}} - T_{\text{HW,reg,out,mess}}$). Aus der Grafik ist ersichtlich, dass die Abweichungen bei niedrigen Heizwassermassenströmen deutlich größer sind und die Austrittstemperatur dann in der Simulation deutlich höher als im Feldtest ist. Das hat zur Folge, dass in der Simulation im Regenerator weniger Wärme vom Heizwasser an die Luft und das Sorbens übertragen wird. Das wiederum beeinflusst den übertragenen Dampfmassenstrom, damit die Regeneration des Sorbens und dadurch auch die Entfeuchtung im Absorber.

Bei den Laborversuchen und der Validierung der Komponentenmodelle wurde meist ein Heizwasservolumenstrom von 1000 l/h eingestellt. Die Strömungsform des Heizwassers ist dann i. d. R. turbulent. Die niedrigsten untersuchten Heizwasservolumenströme waren 500 l/h. Bei niedrigen Volumenströmen ändert sich die Strömungsform von turbulent auf laminar. Die Wärmeübertragung in laminaren Strömungen wird im Modell anders berechnet als turbulente Strömungen. Wie sich herausstellt, weisen die im Modell implementierten Berechnungsvorschriften für laminare Rohrströmungen vergleichsweise hohe Ungenauigkeiten auf, woraus die großen Abweichungen bei geringen Massenströmen resultieren.

Tabelle 12: Abweichungen zwischen Modell und Messungen im Feldtest über den gesamten Auswertungszeitraum.

	Mittelwert	Mittlere Abweichung $\bar{\Delta}$	Mittlere absolute Abweichung (AAD)	Normalisierter mittlerer Fehler (nMAE)
$\dot{m}_{V,abs}$ in kg _{H₂O} /h	1,88	-0,52	0,52	27,5 %
$\dot{m}_{V,reg}$ in kg _{H₂O} /h	1,63	-0,29	0,31	19,1 %
$\Delta x_{L,reg}$ in g/kg	4,5	-0,80	0,88	19,4 %
$\Delta x_{L,abs}$ in g/kg	-3,1	0,85	0,85	27,7 %
$\Delta T_{HW,reg}$ in K	-8,2	1,2	1,3	16,4 %
$\Delta T_{KW,abs}$ in K	1,4	0,4	0,7	52,5 %
$\Delta T_{L,reg}$ in K	22,7	-5,6	5,6	24,7 %
$\Delta T_{L,abs}$ in K	5,5	-1,2	2,2	40,9 %

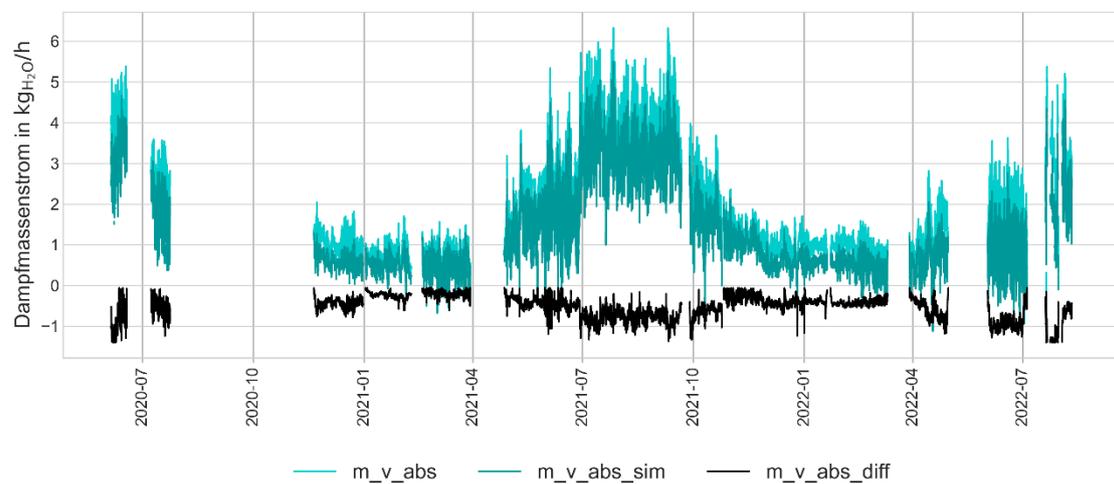


Abbildung 63: Vergleich des Dampfmassenstroms im Absorber der Messungen (hell) und der Simulation (dunkel), sowie die Abweichung dazwischen (schwarz) für den gesamten Auswertungszeitraum.

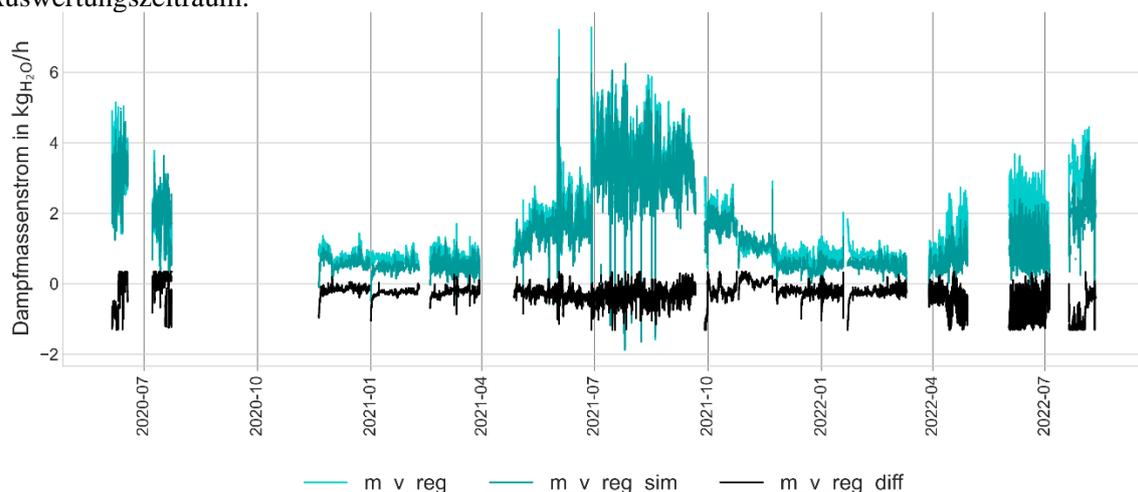


Abbildung 64: Vergleich des Dampfmassenstroms im Regenerator der Messungen (hell) und der Simulation (dunkel), sowie die Abweichung dazwischen (schwarz) für den gesamten Auswertungszeitraum.

Abbildung 66 zeigt die Temperaturspreizung des Heizwassers im Regenerator für die Messungen und die Simulation. Dazu aufgetragen ist der Heizwassermassenstrom. Diese Abbildung bestätigt die genannten Zusammenhänge zwischen dem Heizwassermassenstrom und der Abweichung zwischen den Heizwassertemperaturen im Feldtest und der Simulation. Es lässt sich gut erkennen, dass die erhöhten Abweichungen bei niedrigen Massenströmen sich nicht nur punktuell, sondern über längere Zeiträume erstrecken.

Der Zeitraum vom 01.07.2021 bis zum 20.09.2021 eignet sich besonders für die genauere Auswertung, da eine zusammenhängende Periode von 2 Monaten vorliegt, in denen Messdaten vorhanden sind, die LDAC-Anlage durchgehend lief, die Wärmeversorgung ohne Probleme funktioniert hat, der Kühlturm in Betrieb war und hohe Heizwassermassenströme vorlagen. Allerdings gibt es eine größere Messunsicherheit der Feuchtigkeitsmessung aufgrund der fehlerhaften Sensoren (siehe Abschnitt 2.4.3). Tabelle 13 fasst die Abweichungen für diesen Zeitraum zusammen. In diesem Zeitraum sind die Abweichungen deutlich kleiner als im gesamten ausgewerteten Zeitraum. Besonders auffällig ist die sehr geringe Abweichung (AAD) von 0,21 K bzw. 2,5 % ($nMAE$) der Spreizung der Heizwassertemperatur im Regenerator. Abbildung 67 zeigt die Heizwassertemperaturen der Messungen und Simulationen für eine Woche Anfang August 2021. Dabei ist zu erkennen, dass die Temperaturen sehr gut nachgebildet werden, selbst bei Schwankungen der Vorlauftemperatur. Gleiches ist in Abbildung 68 für die Kühlwassertemperatur dargestellt. Auch dort werden die Temperaturen sehr gut nachgebildet, obwohl die Kühlwassertemperatur im Tagesverlauf stark schwankt.

Die Abweichungen bei den Dampfmassenströmen sind im Zeitraum 01.07.2021 bis zum 20.09.2021 weiterhin vergleichsweise hoch, wenn auch deutlich geringer als im Gesamtzeitraum. Der Dampfmassenstrom im Absorber, welcher der Entfeuchtungsleistung entspricht, hat einen $nMAE$ von 19,4 %, im Regenerator sind es 9,2 %. Auffällig ist hierbei, dass die Abweichung bei $\dot{m}_{V,abs}$ wenig schwankt und die Entfeuchtungsleistung vom Modell meist um 0,5 bis 1 kg_{H₂O}/h unterschätzt wird. Der dynamische Verlauf wird dabei gut nachgebildet, wie in Abbildung 69 zu erkennen ist. Beim Dampfmassenstrom im Regenerator wird der dynamische Verlauf weniger gut nachgebildet, auch wenn die Abweichungen insgesamt kleiner sind. Der Dampfmassenstrom im Regenerator wird häufig ggü. den Messungen unterschätzt, wenn auch nicht durchgehend (siehe Abbildung 70).

Es lässt sich jedoch nicht sagen, dass der Absorptionsprozess an sich schlechter abgebildet ist. Bei Betrachtung des Simulationsbeginns (für z. B. den 01.08.21) ist zu erkennen, dass zunächst der Regenerationsprozess eine größere Abweichung aufweist (siehe Abbildung 71). Der Sorbensspeicher wird bei jeder Simulation mit den Anfangskonzentrationen der Messdaten zum entsprechenden Zeitpunkt initiiert. Damit sind die Konzentrationen in beiden Teilen des Speichers zu Beginn der Simulation identisch mit den Messdaten, wie in Abbildung 73 zu sehen ist.

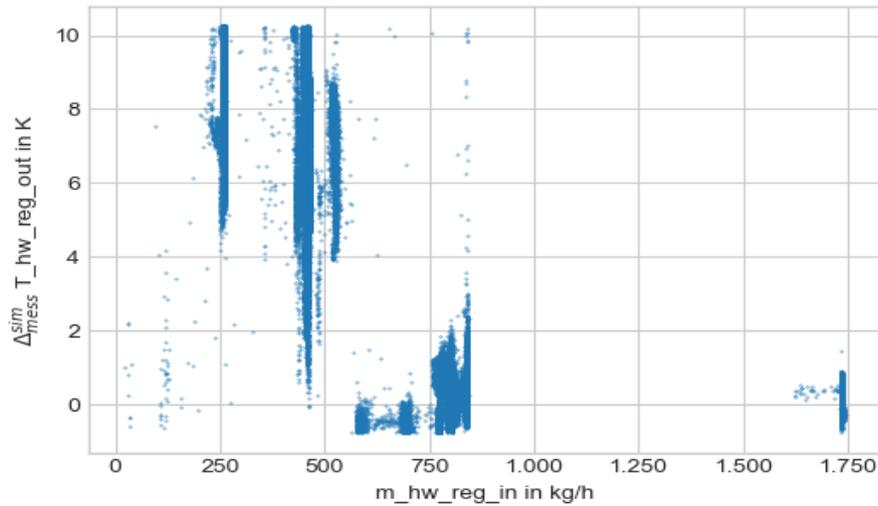


Abbildung 65: Abweichung (Differenz) zwischen Messungen und Simulation der Heizwasseraustrittstemperatur $T_{HW,reg,out}$ in Abhängigkeit des Heizwassermassenstroms $\dot{m}_{HW,reg,in}$.

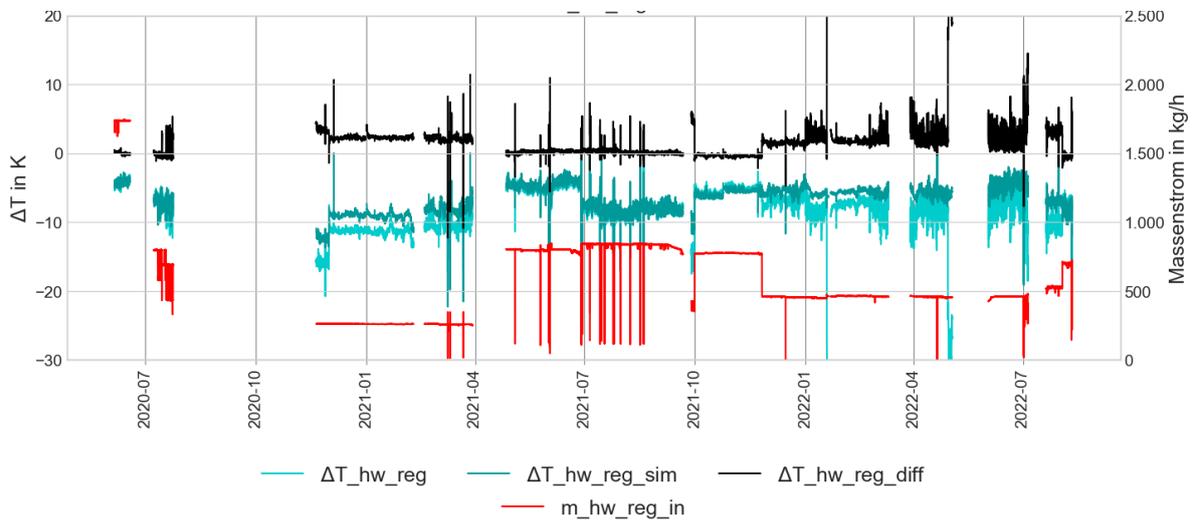


Abbildung 66: Vergleich der Heizwassertemperaturspreizung im Regenerator der Messungen (hell) und der Simulation (dunkel), sowie die Abweichung dazwischen (schwarz) und der Heizwassermassenstrom (rot) für den gesamten Auswertungszeitraum.

Tabelle 13: Mittlere Abweichungen zwischen Modell und Messungen im Feldtest im Zeitraum 01.07.2021 bis 20.09.2021.

	Mittelwert	Mittlere Abweichung $\bar{\Delta}$	Mittlere absolute Abweichung (AAD)	Normalisierter mittlerer Fehler (nMAE)
$\dot{m}_{V,abs}$ in kg _{H₂O} /h	3,97	-0,77	0,77	19,4 %
$\dot{m}_{V,reg}$ in kg _{H₂O} /h	3,52	-0,32	0,32	9,2 %
$\Delta x_{L,reg}$ in g/kg	9,0	-0,82	0,83	9,2 %
$\Delta x_{L,abs}$ in g/kg	-6,6	1,3	1,3	19,4 %
$\Delta T_{HW,reg}$ in K	-8,4	0,18	0,21	2,5 %
$\Delta T_{KW,abs}$ in K	1,9	-0,24	0,24	12,8 %
$\Delta T_{L,reg}$ in K	30,1	-3,9	3,9	13,1 %
$\Delta T_{L,abs}$ in K	1,1	1,7	2,2	151,0 %

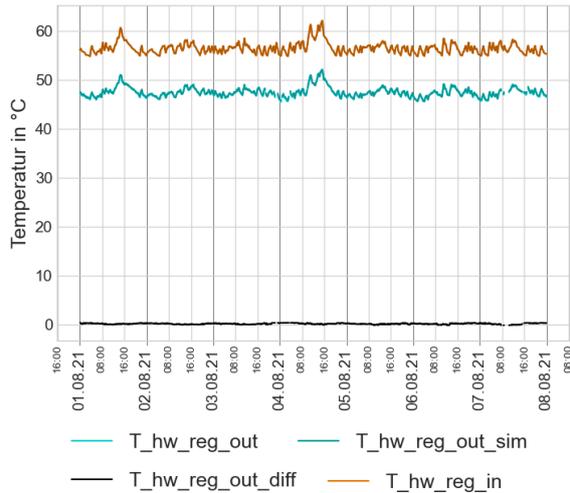


Abbildung 67: Vergleich der Heizwassertemperatur zwischen Messungen (hell) und der Simulation (dunkel) (liegen übereinander), sowie die Abweichung dazwischen (schwarz) und der Eintrittstemperatur (orange).

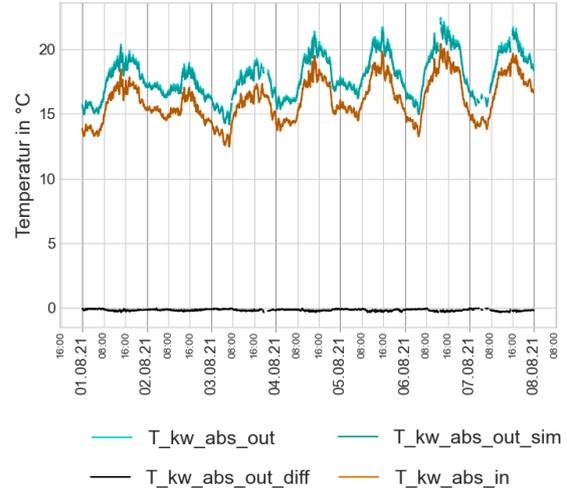


Abbildung 68: Vergleich der Kühlwassertemperatur zwischen Messungen (hell) und der Simulation (dunkel) (liegen übereinander), sowie die Abweichung dazwischen (schwarz) und der Eintrittstemperatur (orange).

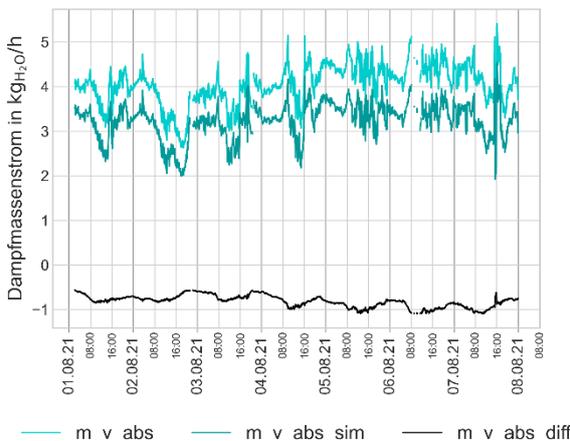


Abbildung 69: Vergleich des Dampfmassenstroms im Absorber zwischen Messungen (hell) und der Simulation (dunkel), sowie die Abweichung dazwischen (schwarz).

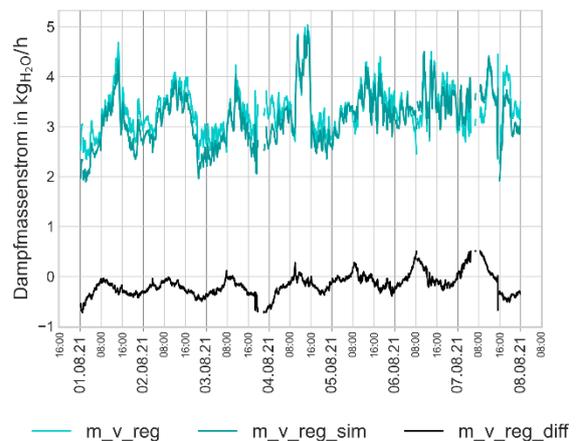


Abbildung 70: Vergleich des Dampfmassenstroms im Regenerator zwischen Messungen (hell) und der Simulation (dunkel), sowie die Abweichung dazwischen (schwarz).

Aufgrund der (in der Simulation) geringeren Desorption im Regenerator sinkt die Konzentration des Sorbens im konzentrierten Sorbensspeicher (siehe Abbildung 73). Diese geringere Konzentration führt dazu, dass im Absorber weniger konzentrierte LiCl-Lösung zum Entfeuchten zur Verfügung steht. Das senkt die simulierte Entfeuchtungsbreite, die ohnehin unterschätzt wird, und erhöht damit die Abweichung beim Absorptionsprozess zwischen Simulation und Messung (siehe Abbildung 72). Damit sinkt auch die Konzentration der LiCl-Lösung im verdünnten Sorbensspeicher, was zu einer Erhöhung der im Regenerator erreichten Desorption und einer geringeren Abweichung zu den Messdaten führt. Zusammenfassend führen die Abweichungen zwischen Simulation und Messung dazu, dass sich in der Simulation eine geringere Sorbenskonzentration einstellt, welche die Abweichung im Regenerator dämpft und die im Absorber verstärkt.

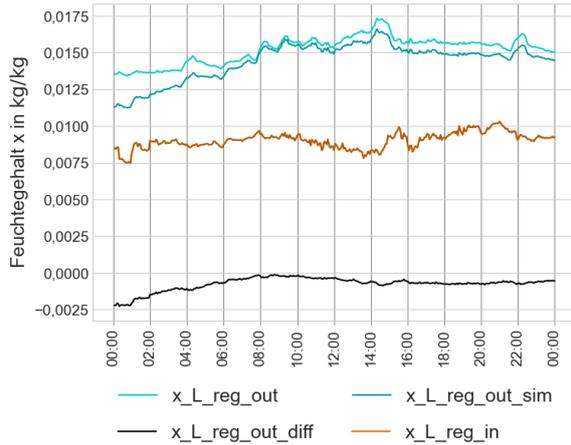


Abbildung 71: Vergleich des Austrittsfeuchtegehalts im Regenerator zwischen Messungen (hell) und der Simulation (dunkel), der Abweichung dazwischen (schwarz) und der Eintrittsfeuchte (orange) (01.08.21).

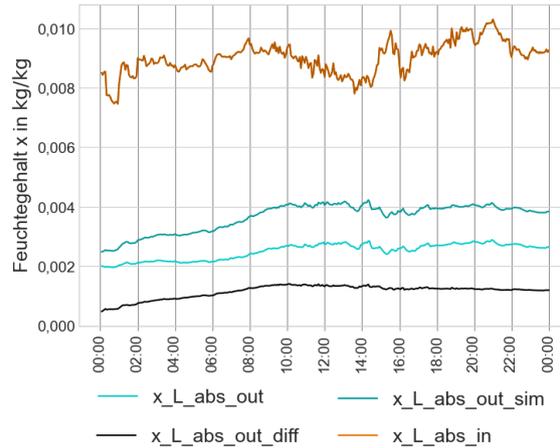


Abbildung 72: Vergleich des Austrittsfeuchtegehalts im Absorber zwischen Messungen (hell) und der Simulation (dunkel), der Abweichung dazwischen (schwarz) und der Eintrittsfeuchte (orange) (01.08.21).

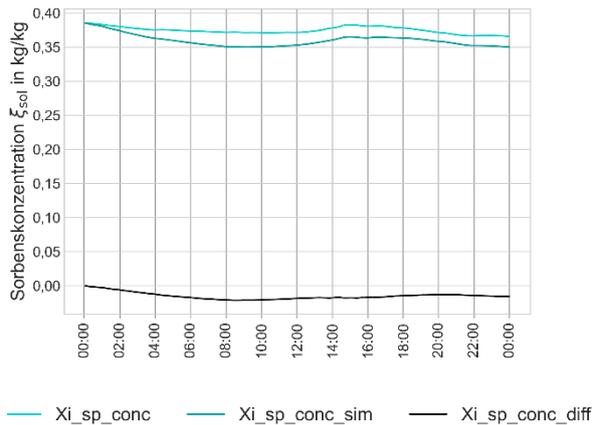


Abbildung 73: Sorbenkonzentration im konzentrierten Sorbensspeicher der Messungen (hell) und der Simulation (dunkel), sowie die Abweichung dazwischen (schwarz) (01.08.21).

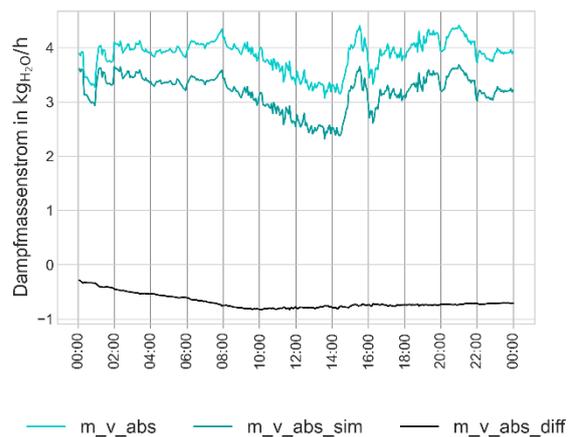


Abbildung 74: Vergleich des Dampfmassenstroms im Absorber zwischen Messungen (hell) und der Simulation (dunkel), sowie die Abweichung dazwischen (schwarz) (01.08.21).

3.5.3. Ergebnisse mit dem erweiterten Systemmodell

Das Systemmodell der LDAC-Anlage ist in TRNSYS abgebildet. Dort können weitere thermische Komponenten hinzugefügt werden. Das erweiterte Systemmodell enthält eine Solarthermieanlage, die einen Warmwasserspeicher erwärmt, der das Heizwasser für den Regenerator der LDAC-Anlage bereitstellt. Außerdem ist ein Durchlauferhitzer vor dem Regenerator abgebildet, der bei Bedarf zusätzliche Wärme liefert. Der Absorber ist luftseitig mit einem Modell eines Referenzgebäudes verbunden, das entfeuchtet werden soll. Das Gebäude im Modell hat ein Raumluftvolumen von 1000 m³ und wird im Umluftbetrieb von der LDAC-Anlage (baugleich zur Feldtest-LDAC-Anlage) entfeuchtet. Für die Jahressimulationen werden Wetterdaten von Göttingen eingelesen. Bei dem Referenzgebäude werden vor allem unterschiedliche Luftinfiltrationsraten untersucht, wodurch unterschiedliche Entfeuchtungslasten entstehen.

In einem ersten Schritt der Regelung wird die LDAC-Anlage über eine Ein-Aus-Regelung mit Hysterese gesteuert, die die Anlage bei Überschreiten des Zielwerts der Raumluftfeuchte (z. B. 6 g/kg) einschaltet und wieder ausschaltet, sobald der Zielwert um einen bestimmten Betrag (z. B. 0,5 g/kg) unterschritten wird. Der Zusatzheizer ist zunächst auf eine konstante Heizwassertemperatur von 60 °C eingestellt.

Die Regelung wird in mehreren Schritten erweitert. Zunächst wird die Ein-Aus-Regelung durch einen PID-Regler ersetzt, der zum einen schneller regeln kann, wenn der Grenzwert droht, überschritten zu werden, zum anderen wird die Anlage auch in Teillast angesteuert, um übermäßiges Takten zu vermeiden. Der Zusatzheizer wird ebenfalls mit einem PID-Regler gesteuert, der die Heizwassertemperatur je nach Entfeuchtungsbedarf regeln kann. Die solare Deckungsrate ($f = Q_{\text{coll}}/Q_{\text{reg}}$) eines beispielhaften Systems ist in Abbildung 75 dargestellt. Dabei ist zu sehen, dass die implementierte Regelung die solare Deckungsrate erheblich erhöhen kann, damit den Zusatzheizbedarf Q_{aux} verringert, sodass elektrische Energie eingespart werden kann. Abbildung 76 stellt die Dauer im Laufe eines Jahres dar, in der ein Taupunkt von 7 °C unterschritten wird. Bei einer geringen Infiltrationsrate von 0,1 h⁻¹ kann eine Taupunktunterschreitung mit beiden Regelungsstrategien vollständig verhindert werden. Bei höheren Infiltrationsraten kann die Entfeuchtungsanlage eine Taupunktunterschreitung nicht vollständig verhindern. Bei geringen Infiltrationsraten wird der Taupunkt mit der Ein-Aus-Regelung seltener unterschritten, bei hohen Infiltrationsraten senkt die PID-Regelung die Stunden der Taupunktunterschreitung erheblich. Die Ergebnisse der Modellierung sind in Tabelle 14 zusammengefasst.

Tabelle 14: Solare Deckungsrate und Stunden der Taupunktunterschreitung in einem Jahr der unterschiedlichen Regelungsstrategien bei verschiedenen Infiltrationsraten

Infiltrationsrate in h ⁻¹	Solare Deckungsrate		Stunden der Taupunktunterschreitung (7 °C)	
	Ein-Aus-Regelung	PID-Regelung	Ein-Aus-Regelung	PID-Regelung
0,1	0,80	1	0	0
0,3	0,40	0,65	49,9	96,3
0,6	0,27	0,39	1010	371
1	0,23	0,27	1950	927

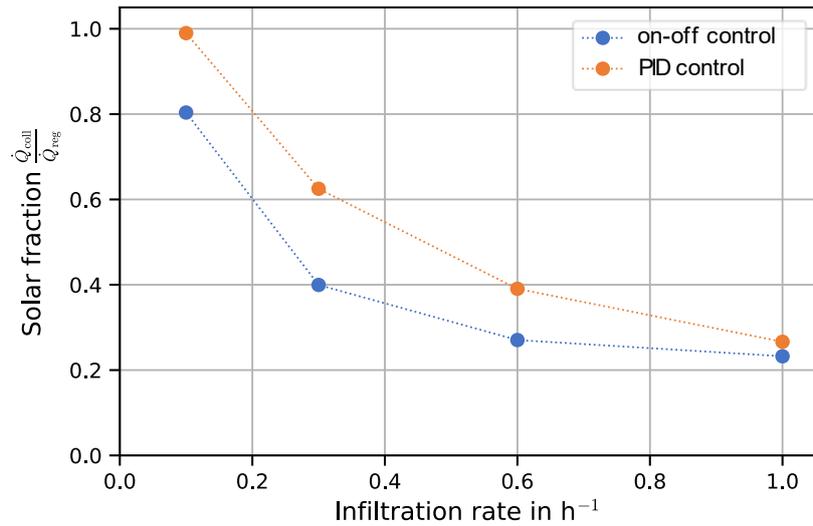


Abbildung 75: Solarer Deckungsgrad der verschiedenen Regelungsstrategien bei unterschiedlichen Infiltrationsraten.

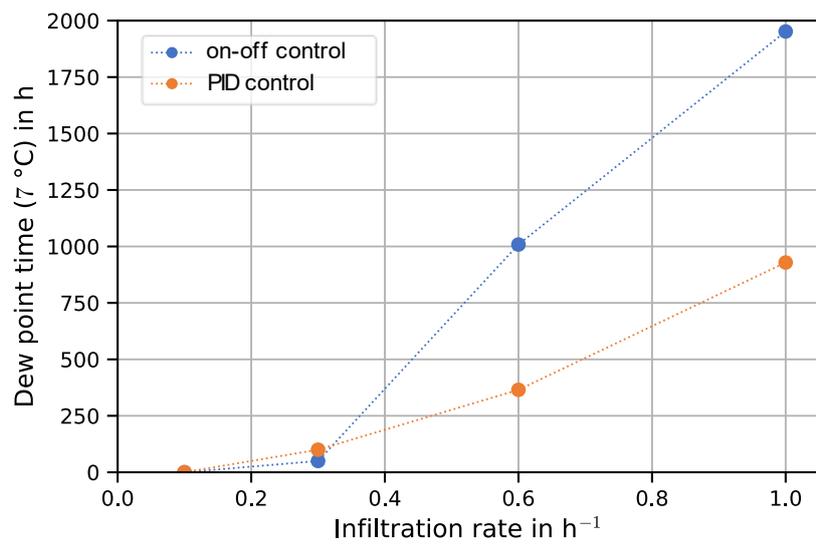


Abbildung 76: Stunden der Taupunktunterschreitung der verschiedenen Regelungsstrategien bei unterschiedlichen Infiltrationsraten.

3.6. AP6 Projektbegleitende Maßnahmen

Im Projektzeitraum konnten folgende Veröffentlichungen realisiert werden:

August 2021

Zwei Konferenzbeiträge (Präsentation) bei der International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC):

Völker L., Mandow W., Fleig D., Jordan U.: Performance analysis on a hybrid liquid desiccant air conditioning system using condenser heat for regeneration, Proc. International Sorption Heat Pump Conference, Berlin (online), 22.08.-25.08.2021

Mandow W., Mützel M., Völker L., Fleig D., Jordan U.: Development of a numerical model of a liquid desiccant air-conditioning system, Proc. International Sorption Heat Pump Conference, Berlin (online), 22.08.-25.08.2021

November 2021

Konferenzbeitrag (Präsentation) mit Veröffentlichung im Tagungsband zu den Ergebnissen vom Feldtest bei der DKV (Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein) Tagung in Dresden:

Völker L., Fleig D., Jordan U.: Offener Absorptionsprozess zur Raumluftentfeuchtung einer Gasdruckregelanlage, Proc. DKV Jahrestagung, Dresden, 18.11.-19.11.2021

Präsentation zu den Potentialen von Luftentfeuchtung in Gasdruckregelanlagen am Beispiel des Feldtests in Neu-Eichenberg bei dem Workshop „Energieeffizienz und regenerative Wärmeerzeuger für den GDRMA-Betrieb“ in Kassel am 11.11.2021

August 2022

Artikel zu Ergebnissen des Feldtests in der Fachzeitschrift KI – Kälte Luft Klimatechnik (Hüthig-Verlag):

Völker L., Sobolewski J., Fleig D., Jordan U.: Verringerung des Erdgasvorwärmbedarfs in einer Gasdruckregelanlage durch Luftentfeuchtung mit einer Flüssigsorptionsanlage, KI Kälte-Luft-Klimatechnik, Ausg. 8-9/2022, pp. 46-52

September 2022

Konferenzbeitrag (Poster) mit Veröffentlichung im Tagungsband (inkl. Review) bei der EuroSun 2022 in Kassel:

Völker L., Louvet Y., Fleig D., Pag F., Jordan U., Vajen K.: Energy Savings for Gas Preheating in the Gas Transport Sector with Air Dehumidification and Expansion Turbines, Proc. EuroSun 2022, Kassel, 25.09.-29.09.2022

4. Beitrag zu Querschnittszielen

Das Forschungsvorhaben trägt zur nachhaltigen Entwicklung bei, indem der fossile Energiebedarf bei der Erdgasbereitstellung reduziert wird.

5. Zusammenfassung

Es konnten alle Arbeitspakete im Projektzeitraum im Wesentlichen wie vorgesehen bearbeitet werden. Daher konnte das Projekt in der vorgegebenen Zeit erfolgreich abgeschlossen werden. AP3 (Integration LDAC-Anlage in GDRA) konnte zeitlich sogar vorgezogen werden, so dass der Feldtest (AP4) deutlich länger als geplant in Betrieb war.

Laboruntersuchungen

In Laborversuchen wurde die LDAC-Anlage im Labor der Universität Kassel umfangreich vermessen. Dabei wurden in Messreihen die Heizwassertemperatur, die Kühlwassertemperatur, die Wasserbeladung der Eintrittsluft, der Volumenstrom des Heizwassers, des Kühlwassers sowie der Luft im Absorber variiert. Die Leistungsfähigkeit der LDAC-Anlage wurde mit dem Dampfmassenstrom im Absorber, sowie der Entfeuchtungsbreite charakterisiert. Die Heizwasser- sowie die Kühlwassertemperatur haben den größten Einfluss auf die Entfeuchtungsleistung (Dampfmassenstrom im Absorber) sowie auf die Entfeuchtungsbreite. Die Kühlwassertemperatur lässt sich, außerhalb der Laborversuche, nur bedingt regeln, da diese direkt an die Feuchtkugelmitteltemperatur (Nasskühler) oder die Umgebungstemperatur (Trockenkühler) gekoppelt ist. Damit ist die Heizwassertemperatur und ggf. der Volumenstrom des Heizwassers in den meisten Anwendungen die einzig regelbare Größe, um die Entfeuchtung zu steuern. Durch Erhöhung des Luftvolumenstroms im Absorber kann die Entfeuchtungsleistung (übertragener Dampfmassenstrom) erhöht werden. Dies findet allerdings auf Kosten der Entfeuchtungsbreite statt, sodass diese Regelung für den Feldtest als ungeeignet eingestuft wurde.

Auswertung von Kennwerten

Die Effizienz der Anlage wurde mit dem RSHI (*regenerator specific heat input*) und dem COP_{therm} bewertet. Für die meisten Versuche liegt der RSHI im Bereich von 4 bis 5 kJ/g_{H₂O}. Die Heizwassertemperatur hat nur einen geringen Einfluss auf den RSHI, da die Entfeuchtungsleistung zwar steigt, die übertragene Wärme im Regenerator allerdings auch. Geringe Kühlwassertemperaturen haben einen sehr positiven Einfluss auf den RSHI, da die Entfeuchtung durch geringere Kühlwassertemperaturen erhöht wird, die erhöhte Kühlleistung den RSHI aber nicht beeinflusst. Die Eintrittsfeuchte der Luft hat einen sehr hohen Einfluss auf den RSHI. Je höher die Eintrittsfeuchte, desto geringer der RSHI. Der COP_{therm} bezieht die Kühlleistung in die Bewertung mit ein und liegt bei den Laborversuchen im Bereich von 0,23 bis 0,43. Die Eintrittsfeuchte der Luft hat auch auf den COP_{therm} einen großen Einfluss. Der Einfluss der Kühlwassertemperatur sinkt, da ggü. dem RSHI der Nutzen einer erhöhten Entfeuchtung mit einem entsprechenden Aufwand in Form von Kühlleistung verrechnet wird.

Feldtest

Im Rahmen eines Feldtestes konnte bei der GDRA in Neu-Eichenberg erfolgreich ein Luftentfeuchtungssystem mit der LDAC-Anlage aufgebaut und betrieben werden. Der Feldtest wurde von Juni 2020 bis August 2022 zur Entfeuchtung des Ex-Schutzraum betrieben. Das Heizwasser zur Regeneration wurde durch ein vorhandenes Wärmeversorgungs-system, dessen Speicher durch Solarthermie sowie Gasabsorptionswärmepumpen erwärmt wird, bereitgestellt. Die Kühlung des Absorbers wurde ab 2021 mit einem durch Regenwasser gespeisten Nasskühlturm realisiert. Der notwendige entfeuchtete Luftvolumenstrom beträgt konstant 500 m³/h. Der Betreiber hat als minimale Gasaustrittstemperatur (GAT) 4 °C festgelegt und einen Offset zur Taupunkttemperatur von 3 K (bzw. 5 K bis Sommer 2021). Es ist daher ausreichend, wenn die entfeuchtete Luft eine Wasserbeladung von 4 g/kg hat, was einem Taupunkt von 1 °C entspricht. Zur Erreichung dieser Austrittsfeuchten wurden Kurven zur Regelung der Heizwassertemperatur hinterlegt, die anhand der Laboruntersuchungen entwickelt werden konnten. Die von der Regelung geforderten Heizwassertemperaturen konnten

allerdings häufig nicht erreicht werden, da zum einen das Wärmeversorgungssystem die Vorlauftemperatur auf 55 °C begrenzt hat und zum anderen das Wärmeversorgungssystem häufig ausgefallen ist. Die minimale GAT von 4 °C konnte im Jahr 2021 in 77 % der Zeit erreicht werden. Ein längerer Zeitraum des nicht-Erreichens der minimalen GAT liegt im Juni 2021 vor, als bei hoher Außenluftfeuchte kein ausreichendes Heizwasser zur Verfügung stand. Aufgrund der Taupunktregelung und der Luftentfeuchtung konnte im gesamten Berichtszeitraum keine Kondensatbildung im Ex-Schutzraum festgestellt werden, obwohl die GAT auch in den Sommermonaten häufig bei 4 °C lag.

Energieeinsparpotential

Zur Bestimmung der Energieeinsparungen bei der Gasvorerwärmung wurde der tatsächlich erreichte Taupunkt im Ex-Schutzraum mit dem Taupunkt verglichen, der ohne Luftentfeuchtung im Ex-Schutzraum geherrscht hätte. Aus den Taupunkten lässt sich auf die GAT und damit auf den physikalischen Vorwärmbedarf schließen. Im Jahr 2021 konnte durch die Luftentfeuchtung der physikalische Wärmebedarf um 98,5 MWh gesenkt werden, was einer Reduzierung von 12,8 % entspricht. Der Wärmebedarf zur Regeneration von 40,5 MWh ist von dieser Einsparung bereits abgezogen. Allerdings muss der zusätzliche Stromverbrauch der Luftentfeuchtung von 5,15 MWh berücksichtigt werden. Die größte Einsparung findet in den Sommermonaten statt, obwohl der Gasdurchsatz dort am geringsten ist. Bei höherem Gasdurchsatz in den Sommermonaten würde die Gaseinsparung deutlich höher ausfallen. Werden Primärenergieeinsparungen betrachtet beträgt die Einsparung im Jahr 2021 für die Mittelwerte der getroffenen Annahmen (mittlerer Umrechnungsfaktor) 106 MWh/a bzw. 11,2 %. Die Erdgaseinsparung beträgt für diese Annahmen 105 MWh/a und entspricht einer Reduktion des Heizgasbedarfs um 12,2 %. In den Primärenergieeinsparungen ist auch der Stromverbrauch der LDAC-Anlage berücksichtigt, was zu geringeren prozentualen Einsparung führt im Vergleich zur Einsparung beim Heizgasbedarf. Das Potential zur Reduzierung des Vorwärmbedarfs für GDRA in Deutschland wurde anhand der Ergebnisse des Feldtests abgeschätzt und beläuft sich mindestens auf 100 GWh/a. Da die betrachtete GDRA vom Feldtest bereits eine Taupunktregelung besitzt und regenerative Energiequellen nutzt, was nicht zum Standard in GDRA gehört, liegen die Einsparungen eher im Bereich von 100 bis 240 GWh/a.

Modellierung

Ein bestehendes Komponentenmodell von Absorber und Regenerator wurde weiterentwickelt und anhand der Laborversuche validiert. In der Modellentwicklung wurden Komponentenmodelle in FORTRAN entwickelt, die sich in TRNSYS einbinden und erweitern lassen. Es wurde ein Komponentenmodell entwickelt, das in der Lage ist, den Regenerations- sowie den Absorptionsprozess (mit und ohne interne Kühlung) abzubilden. Es sind Ein-Knoten-Modelle entstanden, die den Wärmeaustausch zwischen Luft, Sorbens und Heiz- bzw. Kühlwasser sowie den Massentransport (H₂O) zwischen Luft und Sorbens abbilden. Die mittlere relative Abweichung des Dampfmassenstroms des Komponentenmodells im Vergleich zu den Labormessungen beträgt beim Absorptionsprozess 4 % und beim Regenerationsprozess 6 %. Damit weisen die Komponentenmodelle eine sehr gute Übereinstimmung mit den Laborversuchen auf. Die Verschaltung von Absorber und Regenerator mit einem Sorbensspeicher, der ebenfalls in FORTRAN entwickelt wurde, in TRNSYS ergibt ein Systemmodell der LDAC-Anlage. Beim Vergleich des Systemmodells im Labor mit den Ergebnissen der Simulation ergeben sich Abweichungen des Dampfmassenstroms von maximal 17 % im Absorber und 19 % im Regenerator. Diese Arbeiten mündeten in eine Dissertation und wurden im Rahmen dieser bereits veröffentlicht [5].

Das Systemmodell der LDAC-Anlage wurde genutzt, um die LDAC-Anlage im Feldtest abzubilden. Über alle Zeiträume, die sich prinzipiell zur Auswertung eignen (Messdaten liegen vor und LDAC-Anlage wurde größtenteils unterbrechungsfrei betrieben) beträgt die normalisierte mittlere Abweichung

des Dampfmassenstroms bezogen auf die Messungen im Absorber 27,5 % und im Regenerator 19,1 %. In einem zur Validierung besonders geeigneten Zeitraum des Feldtests (Anlage lief 2 Monate durchgehend) beträgt die normalisierte mittlere Abweichung des Dampfmassenstroms 19 % für den Absorber und 9 % für den Regenerator. Der dynamische Verlauf der simulierten Größen stimmt mit den Messdaten im Feldtest gut überein, ist allerdings stets um einen relativ konstanten Betrag verschoben. Die Änderung der Wassertemperaturen wird mit mittleren absoluten Abweichungen von 0,21 K des Heizwassers und 0,24 K des Kühlwassers sehr gut abgebildet.

In einer Simulationsstudie wurde für eine LDAC-Anlage, die im Umluftbetrieb einen Raum zur Kondensatvermeidung entfeuchtet, eine Regelung entworfen, um solare Wärmenutzung zur Regeneration zu verbessern. Dabei konnte die neue Regelung gegenüber einer ursprünglichen Ein-Aus-Regelung die solare Deckungsrate um 4 bis 20 %-Punkte steigern und die Stunden der Taupunktunterschreitung um bis zu 1000 h pro Jahr senken.

Wirtschaftlichkeitsanalyse

In einer Wirtschaftlichkeitsanalyse wurden die Feldtestanlage und Szenarien betrachtet, in denen aus den Randbedingungen für die Prototypanlage schrittweise realistischere Annahmen für eine Standardanlage betrachtet wurden. Der Betrieb der Feldtestanlage lässt sich nicht wirtschaftlich darstellen. Ohne Berücksichtigung der für die Feldtestanlage verwendeten Messtechnik, bei geeigneter Auslegung, bei Erdgaspreisen von 9,53 ct/kWh (EEX, 2022) und ohne den Einsatz eines Trockenkühlers ergibt sich eine Amortisationszeit von ca. 10 Jahren. Es ist zu erwarten, dass sich insbesondere die Installationskosten durch verringerte Einbauaufwendungen noch weiter reduzieren lassen.

Je höher der Erdgasbedarf im Sommerhalbjahr ist, desto höher ist der Vorwärmbedarf aufgrund hoher Außenluftfeuchten und somit auch das Einsparpotential durch eine Luftentfeuchtung. Daher ist es sinnvoll, Luftentfeuchtungsanlagen zuerst bei jenen GDRAs umzusetzen, die einen hohen sommerlichen Erdgasdurchsatz haben.

Die Gaseinsparungen bei der Vorwärmung sind proportional zum Erdgasdurchsatz, während der Wärmebedarf zur Luftentfeuchtung an das Raumvolumen gekoppelt ist, das nicht proportional mit dem Gasdurchsatz ansteigt. Die Wirtschaftlichkeit einer Sorptionsanlage ist daher individuell für den Einzelfall zu prüfen.

Ausblick: Einsatz von Adsorptionsentfeuchtern

Adsorptionsentfeuchter mit deutlich geringeren Investitionskosten könnten eine wirtschaftlich günstigere Alternative zur Luftentfeuchtung in GDRAs sein. Es besteht weiterer Untersuchungsbedarf insbesondere zu der Frage, zu welchem Anteil die Regeneration eines Adsorptionsentfeuchters mit Solarthermie gedeckt werden kann.

Eine Luftentfeuchtung mit Kondensationsentfeuchtern ist dagegen aufgrund der zu erzielenden Taupunkttemperaturen um den Gefrierpunkt und die damit verbundene Vereisungsproblematik von Verdampfern nicht zu empfehlen.

6. Quellenverzeichnis

- [1] DVGW e.V. Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches, Technische Regel Arbeitsblatt G 499: Erdgas-Vorwärmung in Gasanlagen, ISSN 0176-3490, 2007.
- [2] J. Mischner, H.-G. Fasold and J. Heymer, Systemplanerische Grundlagen der Gasversorgung, Systemplanerische Grundlagen, 2015.
- [3] W. Lukas, Dissertation: Effiziente Erdgasbereitstellung mit erneuerbaren Energien, Kassel, 2019.
- [4] K. Stroh, G. Winkler and J. Köhler, "Ammoniak und Ammonium," 2004. [Online]. Available: https://www.lfu.bayern.de/buerger/doc/uw_6_ammoniak_ammonium.pdf. [Accessed 16. 06. 2023].
- [5] W. Mandow, Modellierung von offenen Absorptionsanlagen zur Raum- und Prozessluftentfeuchtung, Kassel, Universität Kassel, Fachbereich Maschinenbau, Institut für Thermische Energietechnik, 2023.
- [6] "BDEW Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V.," [Online]. Available: <https://www.bdew.de/service/daten-und-grafiken/monatlicher-erdgasverbrauch-deutschland/>. [Accessed 28. 06. 2023].
- [7] M. Wietschel et al., "Integration erneuerbarer Energien durch Sektorenkopplung: Analyse zu technischen Sektorkopplungsoptionen," Umweltbundesamt, Dessau-Roßlau, 2019.
- [8] L. Ronny, A. Schwigon and D. M. Steiner, "Bestands- und Ereignisdatenerfassung Gas – Ergebnisse aus den Jahren 2011 bis 2020," *DVGW energie / wasser-praxis / Bonn*, 2021.
- [9] J. Mischner, R. Köstner and K. Krause, "Schaltungen zur Energierückgewinnung für die Gasvorwärmung in Gasdruckminderungsanlagen," *gwf Gas+Energie*, vol. 6, pp. 66-75, 2019.
- [10] VDI e. V., VDI-Wärmeatlas, 11 ed., Heidelberg: Springer Vieweg Berlin, 2013.