

**Experimentelle und mathematisch-numerische
Untersuchung von verdunstungsgekühlten, sorptiv
beschichteten Wärmeübertragern für die
Luftentfeuchtung und -kühlung**

vorgelegt von
Dipl.-Ing.
Constanze Bongs
aus Aachen

von der Fakultät III - Prozesswissenschaften
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktorin der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzende: Prof. Dr. rer. nat. habil. Sabine Enders

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Felix Ziegler

Gutachter: Dr. rer. nat. Hans-Martin Henning

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 15. Februar 2013

Berlin 2013

D 83

Danksagung

Mein Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Felix Ziegler für die Übernahme der Betreuung der Arbeit und die hilfreichen und spannenden Diskussionen und Anregungen, die wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Ebenso gilt mein Dank Dr. Hans-Martin Henning für die Übernahme des Koreferats, für die inhaltliche Betreuung am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE und die gute Idee zum ECOS-Konzept. Ich habe mich gefreut, dass Prof. Dr. Sabine Enders den Vorsitz des Promotionsausschusses übernommen hat.

Die Arbeit wurde in wesentlichen Teilen durch ein Promotionsstipendium der Reiner Lemoine Stiftung (RLS) finanziert. Dieser möchte ich für die mir so entstandenen Freiräume danken, die einen erfolgreichen Abschluss der Dissertation deutlich erleichtert haben.

Weiter danke ich meinen Kolleginnen und Kollegen am Fraunhofer ISE für die inhaltlichen Diskussionen und die lustigen Momente, die die Arbeit immer wieder aufgelockert haben. Besondere Erwähnung gilt hier Dr. Alexander Morgenstern für die Zusammenarbeit im ECOS-Projekt und die jederzeit kreativen Ideen zu praktischen Lösungen am Teststand. Dr. Peter Schossig und Edo Wiemken möchte ich für die Unterstützung insbesondere auch gegen Ende der Dissertation danken. Weiter haben Ursula Wittstadt, Matthias Schicktanz, Alexander Morgenstern, Gerrit Földner, Stefan Henninger und meine Eltern Eugenie Bongs-Beer und Rolf Klaus Bongs die Arbeit durch ein erstes Korrekturlesen bereichert. Auch sollen die aufreibenden Diskussionen zur Energiebilanz der Adsorption, an denen Eric Laurenz, Matthias Schicktanz und Valentin Schwamberger beteiligt waren, nicht unerwähnt bleiben. Die Dissertation wurde im experimentellen Bereich durch die Abschlussarbeiten von Sebastian Paczkowski, Christian Wagner, Patrik Jübermann und Yudhi Lukito unterstützt - auch hier ein herzlicher Dank. Nicht zuletzt schätze ich mich glücklich über die große Unterstützung von Niklas Hartmann und die vielen schönen Momente in den letzten Jahren.

Kurzzusammenfassung

In dieser Dissertation werden Untersuchungen eines neuartigen, offenen Sorptionsprozesses zur Luftentfeuchtung und -kühlung vorgestellt. Gegenstand der Arbeit ist die Hauptkomponente, der durch Verdunstung gekühlte sorptiv beschichtete Luft-Luft-Plattenwärmeübertrager (ECOS - Evaporatively COoled Sorptive Heat Exchanger). Die Wände der Kanäle des Wärmeübertragers, die von der zu klimatisierenden Luft (Sorptionsluft) durchströmt werden, sind mit einem Adsorptionsmaterial beschichtet. Beim Durchströmen der Sorptionskanäle adsorbiert Wasserdampf in den Poren dieses Sorptionsmaterials. Dies führt zu der erwünschten Luftentfeuchtung. Dabei wird Adsorptionswärme freigesetzt. Um einer Erwärmung des Sorptionsmaterials und der Sorptionsluft entgegenzuwirken, wird in den angrenzenden Kühlkanälen der Effekt der Verdunstung von Wasser in einem zweiten Luftstrom ausgenutzt. Durch diese Kühlung kann im Sorptionsmaterial eine höhere Wasseraufnahme realisiert werden als bei ungekühlter Prozessführung, wie sie in marktgängigen Sorptionsrotoren stattfindet. Zielsetzung des neuartigen Prozesses ist eine Steigerung der Entfeuchtungsleistung bei gleichzeitiger Temperaturabsenkung der Sorptionsluft. Da das Sorptionsmaterial durch heiße Luft regeneriert wird, handelt es sich um ein thermisch angetriebenes Verfahren zur Luftkonditionierung.

Der gekoppelte Wärme- und Stofftransport bei der Adsorption und Verdunstung wird auf Basis der experimentellen Charakterisierung von zwei mit Silikagel beschichteten Wärmeübertragern und anhand der dynamischen Modellierung untersucht. In der Messung der Sorptionszyklen wurde der zyklische Betrieb durch Umschalten zwischen den Luftströmen der Adsorptions-, Desorptions- und Zwischenkühlphase abgebildet. An langen Zyklen, in denen das Sorptionsmaterial näherungsweise in ein Gleichgewicht mit der einströmenden Luft gebracht werden kann, wird exemplarisch der Vorteil der verdunstungsgekühlten Adsorption nachgewiesen. Für Prototyp II wird eine Steigerung der adsorbierten Wassermasse um 47% im Vergleich zu sonst gleicher Prozessführung mit reiner Luftkühlung, also ohne Verdunstung, erreicht. Gleichzeitig erhöhen sich die Kühlleistung um den Faktor 4.2 und der thermische COP um den Faktor 4.1. Das Modell des Wärmeübertragers beinhaltet ein Sorptionsmodell, in dem ein pseudo-gaseitig limitiertes Kinetikmodell implementiert ist, ein Wandmodell und ein Modell der Filmverdunstung auf der Kühlseite. Die Kreuzstromkonfiguration der Prototypen wird durch die Verknüpfung der Luftströme im diskretisierten Wärmeübertragermodell abgebildet. Der Vergleich mit Messungen unter unterschiedlichen Randbedingungen dient der Modellvalidierung. An einer Variation der Randbedingungen im Experiment wird der Einfluss der Zykluszeit, der Desorptionstemperatur, der Eintrittsfeuchten und der Massenströme auf die Entfeuchtungs- und Kühlleistung dargestellt. Die Simulation gibt die experimentell ermittelten Abhängigkeiten qualitativ und quantitativ richtig wieder. Das validierte Modell wird angewendet, um Möglichkeiten zur Prozessverbesserung zu analysieren. Ergebnisse der Modellrechnungen sind: (1) Eine gegensinnige Durchströmung der Sorptionsseite in Adsorption und Desorption führt zu keiner Prozessverbesserung. (2) Die ideale Verdunstung aus einem die Kanalwände der Kühlseite benetzenden Wasserfilm ist vorteilhaft gegenüber einer idealen Tröpfchenverdunstung. (3) Eine Reduzierung der thermischen Massen der Zuflörmstrecken führt zu einer weiteren Steigerung der Leistungskennzahlen und einer Verschiebung hin zu kürzeren sinnvollen Zykluszeiten.

Abstract

This thesis reports on investigations on a novel open sorption process for air dehumidification and cooling. Studies focus on the main component of the process - the Evaporatively COoled Sorptive coated air-to-air heat exchanger (ECOS). In this heat exchanger, the primary channels are coated with a solid desiccant. While the humid air stream to be conditioned flows through these sorption channels water vapour is adsorbed from the air onto the surface of the desiccant. This leads to the desired air dehumidification. The heat of adsorption is released at the site of adsorption in the desiccant. To counteract the resulting temperature increase of the desiccant, water is sprayed into the adjacent secondary cooling channels where it evaporates into the cooling air stream. Heat is now transferred from the desiccant to the cooling channels. Due to the resulting lower temperature the desiccant is able to realize a higher water uptake than in the adiabatic adsorption process which is applied in market available desiccant rotors. The objective of the novel process is to increase the dehumidification performance while attaining a simultaneous temperature reduction of the process air. As the desiccant is regenerated by a hot air stream, the process is classified as a thermally-driven air-conditioning process.

The coupled heat and mass transfer phenomena of adsorption and evaporation are investigated by the experimental characterization of two heat exchangers coated with silica gel and on the basis of dynamic modelling. In the measurements, the cyclic operation of the sorptive coated heat exchanger switching between the adsorption, desorption and precooling phases is implemented. For the exemplary case of long cycles, in which the sorption material approximately attains equilibrium, the advantage of the evaporatively cooled adsorption process is demonstrated. For the second prototype an increase in the adsorbed water mass by 47% is realized in comparison to the air cooled cycles without evaporation. At the same time the cooling capacity increases by a factor of 4.2 and the thermal COP by a factor of 4.1. The model of the heat exchanger includes a sorption model in which sorption kinetics are represented by a pseudo-gas side controlled approach, a wall model and a model of film evaporation on the cooling side. The cross-flow configuration of the prototypes is embodied by appropriately linking the air flows in the discretized heat exchanger model. Measurements under different boundary conditions are used for model validation. The influence of the cycle time, the desorption temperature, the inlet humidity ratio and the mass flow rates on the measured dehumidification and cooling performance is discussed. For the given variation of boundary conditions the simulation is able to qualitatively and quantitatively correctly reproduce the experimentally determined dependencies. The validated model is applied to identify opportunities for process improvement. Results of simulation analysis are: (1) A flow reversal from adsorption to desorption does not lead to a process improvement. (2) The ideal film evaporation shows a distinct advantage over an ideal evaporation of droplets. (3) A reduction in the thermal mass of the influx air ducts leads to a further increase in the key performance indicators and to a shift to shorter cycle times to be favourably implemented.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Motivation	1
1.2. Entfeuchtung durch gekühlte Adsorption	2
1.3. Fragestellung und Vorgehensweise	4
1.4. Aufbau der Arbeit	5
2. Grundlagen und Stand von Wissenschaft und Forschung	7
2.1. Thermodynamische Grundlagen	7
2.1.1. Beschreibung der Wärmeübertragung	7
2.1.2. Beschreibung des Stofftransports	13
2.1.3. Stoffwertemodell feuchter Luft	15
2.1.4. Verdunstungskühlung	17
2.2. Thermodynamik der Adsorption	21
2.2.1. Adsorptionsgleichgewichte	22
2.2.2. Eigenschaften und Klassen von Adsorptionsmaterialien	26
2.2.3. Wärme- und Stofftransport bei der Adsorption	29
2.2.4. Modellansätze zur physikalischen Beschreibung der Wasserdampf- adsorption	33
2.2.5. Literaturübersicht zum Vergleich von Diffusionsmodellen mit ver- einfachten homogenen Modellen	37
2.3. Gegenstand der Arbeit und Abgrenzung zum Stand der Technik	39
2.3.1. Sorptionsgestützte Klimatisierung	39
2.3.2. Der verdunstungsgekühlte offene Sorptionsprozess ECOS	41
2.3.3. Literaturübersicht zu gekühlten sorptiv beschichteten Wärmeüber- tragern für den Einsatz in offenen Systemen	46
2.3.4. Abgrenzung zu anderen Arbeiten	53
3. Experimentelle Charakterisierung von Sorptionswärmeübertragern	55
3.1. Konstruktion und Dimensionierung der Prototypen	55
3.1.1. Erster Prototyp mit Silikagel-Papier-Komposit	55
3.1.2. Zweiter Prototyp mit Silikagel-Epoxidharzklebung	60
3.1.3. Sorptionsgleichgewichte der angewandten Materialien	63
3.2. Experimenteller Aufbau	70
3.2.1. Luftkonditionierungseinheit und Messaufbau	70
3.2.2. Sensorik und Kalibrierung	75
3.3. Messungen und Vorgehen der Auswertung	83
3.3.1. Kategorien durchgeführter Messungen	83
3.3.2. Auswertung quasi-stationärer Messungen: Wärmeübertragung oh- ne Phasenwechsel	84

3.3.3.	Auswertung quasi-stationärer Messungen: indirekte Verdunstungskühlung	92
3.3.4.	Umsetzung der zyklischen Adsorptionsmessung	94
3.3.5.	Temperatur- und Feuchteverläufe eines exemplarischen Sorptionszyklus	97
3.3.6.	Messdatenauswertung des Sorptionszyklus	101
3.3.7.	Beispielhafte Auswertungen langer und kurzer Adsorptionszyklen .	105
4.	Modellierung des verdunstungsgekühlten Sorptionswärmeübertragers	111
4.1.	Physikalisch-Mathematische Beschreibung	111
4.1.1.	Allgemeines Modell eines Luftvolumens	112
4.1.2.	Sorptionsmodell	115
4.1.3.	Wandmodell	123
4.1.4.	Verdunstungsmodell	124
4.1.5.	Implementierung verschiedener Strömungskonfigurationen	129
4.2.	Grenzwertbetrachtung und Sensitivitätsanalyse des Modells des Sorptionswärmeübertragers	131
4.2.1.	Grenzwertbetrachtung	133
4.2.2.	Sensitivitätsanalyse	138
4.2.3.	Diskussion der Modelldiskretisierung	142
5.	Validierung des Simulationsmodells und Diskussion der Messdaten	147
5.1.	Parametrisierung der Prototypen	147
5.1.1.	Abbildung des Wärmeübertrageraufbaus in der Simulation	147
5.1.2.	Vorgehensweise der Modellkalibrierung	150
5.2.	Modellvalidierung an quasi-stationären Messungen	152
5.2.1.	Wärmeübertragung ohne Phasenwechsel	152
5.2.2.	Indirekte Verdunstungskühlung	154
5.3.	Modellvalidierung an Zyklmessungen	161
5.3.1.	Langer luftgekühlter Zyklus an Prototyp I: Einfluss der Wärmekapazität	162
5.3.2.	Langer verdunstungsgekühlter Zyklus an Prototyp I: Einfluss der Befeuchtungsgüte	166
5.3.3.	Kurze Zyklen an Prototyp I: Einfluss der Zykluszeit	168
5.3.4.	Kurze Zyklen an Prototyp I: Einfluss der Desorptionstemperatur .	172
5.3.5.	Zyklusmessung an Prototyp II: Einfluss der Verdunstung während der Desorption	174
5.3.6.	Validierung Prototyp II: Variation der Randbedingungen	177
5.4.	Zusammenfassende Diskussion der Modellvalidierung	185
6.	Modellanwendung	187
6.1.	Verhalten der Prototypen I und II im Vergleich	187
6.2.	Verdunstungsmechanismen im Vergleich	190
6.3.	Strömungskonfigurationen	194
6.3.1.	Bauart des Sorptionswärmeübertragers	194
6.3.2.	Gegensinnige Desorption	195

6.4. Variation des zeitlichen Temperaturprofils am Eintritt in den Sorptionswärmübertrager	198
6.4.1. Variation der thermischen Masse der Zuströmstrecke	198
6.4.2. Variation der Zykluszeit	202
7. Zusammenfassung und Ausblick	207
7.1. Zusammenfassung	207
7.2. Ausblick	210
Nomenklatur	212
Literaturverzeichnis	218
Abbildungsverzeichnis	228
Tabellenverzeichnis	235
A. Anhang	237
A.1. Bilanzwerte langer Zyklen in Prototyp I	237
A.2. Reproduzierbarkeit der kurzen verdunstungsgekühlten Messungen in Prototyp II	238
A.3. Datenblatt Wärmeübertrager Klingenburg	240
A.4. Fehlerrechnung	241
A.5. Modellierung der Tröpfchenverdunstung	247
A.6. Kalibrierungsrechnungen	249
A.7. Graphiken: Variation der Desorptionstemperatur (PT I)	253
A.8. Temperaturrampe der Untersuchung der Strömungskonfigurationen	254
A.9. Darstellung der Validierungssimulationen für Prototyp I und II	254

1. Einleitung

1.1. Motivation

Über den Einfluss des Menschen auf die Erwärmung des Erdklimas besteht spätestens seit der Veröffentlichung des 4. Sachstandsberichts des Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) allgemeiner Konsens. Als Haupttreiber dieser Entwicklung wird die Freisetzung von klimaschädlichen Gasen, im Besonderen von Kohlenstoffdioxid durch die Nutzung fossiler Brennstoffe identifiziert [IPCC, 2007]. Die Verbrennung fossiler Brennstoffe zur Stromerzeugung führt dazu, dass durch Strom angetriebene Prozesse indirekt zur Freisetzung klimaschädlicher Gase beitragen. Im Bereich der Kälteerzeugung und Klimatisierung gilt dies insbesondere für die marktbeherrschenden Kompressionskälte-technologien.

Der Kälteerzeugung und Klimatisierung konnte bereits im Jahr 2002 ein Anteil von 15% des globalen Stromverbrauchs zugerechnet werden [IIR, 2002]. Für Europa (EU-27) entfielen im Jahr 2007 20% des Elektroenergieverbrauchs in Wohngebäuden auf Kälteerzeugung und Klimatisierung. Die in Europa im Vergleich zu Japan und den USA noch wesentlich geringere Marktdurchdringung von Raumklimatisierungsgeräten im Wohnbereich (1997: Europa 5%, USA 65%, Japan 85%) lässt einen weiteren starken Anstieg der Verwendung von Klimageräten erwarten [Riviere et al., 2008, S.25]. Als Treiber für den Anstieg des Kühlbedarfs in Europa werden steigende Komfortbedürfnisse, sinkende Preise für Klimatisierungsgeräte und steigende Temperaturen angeführt [Grignon-Masse et al., 2011]. Aufgrund des Anstiegs des Kühlbedarfs soll sich in Europa der Kohlenstoffdioxid-Ausstoß durch Klimatisierung von 18.1 Mio tCO₂ in 2000 auf 40.1 Mio tCO₂ in 2020 mehr als verdoppeln. Die Prognosen für Deutschland allein lassen sogar mehr als eine Verdreifachung von 0.8 Mio tCO₂ im Jahr 2000 auf 2.6 Mio tCO₂ im Jahr 2020 erwarten [Adnot et al., 2003, S.65].

Vor diesem Hintergrund wird deutlich, dass die Entwicklung alternativer, nicht durch Strom angetriebener Verfahren der Klimatisierung einen erheblichen Beitrag zur Vermeidung des Ausstoßes von Klimagasen leisten kann. Thermisch angetriebene Sorptionskälteprozesse können als klimafreundliche Alternativen eingesetzt werden, da die Bereitstellung der Antriebswärme durch Nutzung von Abwärme oder durch thermische Solar Kollektoren erfolgen kann. Thermisch angetriebene Kälteanlagen zur Gebäudeklimatisierung sind im Leistungsbereich oberhalb von 50 kW_{th} bereits seit längerem kommerziell erhältlich. Forschungs- und Entwicklungsbedarf besteht für kleine thermisch angetriebene Anlagen zum Einsatz im Wohnbereich und in kleineren Büros (< 30 kW_{th}) [Henning et al., 2001]. Schwerpunkte aktueller Forschung sind die Weiterentwicklung geschlossener Adsorptionskältemaschinen [Füldner et al., 2011, 2009] sowie sorptiver Lüftungsgeräte in offener Prozessführung [Enteria et al., 2011; Myat et al., 2012; White et al., 2011].

1.2. Entfeuchtung durch gekühlte Adsorption

Aufgabe der Luftkonditionierung ist es, die Einhaltung von Temperatur und Feuchte der Luft innerhalb als behaglicher empfundener Grenzen zu gewährleisten. In warm-feuchten Klimaten muss dafür eine Temperaturabsenkung und Entfeuchtung erzielt werden. In marktüblichen Klimaanlageanlagen erfolgt dies in zwei aufeinander folgenden Schritten:

- Feuchtekontrolle: Die Reduktion der Feuchte in der Luft wird durch die Kondensation des Wasserdampfes erreicht. Eine Abkühlung der Luft auf Temperaturen von etwa $10\text{-}12^\circ\text{C}$ ist erforderlich, um niedrige Feuchten zu erzielen [Wan et al., 2007].
- Temperaturkontrolle: Die nun kalte Luft muss wieder auf die erwünschte Zulufttemperatur erhitzt werden. Diese liegt bei etwa $15\text{-}17^\circ\text{C}$ [Wan et al., 2007].

Für beide Schritte wird Energie benötigt. Zum einen erfordert der Antrieb des konventionellen Klimatisierungsprozesses, der die Luft abkühlt und die Kondensationswärme abführt, den Einsatz von Elektroenergie. Zusätzlich muss für die Wiedererwärmung der Luft im zweiten Schritt Wärme eingesetzt werden.

In dieser Dissertation wird ein direkterer Weg der Luftkonditionierung untersucht: die gleichzeitige Abkühlung und Entfeuchtung von Luft mithilfe eines Sorptionsprozesses, der mit Wärme anstelle von elektrischer Energie angetrieben wird. Dieser nutzt feste Sorptionsmaterialien, die hochporös sind und daher eine sehr große innere Oberfläche aufweisen. Durch die Anlagerung von Wasserdampf aus der Luft an diese Oberfläche (Adsorption) kann die Luft entfeuchtet werden. Ein allgemein bekanntes Beispiel sind Silikagelkügelchen, die in Warenlieferungen in kleinen Päckchen als Trocknungsmittel beigelegt sind.

Der Phasenwechsel von Wasser ist der grundlegende physikalische Vorgang, der den hier betrachteten Sorptionsprozess bestimmt. Ein anschauliches Beispiel für einen Phasenwechsel ist das „Kochen“ von Wasser, bei dem dieses von dem flüssigen in den gasförmigen Zustand übergeht. Während der Verdampfung bleibt die Temperatur des Wassers konstant, da die gesamte zugeführte Energie für den Phasenwechsel benötigt wird. Das Verdampfen und das artverwandte Verdunsten sind Prozesse, in denen Wärme zugeführt werden muss (endotherm). Dagegen geht Wasserdampf bei der Kondensation in den flüssigen Zustand über. Hierbei wird die Kondensationswärme freigesetzt (exotherm).

Die Adsorption kann als ein der Kondensation ähnlicher Prozess verstanden werden. Wasserdampf (gasförmig) geht in einen flüssigkeitsähnlichen Adsorbatzustand über. Bei der Adsorption wird Wärme frei. Der umgekehrte Prozess ist die Desorption, in der das Wasser wieder vom Adsorbatzustand in die Gasphase übergeht. Die Desorption kann durch Wärmezufuhr erzielt werden. Zusammenfassend gilt:

- Verdunstung (endotherm): flüssig \rightarrow gasförmig
- Kondensation (exotherm): gasförmig \rightarrow flüssig

- Desorption (endotherm): adsorbiert \rightarrow gasförmig
- Adsorption (exotherm): gasförmig \rightarrow adsorbiert

Gegenstand dieser Arbeit ist die Luftkonditionierung in einem neuartigen verdunstungsgekühlten und sorptiv beschichteten Wärmeübertrager. Der in Abbildung 1.1 schematisch dargestellte Prozess nutzt die folgenden Änderungen des Zustandes von Wasser:

- die Adsorption zur Luftentfeuchtung
- die Verdunstung zur Kühlung der Luft und des Sorptionsmaterials
- die Desorption zur Aufrechterhaltung des Prozesses

Die Wände der Kanäle des Wärmeübertragers, die von der zu klimatisierenden Luft (Sorptionsluft) durchströmt werden, sind mit einem Sorptionsmaterial beschichtet. Beim Durchströmen dieser Sorptionskanäle wird Wasserdampf aus der Luft an das Sorptionsmaterial adsorbiert und die Luft daher entfeuchtet. Die Adsorptionswärme wird im Sorptionsmaterial frei. Ohne Kühlung führt dies zu einer Erwärmung des Sorptionsmaterials und der Luft. Dies ist ein unerwünschter Effekt.

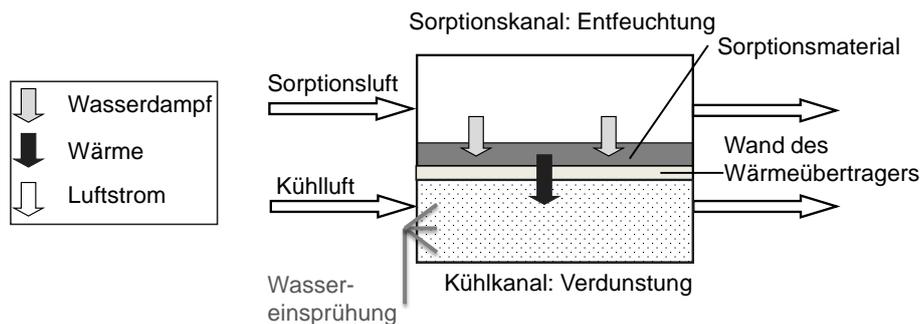


Abbildung 1.1.: Funktionsschema des verdunstungsgekühlten Sorptionswärmeübertragers

Daher werden die Kühlkanäle mit einem weiteren Luftstrom durchströmt. Zusätzlich wird flüssiges Wasser eingesprützt, das im Kühlluftstrom verdunstet. Für diese Verdunstung wird Wärme benötigt. Die Wärme, die im Sorptionsmaterial frei wird, kann zur kälteren Kühlseite fließen und trägt dort zur Verdunstung des Wassers bei. Dies führt zu einer reduzierten Temperatur im Sorptionsmaterial. Da das Sorptionsmaterial bei niedrigerer Temperatur auch mehr Wasser aufnehmen kann, wird die Sorptionsluft stärker entfeuchtet. Wird das Sorptionsmaterial kälter als die eintretende Sorptionsluft, dann kann auch diese gekühlt werden. Dies führt zu der erwünschten gleichzeitigen Kühlung und Entfeuchtung der Sorptionsluft.

Das Sorptionsmaterial ist nicht in der Lage, unbegrenzt Wasser aufzunehmen. Mit fortschreitender Adsorption wird dieses zunehmend "feuchter" bis eine Sättigung erreicht wird. Dann kann die Luft nicht mehr entfeuchtet werden. Um dies wieder zu ermöglichen,

muss das Sorptionsmaterial “getrocknet” werden. Dazu wird ein warmer Desorptionsluftstrom eingesetzt, der den Sorptionskanal durchströmt (nicht dargestellt). Adsorption und Desorption müssen sich zyklisch abwechseln, wobei die Antriebswärme in der Desorption zugeführt wird. Hier bietet sich die Möglichkeit der Nutzung von solarer Wärme oder Abwärme. Der Prozess weist daher das Potential auf, Luft ressourcenschonender als konventionelle Klimatisierungsprozesse konditionieren zu können.

1.3. Fragestellung und Vorgehensweise

In dieser Arbeit werden die gekoppelten Vorgänge der Adsorption, Verdunstung und Desorption im Sorptionswärmeübertrager untersucht. Insbesondere die kontinuierliche Befeuchtung der Luft im Inneren des Wärmeübertragers geht über den Gegenstand bisheriger Forschung hinaus. Durch diese Verdunstung im Wärmeübertrager wird mit einer deutlichen Leistungssteigerung im Vergleich zu einem ungekühlten und luftgekühlten Sorptionsprozess gerechnet. Das in dieser Dissertation betrachtete Konzept ist neuartig und war bisher noch nicht Gegenstand detaillierter wissenschaftlicher Untersuchungen.

Diese Arbeit setzt sich zum Ziel, die folgenden Fragen zu beantworten:

- Wie ist der qualitative und quantitative Einfluss der Verdunstungskühlung im Wärmeübertrager auf die Entfeuchtungs- und Kühlleistung?
- Kann die gesamte Adsorptionswärme durch die kontinuierliche Verdunstung im sorptiv beschichteten Wärmeübertrager abgeführt werden? Durch die Beantwortung dieser Frage soll der Vorteil gegenüber einer rein luftgekühlten Prozessführung nachgewiesen werden.
- In welcher Größenordnung liegen die erreichbare Entfeuchtung und Kühlleistung?
- Welche Wärme- und Stoffübergangsprozesse bestimmen die Leistungsfähigkeit des verdunstungsgekühlten Sorptionswärmeübertragers? Wie laufen diese innerhalb des Wärmeübertragers ab?
- Wie verhält sich der verdunstungsgekühlte Sorptionswärmeübertrager bei einer Variation der Randbedingungen? Hier wird insbesondere der Einfluss der Zuluftbedingungen, Zykluszeiten, Massenströme und der Desorptionstemperatur auf die Zielgrößen Entfeuchtung und Kühlung untersucht.

Methodisch werden diese Fragen über die experimentelle Charakterisierung zweier Prototypen und die dynamische Modellierung beantwortet. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Kernkomponente, der sorptiv beschichtete und über Verdunstung gekühlte Sorptionswärmeübertrager untersucht. Der Aufbau eines vollständigen Lüftungsgerätes mit zwei zyklisch betriebenen Sorptionswärmeübertragern ist hingegen nicht Gegenstand dieser Arbeit.

1.4. Aufbau der Arbeit

Im folgenden zweiten Kapitel werden die im Laufe der Arbeit verwendeten thermodynamischen Grundlagen erläutert. Für die Verdunstungskühlung wird ein Überblick gängiger Modellierungsansätze gegeben. Grundlagen der Adsorptionstechnik werden ebenfalls in Hinblick auf die Modellierung des offenen Sorptionsprozesses dargestellt.

Das dritte Kapitel beschreibt zunächst die zwei untersuchten Sorptions-Wärmeübertrager in Aufbau und Dimensionierung. Während Prototyp I mit einer Klebung eines Silikagel-Papier-Komposits versehen ist, ist das Silikagel in Prototyp II mittels einer Epoxidharz-Beschichtung aufgebracht. Es werden die Gleichgewichtsdaten des Silikagel-Papier-Komposits und des Silikagels Grace 123B vorgestellt. Des Weiteren werden in diesem Kapitel der experimentelle Aufbau sowie die Konzeption und Auswertung der Messungen beispielhaft erläutert. Ergebnisse der Messungen der Wärmeübertragung, der indirekten Verdunstungskühlung und der zyklischen Sorptionsmessungen mit Luftkühlung und Verdunstungskühlung werden vorgestellt. Der Einfluss der Verdunstungskühlung auf den Sorptionsprozess wird zum ersten Mal quantifiziert.

Die Modellgleichungen zur Beschreibung des verdunstungsgekühlten Sorptionswärmeübertragers werden in Kapitel vier vorgestellt. Die Kreuzstrom-Konfiguration der Prototypen wird durch die Diskretisierung des Modells wiedergegeben. Anhand eines nicht diskretisierten Grundmodells des Sorptionswärmeübertragers wird durch eine Grenzwertbetrachtung die Plausibilität der Modellierung nachgewiesen. Durch eine Sensitivitätsanalyse werden die Parameter mit dem größten Einfluss auf die Entfeuchtungs- und Kühlleistung ermittelt. Die in der Modellkalibrierung variabel zu haltenden Parameter werden abgeleitet.

Das fünfte Kapitel diskutiert die Experimente in Zusammenhang mit der Modellvalidierung und demonstriert die Anwendbarkeit des dynamischen Modells. An einzelnen Messungen werden die auftretenden physikalischen Effekte erläutert. Diese sind die Abhängigkeit der dynamischen Entfeuchtung und Kühlung von den thermischen Massen, der Effektivität der Verdunstungskühlung, der Desorptionstemperatur, den Zykluszeiten, den Luftzuständen und den Massenströmen. Das Modell wird dabei für beide Prototypen nicht nur an einem Betriebspunkt, sondern über ein breiteres Feld von Messdaten validiert.

Im sechsten Kapitel wird das Modell angewendet, um Möglichkeiten der weiteren Prozessverbesserung zu untersuchen. Dazu werden verschiedene Verdunstungsmechanismen, die Wahl der Strömungskonfiguration und das Zusammenspiel zwischen dem Sorptionswärmeübertrager und der ebenfalls thermisch zyklisierten Einströmstrecke betrachtet. Für eine verbesserte Konfiguration werden optimale Zykluszeiten abgeleitet.

Abschließend werden die wichtigsten Ergebnisse zusammengefasst und Vorschläge zur fortführenden Bearbeitung des Themas gegeben.

2. Grundlagen und Stand von Wissenschaft und Forschung

Im verdunstungsgekühlten sorptiv beschichteten Wärmeübertrager überlagern sich die Prozesse der Wärmeübertragung sowie der Stoffübertragung durch Verdunstung von Wasser und durch die Wasserdampfadsorption an ein Adsorbens. In diesem Kapitel werden die in dieser Arbeit zur Beschreibung dieser Prozesse angewandten physikalischen Grundlagen vorgestellt. Für die Prozesse der Verdunstung und der Adsorption wird insbesondere auch eine Literaturübersicht mit Fokus auf die Modellierung der Prozesse gegeben. Das Kapitel schließt mit einer Zusammenfassung früherer Arbeiten an luftgekühlten sorptiv beschichteten Wärmeübertragern und einer Identifikation des Forschungsbedarfs ab.

2.1. Thermodynamische Grundlagen

Die im Folgenden dargestellten thermodynamischen Grundlagen sind in die Beschreibung der Wärmeübertragung, der Stoffübertragung, des Stoffwertmodells feuchter Luft und in die Beschreibung der Verdunstungskühlung gegliedert.

2.1.1. Beschreibung der Wärmeübertragung

Die folgende Zusammenfassung wichtiger Grundlagen der Wärmeübertragung richtet sich nach Baehr und Stephan [1996]. Als Mechanismen der Wärmeübertragung wird zwischen der Wärmeübertragung durch Strahlung sowie durch Kontakt unterschieden. Für die hier betrachtete Anwendung sind die als Wärmeübertragung durch Kontakt zu klassifizierenden Mechanismen Wärmeübergang durch Konvektion und Wärmeleitung maßgeblich.

Wärmeleitung bezeichnet den auf einen Temperaturgradienten zurückzuführenden Energietransport zwischen angrenzenden Molekülen. Nach dem Fourier'schen Grundgesetz der Wärmeleitung (Gleichung 2.1) verhält sich die Wärmestromdichte \dot{q} direkt proportional zum Temperaturgradienten $\text{grad } T$.

$$\dot{q} = \frac{d\dot{Q}}{dA} = -\lambda \cdot \text{grad } T \quad (2.1)$$

Die Wärmestromdichte \dot{q} ist der auf die Durchtrittsfläche A normierte Wärmestrom und λ die Wärmeleitfähigkeit des Stoffes, welche in der durch Gleichung 2.1 beschriebenen Form in alle Richtungen als homogen angenommen wird. Der Temperaturgradient $\text{grad } T$ ist ein Gradienten-Vektor. Dieser steht senkrecht auf der Isothermen, den Orten gleicher Temperatur im Wärme leitenden Material, und ist in Richtung des stärksten

Temperaturanstiegs gerichtet. Die oft gebräuchliche Gleichung 2.2 stellt eine Vereinfachung der Gleichung 2.1 für den Fall der eindimensionalen Wärmeleitung dar, wobei s eine normal zur Durchtrittsfläche gerichtete Ortskoordinate des Wärme leitenden Stoffes ist. Das negative Vorzeichen rührt daher, dass die Wärme vom höheren zum niedrigeren Temperaturniveau, also gegen den Gradienten fließt.

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial s} \quad (2.2)$$

Konvektion ist die Überlagerung von Energietransport durch Wärmeleitung und durch die Bewegung eines Fluids. Wird eine Querschnittsfläche normal zur Strömungsrichtung gedacht, so wird Energie durch Wärmeleitung aufgrund von Temperaturgradienten im Fluid, durch den Enthalpiestrom des Fluids sowie durch die der Strömung zuzuordnende kinetische Energie transportiert. Die zwischen einer festen Wand und einem Fluid übertragene Wärmestromdichte ist stark abhängig vom Temperatur- und Geschwindigkeitsprofil im Fluid. Die lokale Wärmestromdichte \dot{q}_{lok} ist proportional zu der Temperaturdifferenz zwischen Wand und Fluid $T_{Wd} - T_F$ sowie einem zu bestimmenden lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α_{lok} .

$$\dot{q}_{lok} = \frac{d\dot{Q}}{dA} = \alpha_{lok} \cdot (T_{Wd} - T_F) \quad (2.3)$$

Der über ein Flächenelement dA übertragene Wärmestrom $d\dot{Q}$ kann auch über die lokale Änderung der mittleren Fluidtemperatur dT_F beschrieben werden. Dabei ist \dot{m} der Massenstrom des Fluids und c_p dessen isobare spezifische Wärmekapazität.

$$d\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot dT_F \quad (2.4)$$

Die Gleichungen 2.3 und 2.4 können verknüpft werden, so dass gilt:

$$\alpha_{lok} \cdot dA = \dot{m} \cdot c_p \cdot \frac{dT_F}{(T_{Wd} - T_F)} \quad (2.5)$$

Durch Integration zwischen Eintritts- und Austrittsquerschnitt unter Annahme konstanter Wandtemperatur kann für den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_m folgender Zusammenhang abgeleitet werden.

$$\alpha_m = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{A} \cdot \ln \frac{(T_{Wd} - T_F)_{ein}}{(T_{Wd} - T_F)_{aus}} \quad (2.6)$$

Entsprechend der Definitionsgleichung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_m ist dieser proportional zu dem Quotienten der Wärmestromdichte \dot{q} , welche auf die gesamte Übertragungsfläche A bezogen wird, und einer zu definierenden Temperaturdifferenz ΔT .

$$\alpha_m := \frac{\dot{q}}{\Delta T} = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T} \quad (2.7)$$

Der über die gesamte Fläche A übertragene Wärmestrom \dot{Q} kann über die Temperaturänderung des Fluids zwischen Eintritt und Austritt unter Kenntnis des Massenstroms \dot{m} und der spezifischen Wärmekapazität des Fluids c_p ermittelt werden.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{F,aus} - T_{F,ein}) \quad (2.8)$$

Für den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_m gilt dann:

$$\alpha_m = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{A \cdot \Delta T} \cdot (T_{F,aus} - T_{F,ein}) \quad (2.9)$$

Durch Verknüpfung der Gleichungen 2.6 und 2.9 ergibt sich, dass die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_{log} als treibende Temperaturdifferenz ΔT in Gleichung 2.7 anzusetzen ist.

$$\Delta T_{log} = \frac{T_{F,aus} - T_{F,ein}}{\ln \frac{(T_{Wd} - T_{F,ein})}{(T_{Wd} - T_{F,aus})}} \quad (2.10)$$

Wärmeübergangskoeffizienten und dimensionslose Kennzahlen

Wärmeübergangskoeffizienten werden meist experimentell ermittelt. Um die Anzahl der erforderlichen Versuchskombinationen zu reduzieren, wird die Ähnlichkeitstheorie angewandt, die physikalische Größen zu dimensionslosen Kennzahlen zusammenfasst. Die für diese Arbeit relevanten unabhängigen dimensionslosen Kennzahlen sind die Reynolds-Zahl und die Prandtl-Zahl, die zur Ermittlung der Nusselt-Zahl als dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten Anwendung finden.

Die Reynolds-Zahl setzt die Trägheitskräfte zu den Reibungskräften ins Verhältnis. Mithilfe der Reynoldszahl kann das Strömungsregime ermittelt werden. Dabei ist w die Strömungsgeschwindigkeit, ρ die Fluidichte und L_0 eine charakteristische Länge. Die kinematische Viskosität $\nu = \frac{\eta}{\rho}$ ist der Quotient der dynamischen Viskosität η und der Dichte ρ des Fluids. Allgemein wird für die charakteristische Länge der hydraulische Durchmesser $d_h = \frac{4 \cdot A_Q}{U}$ angesetzt. Dabei ist A_Q die durchströmte Querschnittsfläche und U der Umfang des Strömungskanals.

$$Re = \frac{w \cdot \rho \cdot L_0}{\eta} = \frac{w \cdot L_0}{\nu} \quad (2.11)$$

Die Prandtl-Zahl ist das Verhältnis der kinematischen Viskosität ν zur Temperaturleitfähigkeit a . Die kinematische Viskosität repräsentiert das Geschwindigkeitsfeld im betrachteten Fluid, die Temperaturleitfähigkeit hingegen das Temperaturfeld. Insofern verknüpft die Prandtl-Zahl Geschwindigkeits- und Temperaturfeld, bzw. Impuls- und Wärmetransport. Die Prandtl-Zahl ist temperaturabhängig. Für das in dieser Arbeit primär betrachtete Fluid Luft ist diese Temperaturabhängigkeit im relevanten Arbeitsbereich jedoch gering.

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (2.12)$$

Die Nusselt-Zahl setzt das Produkt des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α und der charakteristischen Länge L_0 ins Verhältnis zur Wärmeleitfähigkeit λ .

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L_0}{\lambda} \quad (2.13)$$

Die Nusselt-Zahl kann in unterschiedlicher Weise interpretiert werden. Ihrer Herleitung entsprechend stellt sie den Quotienten des dimensionslosen Temperaturgradienten im Fluid zu der dimensionslosen Temperaturdifferenz zwischen Wand und Freistrom des Fluids dar (vgl. [Baehr und Stephan, 1996], S.18, Gleichung 1.38). Anschaulicher ist jedoch die Interpretation der Nusselt-Zahl als Verhältnis des bei Konvektion auftretenden Wärmeübergangs zum Wärmetransport durch Wärmeleitung durch eine ruhende Fluidschicht mit der Schichtdicke der charakteristischen Länge ($\frac{\lambda}{L_0}$). Da der Quotient $\frac{\lambda}{\alpha}$ auch die Dicke der thermischen Grenzschicht beschreibt, kann die Nusselt-Zahl weiter als das Verhältnis der charakteristischen Länge L_0 zur Dicke der thermischen Grenzschicht interpretiert werden.

Analog zum Wärmeübergangskoeffizienten wird zwischen einer lokalen Nusselt-Zahl und einer mittleren Nusselt-Zahl unterschieden. Empirisch ermittelte Beziehungen für Nusselt-Zahlen sind in der einschlägigen Literatur angegeben [VDI, 2002] und werden als Funktion der unabhängigen dimensionslosen Kennzahlen Re und Pr sowie einer geometrieabhängigen Größe angegeben. Letztere ist meist der Quotient aus der charakteristischen Länge und der Strömungslänge $\frac{L_0}{L}$. Bei lokalen Nusselt-Zahlen kommt als weitere Größe noch die Ortskoordinate in Strömungsrichtung hinzu. In dieser Arbeit finden Nusselt-Beziehungen für sinusförmige Kanäle sowie für den ebenen Parallelspalt Anwendung. Diese sind in Abschnitt 3.3.2 zusammengefasst.

Wärmedurchgangskoeffizient und Betriebscharakteristik

In Wärmeübertragern wird Wärme über eine feste Trennwand zwischen zwei Stoffströmen übertragen. Die sich überlagernden Wärmeübertragungsmechanismen Wärmeleitung und Konvektion werden als Wärmedurchgang zusammengefasst. Die Grundgleichung zur Beschreibung des Wärmedurchgangs lautet:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (2.14)$$

Der Kehrwert des Wärmedurchgangskoeffizienten k setzt sich aus der Summe der Einzelwiderstände der verschiedenen Übergangsmechanismen zusammen. Im einfachsten Falle des Wärmedurchgangs durch eine ebene Wand sind die konvektiven Wärmeübergänge zwischen der Wand und den beiden Fluidströmen α_1 , α_2 sowie die Wärmeleitfähigkeit λ durch die Wand der Dicke s zu berücksichtigen. Bei einer aus n Schichten zusammengesetzten Wand ist die Summe der Quotienten $\frac{s_i}{\lambda_i}$ der einzelnen Schichten in Gleichung 2.15 anzusetzen.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (2.15)$$

Die mittlere treibende Temperaturdifferenz ΔT_m wird durch die Integration der lokalen Temperaturdifferenzen der zwei Wärme austauschenden Fluide $\Delta T_F = T_i - T_j$ berechnet.

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \int_A (T_i - T_j) dA \quad (2.16)$$

Für die Gegen- und die Gleichstromkonfiguration ist dies die logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_{log} .

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_{F, ein} - \Delta T_{F, aus}}{\ln(\Delta T_{F, ein} / \Delta T_{F, aus})} \quad (2.17)$$

Die mittlere Temperaturdifferenz der Kreuzstromkonfiguration ist kleiner als diejenige der Gegenstromkonfiguration. Zur Berechnung der mittleren Temperaturdifferenz von Kreuzstromwärmeübertragern werden in der Literatur Korrekturfaktoren F angegeben [VDI, 2002].

In dieser Arbeit wird die NTU-Methode (NTU: Number Of Transfer Units) zur Ermittlung der Betriebscharakteristik der untersuchten Wärmeübertrager angewendet. Die NTU_i werden als Anzahl der Übertragungseinheiten oder als dimensionslose Übertragungsfähigkeit bezeichnet. Für jeden Fluidstrom (gekennzeichnet durch $i=1,2$) wird die NTU_i aus dem Verhältnis der Übertragungsfähigkeit $k \cdot A$ und dem Wärmekapazitätsstrom $\dot{C}_i = \dot{m}_i \cdot c_{p,i}$ berechnet.

$$NTU_i := \frac{k \cdot A}{\dot{m}_i \cdot c_{p,i}} = \frac{k \cdot A}{\dot{C}_i} \quad (2.18)$$

Weiter wird die dimensionslose Temperaturdifferenz Θ definiert. Diese bezieht die mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m auf die maximale Temperaturdifferenz $(T_{i, ein} - T_{j, ein})$, die durch die Temperaturen der Fluidströme am Eintritt in den Wärmeübertrager festgelegt ist.

$$\Theta := \frac{\Delta T_m}{(T_{i, ein} - T_{j, ein})} \quad (2.19)$$

Die dimensionslose Temperaturänderung P_i ist als das Verhältnis des tatsächlich übertragenen Wärmestroms $\dot{Q}_{i, real}$ zu dem maximal übertragbaren Wärmestrom $\dot{Q}_{i, max}$ definiert.

$$P_i := \frac{\dot{Q}_{i, real}}{\dot{Q}_{i, max}} \quad (2.20)$$

Der maximal bei idealem Gegenstrom übertragbare Wärmestrom $\dot{Q}_{i, max}$ ergibt sich aus dem Produkt der maximalen Temperaturdifferenz $(T_{i, ein} - T_{j, ein})$ und dem Wärmekapazitätsstrom des betrachteten Fluids. Aus diesem Zusammenhang wird ersichtlich, dass die P_i auch dem Produkt der NTU_i und der dimensionslosen Temperaturdifferenz Θ entsprechen. Der Wirkungsgrad $\epsilon = \max(P_1, P_2)$ ist der größere Wert der für die zwei Wärme austauschenden Fluide berechneten dimensionslosen Temperaturänderungen.

$$P_i = \frac{k \cdot A}{(\dot{m} \cdot c_p)_i} \cdot \frac{\Delta T_m}{(T_{i, ein} - T_{j, ein})} = NTU_i \cdot \Theta \quad (2.21)$$

Der real übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{i,real}$ wird über das Produkt der Temperaturänderung im Fluid und dessen Wärmekapazitätsstrom \dot{C}_i berechnet.

$$\dot{Q}_{i,real} = \dot{C}_i \cdot (T_{i,ein} - T_{i,aus}) \quad (2.22)$$

Die dimensionslose Temperaturänderung P_i kann daher alternativ auch über die messtechnisch zugänglichen Temperaturen an Eintritt und Austritt des Wärmeübertragers ermittelt werden.

$$P_i = \frac{(T_{i,ein} - T_{i,aus})}{(T_{i,ein} - T_{j,ein})} \quad (2.23)$$

Weiter werden die Verhältnisse der Wärmekapazitätsströme der zwei Stoffströme R_1 und R_2 definiert. Diese entsprechen dem reziproken Verhältnis der NTU_i .

$$R_1 := \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = \frac{NTU_2}{NTU_1} \quad (2.24)$$

$$R_2 := \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} = \frac{NTU_1}{NTU_2} \quad (2.25)$$

Anhand dieser Kennzahlen wird das stationäre Verhalten von Wärmeübertragern verschiedener Strömungskonfigurationen charakterisiert. Die Betriebscharakteristik ($P_i = f(NTU_i, R_i)$) wird in Diagrammen zum Zweck der Wärmeübertragerauslegung oder Nachrechnung von Wärmeübertragern zusammengefasst. Abbildung 2.1 stellt diese Diagramme schematisch dar.

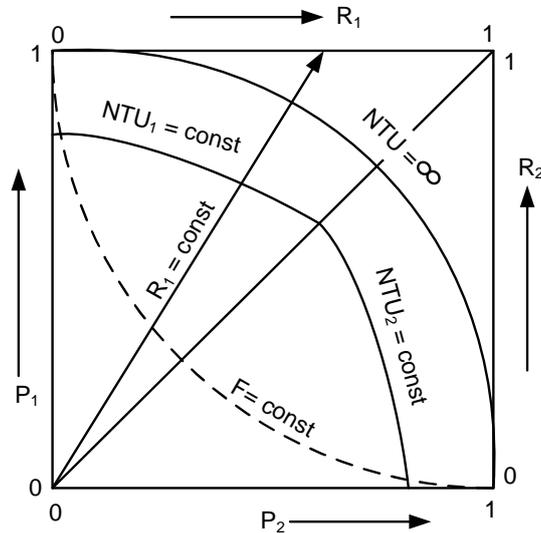


Abbildung 2.1.: Schematische Darstellung der NTU-Diagramme (nach [VDI, 2002])

Die zwei Wärme austauschenden Stoffströme werden mit den Indices 1 und 2 bezeichnet. Die Diagramme fassen den funktionalen Zusammenhang zwischen den Kennzahlen R_1 , R_2 , P_1 , P_2 , NTU_1 , NTU_2 und Θ zusammen. Bei unsymmetrischer Stromführung

ist entsprechend der Achsenbeschriftung der jeweils zutreffende Teil des Diagramms zu verwenden (eingezeichnet ist R_1 für Fluid 1). Im Falle symmetrischer Stromführung sind die Charakteristiken um die Mittellinie gespiegelt. Der zusätzlich eingezeichnete Korrekturfaktor F setzt die dimensionslose Temperaturdifferenz Θ der betrachteten Strömungskonfiguration ins Verhältnis zur dimensionslosen Temperaturdifferenz der Gegenstromkonfiguration Θ_{GG} .

$$F = \frac{\Theta}{\Theta_{GG}} = \frac{NTU_{i,GG}}{NTU_i} \quad (2.26)$$

Für die in dieser Arbeit betrachteten Kreuzstromwärmeübertrager wird das Diagramm 30 [VDI, 2002] für reinen Kreuzstrom angewendet. Es wird zur Abschätzung des Wärmedurchgangskoeffizienten k und des aus diesem abgeleiteten Wärmeübergangskoeffizienten α aus den experimentellen Ergebnissen herangezogen. In einem ersten Schritt werden bei gemessenen Fluidtemperaturen an Ein- und Austritt des Wärmeübertragers die dimensionslosen Temperaturänderungen P_1 und P_2 berechnet. Unter Berücksichtigung der Wärmekapazitätsstrom-Verhältnisse R_1 und R_2 können aus dem Diagramm die NTU_1 und NTU_2 abgeleitet werden. Da die Wärmekapazitätsströme und die Wärmeübertragungsfläche bekannt sind, ist der Wärmedurchgangskoeffizient k ermittelbar.

2.1.2. Beschreibung des Stofftransports

Stofftransportmechanismen werden unterschieden in Stoffübergang, welcher den Transport innerhalb einer Phase bis an die Phasengrenzfläche bezeichnet, und Stoffdurchgang, der den Transport in eine andere Phase beschreibt. Treibende Kraft des Stofftransports können Konzentrations-, Temperatur- und Druckgradienten sein. Bei der in dieser Arbeit betrachteten Verdunstung und Sorption ist der Stofftransport aufgrund von Konzentrationsgradienten der maßgebliche physikalische Vorgang.

Die **molekulare Diffusion** wird im Allgemeinen über das Ficksche Gesetz beschrieben. Der funktionale Zusammenhang zwischen Stoffstrom, Konzentrationsgradient und Diffusionskoeffizient ist in seiner Form analog zum Fourierschen Gesetz der Wärmeleitung (Gleichung 2.2). Der Molenstrom \dot{n} [mol/s] bei molekularer Diffusion ist proportional zum Konzentrationsgradienten $\frac{\partial c}{\partial y}$. Der Diffusionskoeffizient D ist dabei der für ein Stoffgemisch zu bestimmende Proportionalitätsfaktor.

$$\dot{n}_{diff} = -D \cdot A \cdot \frac{\partial c}{\partial y} \quad (2.27)$$

Beim **konvektiven Stoffübergang** wird Stoff von einem strömenden Medium an eine Oberfläche oder an ein anderes Medium übertragen. Der auf konvektiven Stofftransport zurückzuführende Stoffmengenstrom ist somit (ähnlich zu Gleichung 2.3 für den Wärmeübergang) proportional zu einer Konzentrationsdifferenz Δc_A .

$$\dot{n} = \beta \cdot A \cdot \Delta c_A \quad (2.28)$$

Der Stoffübergangskoeffizient β kann dabei mit den Einheiten [m/s oder (m³/s)/m²] ausgedrückt und als Maß für den je Flächeneinheit übertragenen Volumenstrom inter-

pretiert werden. Wie der Wärmeübergangskoeffizient α ist der Stoffübergangskoeffizient β von Strömung, Stoffeigenschaften und Geometrie abhängig.

Nach der **Filmtheorie** findet der Stofftransport wandnah in einem dünnen Fluidfilm der Dicke δ statt. Weiter werden die Annahmen verschwindenden Konvektionsstroms sowie eindimensionalen und stationären Stofftransports getroffen. Das Konzentrationsprofil in dem Fluidfilm ist dann linear. Der Stoffübergangskoeffizient hängt direkt von dem Diffusionskoeffizienten und der Filmdicke ab [Baehr und Stephan, 1996].

$$\beta = \frac{D}{\delta} \quad (2.29)$$

Da die Filmdicke δ jedoch meist nicht bekannt ist, ist die praktische Bedeutung des Zusammenhangs für die Bestimmung von Stoffübergangskoeffizienten eher gering.

Wird das Konzentrationsprofil nicht nur eindimensional in Richtung des Stoffstromes, sondern zweidimensional unter zusätzlicher Berücksichtigung des Konzentrationsprofils in Strömungsrichtung des Fluids betrachtet, so findet die **Grenzschichttheorie** Anwendung. Wie beim Wärmetransport können lokale und mittlere Stoffübergangskoeffizienten definiert werden. Zur Bestimmung dieser Stoffübergangskoeffizienten wird in Analogie zur Nusselt-Zahl für die Wärmeübertragung eine dimensionslose Kennzahl, die Sherwood-Zahl Sh gebildet. Diese ist wie die Nusselt-Zahl abhängig von der Reynolds-Zahl, sowie der Schmidt-Zahl Sc als Analogon zur Prandtl-Zahl.

$$Sh = \frac{\beta \cdot L_0}{D} = f(Re, Sc) \quad (2.30)$$

Dabei ist die Schmidt-Zahl der Quotient aus kinematischer Viskosität ν und Diffusionskoeffizient D . Sie verknüpft das Geschwindigkeitsfeld mit dem Konzentrationsfeld.

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (2.31)$$

Über die Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport können der Wärme- und der Stoffübergangskoeffizient über die Lewissche Beziehung verknüpft werden. Dabei ist Le die dimensionslose Lewiszahl und wird als Quotient der Temperaturleitfähigkeit $a_T = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$ und des Diffusionskoeffizienten D (beides mit Einheit [m²/s]) gebildet.

$$\frac{Sh}{Nu} = \frac{\beta_m}{D} \cdot \frac{\lambda}{\alpha_m} = \left(\frac{Sc}{Pr}\right)^m = \left(\frac{a_T}{D}\right)^m = Le^m \quad (2.32)$$

Durch Umstellen kann der mittlere Stoffübergangskoeffizient β_m bestimmt werden. Für ideale Gase wird oft die Vereinfachung $Le \approx 1$ und $m \approx 1/3$ getroffen [Baehr und Stephan, 1996]. Der durch Gleichung 2.33 beschriebene Zusammenhang kann so hergeleitet werden.

$$\beta_m = \frac{\alpha_m}{c_p \cdot \rho} \cdot Le^{m-1} \approx \frac{\alpha_m}{c_p \cdot \rho} \quad (2.33)$$

2.1.3. Stoffwertemodell feuchter Luft

Für die Beschreibung des thermodynamischen Zustands feuchter Luft können grundsätzlich verschiedene Kategorien von Stoffwertemodellen unterschieden werden. In der Reihenfolge von der geringsten zur höchsten Komplexität beschreiben Stoffwertemodelle feuchte Luft als ideale Mischung idealer Gase [Bosnjakovic und Knoche, 1997; VDI-4670, 2003], als ideale Mischung realer Gase [Kretzschmar et al., 2002] und über Virialgleichungen als reale Mischung realer Gase [Hyland und Wexler, 1983a,b; Rabinovich und Beketov, 1995]. Ein guter Vergleich dieser Modelle unter Angabe der Modellgleichungen findet sich in Hermann et al. [2009]. Die im Rahmen dieser Arbeit relevanten Luftzustände bewegen sich zwischen Temperaturen von 10 bis 80 °C und bei Drücken in der Größenordnung von 1 bar. In diesem Bereich kann feuchte Luft mit hinreichender Genauigkeit als ideales Gemisch zweier idealer Gase - Wasserdampf und trockene Luft - beschrieben werden. Die für die Berechnungen in dieser Arbeit verwendeten Beziehungen werden im Folgenden kurz vorgestellt. Während in der chemischen Verfahrenstechnik Mischungsanteile auf die Gesamtmenge (Stoff oder Masse) des Gemischs bezogen werden, ist es für feuchte Luft Konvention, Mischungsanteile nur auf den Anteil der trockenen Luft zu beziehen. Dieser Konvention wird gefolgt.

Der Wasserdampfgehalt x_D der Luft ist dann das Verhältnis der Masse des Wasserdampfes m_D zur Masse der trockenen Luft m_L .

$$x_D = \frac{m_D}{m_L} \quad (2.34)$$

Für feuchte Luft als Mischung zweier idealer Gase gilt das Gesetz von Dalton, wonach der Gesamtdruck des Gemischs der Summe der Partialdrücke entspricht.

$$p = p_D + p_L \quad (2.35)$$

Wird weiter das ideale Gasgesetz mit der speziellen Gaskonstante $R_i = R/M_i$ als Quotient der allgemeinen Gaskonstante R und der molaren Masse M der Komponente i herangezogen, kann der Wasserdampfgehalt auch als Funktion des Partialdampfdrucks ausgedrückt werden.

$$p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T \quad (2.36)$$

Hierzu ist es zweckmäßig die relative Feuchte φ einzuführen, welche den Partialdampfdruck des Wasserdampfes zu dessen Sättigungsdampfdruck bei der Temperatur des Gasgemisches ins Verhältnis setzt.

$$\varphi = \frac{p_D}{p_{sat}(T)} \quad (2.37)$$

Der Wasserdampfgehalt x_D kann dann als Funktion der relativen Feuchte ausgedrückt werden.

$$x_D = \frac{R_L}{R_D} \cdot \frac{p_D}{p_L} = \frac{M_D}{M_L} \cdot \frac{p_D}{p - p_D} = \frac{M_D}{M_L} \cdot \frac{\varphi \cdot p_{sat}(T)}{p - \varphi \cdot p_{sat}(T)} \approx 0.622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_{sat}(T)}{p - \varphi \cdot p_{sat}(T)} \quad (2.38)$$

Für den Sättigungsdampfdruck wird die mathematische Beschreibung der “International Association for the Properties of Water and Steam” von 1997 verwendet. Der Gültigkeitsbereich liegt zwischen $273.15 \text{ K} \leq T \leq 647.09 \text{ K}$. Für Temperaturen bis $T = 373.12 \text{ K}$ wird eine maximale Unsicherheit von $\Delta p_{sat}/p_{sat} = \pm 0.03\%$ angegeben [Wagner und Kretzschmar, 2008]. Umgesetzt ist die in den Excel-Makros von Holmgren [2012] implementierte Form. Bei Anwendung der Formel 2.39 wird der Sättigungsdampfdruck in [bar] ausgegeben. Die Temperatur ist in der Einheit [K] einzusetzen.

$$p_{sat}(T) = \left(\frac{2 \cdot cco}{(-bco + (bco^2 - 4 \cdot aco \cdot cco)^{0,5})} \right)^4 \cdot 10 \quad (2.39)$$

$$\begin{aligned} aco &= del^2 + 1167.0521452767 \cdot del - 724213.16703206 \\ bco &= (-17.073846940092) \cdot del^2 + 12020.82470247 \cdot del - 3232555.0322333 \\ cco &= 14.91510861353 \cdot del^2 - 4823.2657361591 \cdot del + 405113.40542057 \\ del &= T + \frac{-0.23855557567849}{T - 650.17534844798} \end{aligned}$$

Die spezifische Enthalpie der ungesättigten feuchten Luft h_{fL} setzt sich aus den spezifischen Enthalpien der zwei Mischungskomponenten zusammen.

$$h_{fL} = h_L + x_D \cdot h_D \quad (2.40)$$

Die Enthalpie der Luft wird als Enthalpiedifferenz des betrachteten Zustands zu einem Referenzzustand angegeben. Für feuchte Luft wird dieser Referenzpunkt an den Nullpunkt der Celsius-Skala gesetzt ($T_0 = 273.15 \text{ K}$). Das Wasser ist am Referenzpunkt flüssig.

$$h_L = \bar{c}_{p,L} \cdot (T - T_0) = \bar{c}_{p,L} \cdot \vartheta_L \quad (2.41)$$

Für die Enthalpie des Wasserdampfes ist zusätzlich zur sensiblen Wärme die Verdampfungsenthalpie $r_0 = 2500.9 \text{ kJ/kg}$ [Cerbe und Hoffmann, 2002] am Nullpunkt der Celsius-Skala zu berücksichtigen.

$$h_D = \bar{c}_{p,D} \cdot (T - T_0) + r_0 = \bar{c}_{p,D} \cdot \vartheta_L + r_0 \quad (2.42)$$

Die spezifischen isobaren Wärmekapazitäten werden in dem relevanten Temperaturbereich mit $\bar{c}_{p,L} = 1.0046 \text{ kJ/kg}$ und $\bar{c}_{p,D} = 1.863 \text{ kJ/kg}$ als konstant angesetzt [Cerbe und Hoffmann, 2002]. Ein Vergleich der so berechneten Enthalpien feuchter Luft im Sättigungszustand ergibt geringe Abweichungen von den nach Hyland und Wexler [1983a,b] berechneten Tabellenwerten [Ashrae, 2005] von 0.2% bei einer Lufttemperatur von 10° C bis 0.8% bei einer Lufttemperatur von 80° C .

Die Dichte feuchter Luft wird aus der Summe der Dichten der Mischungskomponenten berechnet [Baehr, 2000].

$$\rho_{fL} = \rho_L + \rho_D = \frac{p_L}{R_L \cdot T} + \frac{p_D}{R_D \cdot T} \quad (2.43)$$

2.1.4. Verdunstungskühlung

Der mit der Verdunstung von Wasser in ungesättigte Luft einhergehende Kühleffekt kann zur Abkühlung von Wasser oder von Luft eingesetzt werden. In den in dieser Arbeit betrachteten Sorptionswärmeübertragern wird die Verdunstungskühlung zur Abkühlung der Zuluft und zur Kühlung der Sorptionsschicht eingesetzt.

Adiabate Verdunstungskühlung

Bei der adiabaten Verdunstungskühlung wird über die Grenzen des Kontrollraums, den Luft und flüssiges Wasser einnehmen, keine Wärme zu- oder abgeführt. Abbildung 2.2 stellt die Verläufe von Temperatur und Wasserdampfgehalt nahe der Phasengrenze graphisch dar.

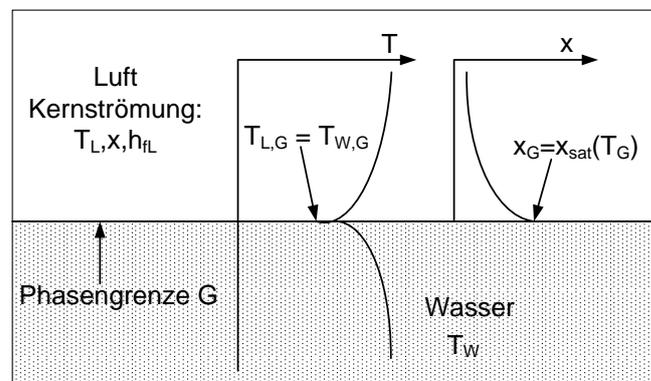


Abbildung 2.2.: Schema der Temperatur- und Feuchteprofile an der Phasengrenze bei der adiabaten Verdunstungskühlung mit simultaner Abkühlung der Luft und des Wassers (nach [Bosnjakovic und Knoche, 1997])

In der Anwesenheit von Luft steht die Flüssigkeit bei der Verdunstung unter dem Gesamtdruck p . Der Partialdruck des Wasserdampfes p_D in der Kernströmung der Luft ist proportional zum Wasserdampfgehalt x in der Kernströmung. An der Phasengrenze des Flüssigkeitsspiegels und der Luft stellt sich ein thermisches Gleichgewicht ein. Wasser und Luft nehmen die Phasengrenztemperatur T_G an. Die Luft liegt an der Phasengrenze gesättigt vor, so dass der Partialdruck des Wasserdampfes dem Sättigungsdampfdruck in Abhängigkeit von der Phasengrenztemperatur $p_{sat}(T_G)$ entspricht. Die Verdunstung erfolgt am Flüssigkeitsspiegel aufgrund einer treibenden Kraft, beispielsweise der Differenz zwischen dem Wasserdampfpartialdruck in der Kernströmung der Luft p_D und dem Sättigungsdampfdruck $p_{sat}(T_G)$ [Bosnjakovic und Knoche, 1997]. Die für den Phasenübergang des Wassers von der flüssigen in die Gasphase aufzubringende Verdampfungsenthalpie wird von dem Wasser sowie der Luft zur Verfügung gestellt. Der Phasenwechsel des Wassers bei der Verdunstung führt zu dem erwünschten Kühleffekt.

Die treibende Kraft der Verdunstung kann in Abhängigkeit von Gradienten der Partialdichte, des Partialdampfdrucks, der Konzentration, des molaren Stoffanteils sowie des Massenanteils (Wasserdampfgehalt) formuliert werden. Nur in den Spezialfällen der iso-

thermen (bei Dichtegradienten) und der isobaren (bei Partialdruckgradienten) Randbedingung ist eine Beschreibung in Abhängigkeit von Dichte- oder Druckgradienten sinnvoll [Steeaman et al., 2009]. Entsprechend der allgemeinen Gleichung des konvektiven Stofftransports 2.28 wird der verdunstende Stoffmengenstrom über den *Molenstrom* in Abhängigkeit von einer treibenden Konzentrationsdifferenz ausgedrückt. Die Herleitung des verdunstenden *Wassermassenstroms* aus Gleichung 2.28 unter Annahme einseitig auftretenden Stoffübergangs wird in Baehr und Stephan [1996, Abschnitt 1.5.1] ausführlich dargelegt. Der verdunstende Wassermassenstrom \dot{m}_D kann dann in Abhängigkeit der Differenz des Wasserdampfgehalts an der Phasengrenze $x_G = x_{sat}(p, T_G)$ und in der Kernströmung der Luft x ausgedrückt werden.

$$\dot{m}_D = \dot{n}_D \cdot M_D = \frac{p}{R_L \cdot T} \cdot \beta \cdot A \cdot (x_G - x) \quad (2.44)$$

Unter der weiteren Näherung, dass der Partialdruck des Wasserdampfes sehr viel kleiner ist als der Partialdruck der Luft ($p \approx p_L$), gilt die in Casas [2005] verwendete Gleichung für den Stoffübergang von Wasserdampf in die feuchte Luft.

$$\dot{m}_D = \rho_L \cdot \beta \cdot A \cdot (x_G - x) \quad (2.45)$$

Für die Berechnung der verdunstenden Wassermasse wird oft auch die folgende Gleichung aufgestellt [Kloppers und Kröger, 2005a; Poppe und Rögner, 2006]:

$$\dot{m}_D = \beta_x \cdot A \cdot (x_G - x) \quad (2.46)$$

Der hier auftretende Stoffübergangskoeffizient β_x mit der Einheit [kg/m²s] stimmt nicht mit dem Stoffübergangskoeffizienten β mit der Einheit [m/s] überein. Ein Vergleich mit Gleichung 2.44 zeigt, dass gelten muss:

$$\beta_x = \frac{p}{R_L \cdot T} \cdot \beta \approx \rho_L \cdot \beta \quad (2.47)$$

In Kombination mit der Lewis-Beziehung (Gleichung 2.33) ergibt sich der nach Gleichung 2.48 definierte Lewis-Faktor Le_F . Im Allgemeinen wird die Annahme getroffen, dass dieser den Wert 1 annehme. Für einen Überblick von dieser Annahme abweichender Quellen wird auf Kloppers und Kröger [2005b] verwiesen.

$$Le_F = \frac{\alpha}{\beta_x \cdot c_p} \quad (2.48)$$

Die mathematische Beschreibung der adiabaten Verdunstungskühlung wurde zur Berechnung von Nasskühltürmen entwickelt. Dazu werden Bilanzmodelle, die mit den von Merkel [1925] getroffenen Vereinfachungen arbeiten, auf diesen aufbauende Effektivmodelle [Halasz, 1998, 1999; Stabat und Marchio, 2004] und detaillierte Bilanzmodelle [Guo und Zhao, 1998; Kloppers und Kröger, 2005a; Poppe und Rögner, 2006; Ren und Yang, 2006; Stoitchkov und Dimitrov, 1998] eingesetzt. Da die vereinfachten Modelle insbesondere auf die Bestimmung der Wasserabkühlung unter vereinfachenden Annahmen für den Luftaustrittszustand abzielen, sind diese nicht zur Anwendung in dieser Arbeit geeignet.

Indirekte Verdunstungskühlung

Wird durch die Verdunstung von Wasser in einen ersten Luftstrom ein zweiter, stofflich getrennter Fluidstrom gekühlt, so spricht man von indirekter Verdunstungskühlung. Die Befeuchtung von Abluft zur indirekten Zuluftkühlung ist in Abbildung 2.3 schematisch dargestellt. Die indirekte Verdunstungskühlung kann je nach Luftführung in Prozesse, welche eine maximale Abkühlung bis zur Feuchtkugeltemperatur ermöglichen, und Prozesse, bei denen eine maximale Abkühlung bis zur Taupunkttemperatur zumindest theoretisch möglich ist, unterschieden werden [Hasan, 2010; Zhao et al., 2008]. Letztere werden in dieser Arbeit nicht betrachtet.

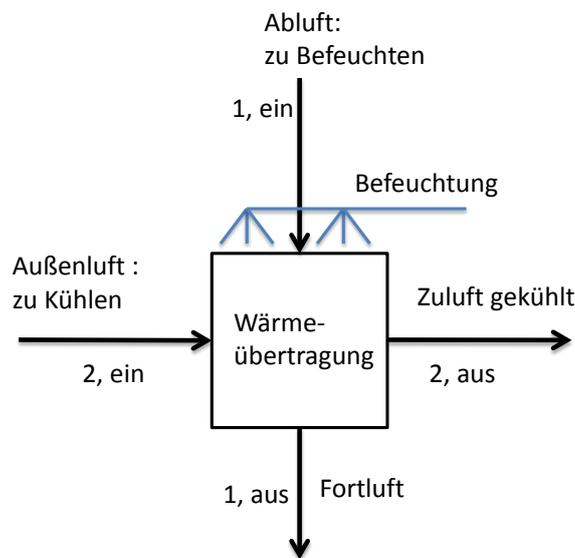


Abbildung 2.3.: Schematische Darstellung der Fluidströme bei der indirekten Verdunstungskühlung

Zur Beurteilung der Güte der indirekten Verdunstungskühlung wird die Effektivität ϵ_{FK} als Verhältnis der erzielten Temperaturabsenkung ($T_{2, \text{ein}} - T_{2, \text{aus}}$) des Fluidstroms, der indirekt gekühlt wird, und der Temperaturdifferenz zwischen der Trockenkugeltemperatur dieses Fluidstroms $T_{2, \text{ein}}$ und der Feuchtkugeltemperatur $T_{1, FK, \text{ein}}$ des zu befeuchtenden Fluidstroms am Eintritt in den Wärmeübertrager gebildet [Ren und Yang, 2006; Zhao et al., 2008].

$$\epsilon_{FK} = \frac{T_{2, \text{ein}} - T_{2, \text{aus}}}{T_{2, \text{ein}} - T_{1, FK, \text{ein}}} \quad (2.49)$$

Zur mathematischen Beschreibung der indirekten Verdunstungskühlung wird meist die Modellvorstellung der Verdunstung aus einem die Oberfläche eines Wärmeübertragers bedeckenden Wasserfilm angewandt. Die Hauptunterscheidungsmerkmale dieser Modelle sind die Art der *Modellierung des eingesprühten Wassers*, die Berücksichtigung einer unterschiedlichen *Benetzung der Oberfläche* und die Wahl des *Lewis-Faktors*. Die Zusam-

menfassung der im Folgenden genannten älteren Veröffentlichungen vor 1990 richtet sich nach Ren und Yang [2006] und Stoitchkov und Dimitrov [1998].

Das von Maclaine-Cross und Banks [1981] entwickelte, eindimensionale Modell zur Berechnung von indirekten Verdunstungskühlern trifft die Annahmen einer vollständigen Benetzung der Wärmeübertrager-Oberfläche, eines unitären Lewis-Faktors und eines stationären Wasserfilms. Dies bedeutet, dass das verdunstende Wasser ständig mit Wasser konstanter Eintrittstemperatur nachgefüllt wird. Dies entspricht auch der Annahme, dass die Änderung der Wasserenthalpie im befeuchteten Wärmeübertrager vernachlässigt werden darf. Diese Annahme wird auch in vielen neueren Publikationen getroffen [Hasan und Siren, 2003, 2004; Stabat und Marchio, 2004]. In anderen neueren Veröffentlichungen wird die Änderung der Wasserenthalpie hingegen berücksichtigt [Guo und Zhao, 1998; Ren und Yang, 2006; Stoitchkov und Dimitrov, 1998]. Dabei wird auch die Modellierung eines den Wärmeübertrager durchströmenden Wasserfilms implementiert [Guo und Zhao, 1998; Stoitchkov und Dimitrov, 1998]. Letztere zeigen, dass die Modellierung eines stationären Wasserfilms (konstante Temperatur des Wassers) die Effektivität der Verdunstungskühlung ϵ_{FK} im Vergleich zum detaillierteren Modell um bis zu 8 % überschätzt.

Im Vergleich mit experimentellen Daten von Pescod [1979] wurde die Effektivität der Verdunstungskühlung ϵ_{FK} bei Maclaine-Cross und Banks [1981] um 20 % überschätzt [Ren und Yang, 2006]. Dies führte zu der Vermutung unvollständiger Benetzung der Oberflächen in den Versuchen von Pescod. Aktuellere Modelle beinhalten die Möglichkeit, eine unvollständige Benetzung der Oberflächen zu berücksichtigen [Goldsworthy und White, 2011; Guo und Zhao, 1998; Ren und Yang, 2006]. Dies erfolgt über die Anwendung eines zwischen den Werten 0 und 1 variierenden Vorfaktors für Gleichung 2.46.

Die weiteren Annahmen stimmen für die meisten der genannten Publikationen überein. Diese betreffen die Anwendung eines konstanten und unitären Lewis-Faktors, die Vernachlässigung der Modellierung der Wärmeübertragerwand (nicht in [Guo und Zhao, 1998]), die Vernachlässigung des thermischen Widerstandes des Wasserfilms, die Verwendung konstanter Übergangskoeffizienten sowie Wärmekapazitäten von Luft und Wasser/Wasserdampf und die Vernachlässigung von Wärmeverlusten an die Umgebung. Auch die axiale Wärme- und Stoffübertragung wird meist vernachlässigt. Einzig Hettiarachchi et al. [2007] modellieren den Einfluss der axialen Wärmeleitung in der Wärmeübertragerwand eines Kreuzstrom-Verdunstungskühlers. Für kleine NTU ($NTU < 3$) verschlechtert sich der Wirkungsgrad ϵ für reine Wärmeübertragung sowie für indirekte Verdunstungskühlung um maximal 2 %. Insofern kann der Einfluss der axialen Wärmeleitung in der Modellierung der indirekten Verdunstungskühlung in den für diese Arbeit typischen Dimensionierungen der Kreuzstrom-Wärmeübertrager vernachlässigt werden.

2.2. Thermodynamik der Adsorption

Adsorption ist die Anlagerung von Molekülen an die Oberfläche eines meist hochporösen Feststoffs. Unterschieden werden die Adsorption aus der Gasphase und aus der Flüssigphase. Bei der in dieser Arbeit behandelten Anwendung der Sorptionsentfeuchtung handelt es sich um Adsorption aus der Gasphase, so dass im Folgenden nur diese betrachtet wird. Die im Folgenden beschriebenen Zusammenhänge richten sich nach Bathen und Breitbach [2001]; Kast [1988]; Ruthven [1984]. Gute Zusammenfassungen finden sich auch in den Dissertationen von Hauer [2002]; Henninger [2007]; Núñez [2001]; Schmidt [2004]; Schnabel [2009].

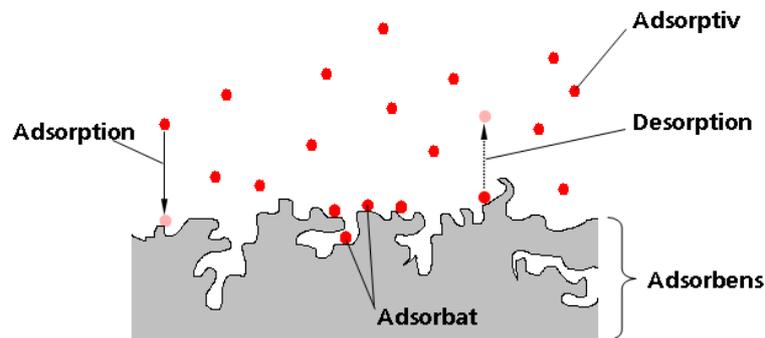


Abbildung 2.4.: Schematische Darstellung von Adsorptionsvorgängen; aus [Schnabel, 2009] nach [Bathen und Breitbach, 2001]

Abbildung 2.4 ist eine schematische Darstellung von Adsorptionsvorgängen. Das Adsorbens ist der Feststoff, an dessen Oberfläche Moleküle angelagert werden. Der zu adsorbierende Stoff wird Adsorptiv genannt, solange er sich in der Gasphase befindet. Die an die Oberfläche des Adsorbens angelagerten Moleküle werden als Adsorbat bezeichnet [Kast, 1988]. Adsorption beschreibt den Vorgang der Anlagerung des Adsorptivs an die Oberfläche des Adsorbens. Die Desorption ist die Umkehrung dieses Vorgangs, die Lösung des Adsorbats von der Adsorbens-Oberfläche.

Adsorption kann als Phasenübergang des Adsorptivs von der Gasphase in die Adsorbatphase betrachtet werden. Durch den Übergang in die Adsorbatphase wird Energie in Form von Wärme frei. Die Höhe der freiwerdenden Adsorptionswärme ist ein Maß für die Art der Bindung und kann zur Klassifizierung von Sorptionsprozessen herangezogen werden. Die in dieser Arbeit maßgebliche physikalische Sorption (Physisorption) beruht auf der Anlagerung der Moleküle an der Sorbensoberfläche aufgrund relativ schwach wirkender Van-der-Waals Kräfte und elektrostatischer Wechselwirkungskräfte. Aufgrund dessen ist Physisorption reversibel und eignet sich für Anwendungen, die eine Regenerierung des Adsorbens erfordern, wie dies bei Wärmetransformationsanwendungen und der Nutzung der Adsorption zur kontinuierlichen Gastrocknung der Fall ist. Chemisorption hingegen beruht auf einer stärkeren Bindung der Moleküle an die Oberfläche (kovalente / ionische Bindungen), ist daher durch höhere Bindungsenergien gekennzeichnet und oft irreversi-

bel. Der dritte Mechanismus ist die Kapillarkondensation [Bathen und Breitbach, 2001], welche erst bei hohen Beladungen auftritt und nicht auf Wechselwirkungskräfte der Gasmoleküle mit der Adsorbens-Oberfläche, sondern auf eine Dampfdruckerniedrigung in bereits teilgefüllten Poren zurückzuführen ist. Daher liegt die Adsorptionseenthalpie bei Kapillarkondensation in der Größenordnung der Kondensationsenthalpie des Adsorptivs.

Zur Berechnung von Sorptionsprozessen sind die Kenntnis von Adsorptionsegleichgewichten sowie der Adsorptionskinetik erforderlich, wie im Folgenden beschrieben wird.

2.2.1. Adsorptionsegleichgewichte

Durch Anwendung der Gibbschen Phasenregel kann die Anzahl der Freiheitsgrade des Adsorptionssystems im Gleichgewicht bei der Einkomponenten-Adsorption zu zwei bestimmt werden [Kast, 1988]. Daher ist die eindeutige Beschreibung des Adsorptionsegleichgewichts durch zwei unabhängige Zustandsgrößen möglich. Das Adsorptionsegleichgewicht wird durch den Zusammenhang zwischen der Beladung X , dem Druck des Adsorptivs p_{Adv} und der Temperatur T eindeutig festgelegt.

$$X = f(p_{Adv}, T) \quad (2.50)$$

Dabei ist X die massenspezifische Beladung des trockenen Adsorbens m_{Ads} mit Wasser m_{Adt} in der Adsorbatphase.

$$X = \frac{m_{Adt}}{m_{Ads}} \quad (2.51)$$

In Adsorptionssystemen, in welchen das Adsorptiv nur eine Komponente eines Gasgemisches darstellt, ist der Partialdampfdruck des Adsorptivs der für das Adsorptionsegleichgewicht ausschlaggebende Druck. Wird die Wasserdampfadsorption aus der feuchten Luft betrachtet, so ist dies der Partialdampfdruck des Wasserdampfes.

Die Darstellung von Adsorptionsegleichgewichten kann in Form von Isothermen, Isobaren oder Isosteren erfolgen. Dabei beschreiben die Adsorptionisothermen die Abhängigkeit der Beladung vom Adsorptivdruck p_{Adv} oder vom Relativdruck Φ bei konstanter Temperatur.

$$\Phi = \frac{p_{Adv}}{p_{sat}(T)} \quad (2.52)$$

Die Adsorptionisobaren beschreiben die Abhängigkeit der Beladung von der Temperatur bei konstantem Adsorptivdruck und die Adsorptionisosteren den Zusammenhang zwischen Adsorptivdruck und Temperatur bei konstanter Beladung. Durch Vorgabe einer konstanten Randbedingung des Drucks des Adsorptivs oder der Adsorbenstemperatur werden die Adsorptionisobaren oder Adsorptionisothermen messtechnisch erfasst. Die Darstellung von Adsorptionsegleichgewichten in der Form von Adsorptionisothermen ist am Geläufigsten. Zur Beschreibung der Sorptionsgleichgewichte durch Sorptionsisothermen wurden verschiedene Modellvorstellungen entwickelt. Für die Darstellung der Langmuir-Isothermen, denen die Vorstellung einer monomolekularen Belegung der Ad-

sorbensoberfläche zugrunde liegt, und der BET-Isothermen, die eine mehrschichtige Belegung berücksichtigen, wird auf die Zusammenfassungen in Ruthven [1984] und Kast [1988] verwiesen. Diese Isothermenmodelle finden hier keine Anwendung, da ihre Gültigkeit in der Regel auf einen niedrigen Relativdruckbereich beschränkt ist ($\Phi < 0.1$ für Langmuir-Isothermen und $\Phi < 0.3$ für BET-Isothermen [Kast, 1988]).

Im Rahmen dieser Arbeit wird der von Dubinin und Mitarbeitern auf Grundlage der Potentialtheorie von Polanyi entwickelte phänomenologische Ansatz zur Beschreibung von Adsorptionsgleichgewichten angewandt. Dieser wurde zur Charakterisierung von mikroporösen Adsorbentien, insbesondere der Wasserdampfadsorption an Aktivkohlen und Zeolithen entwickelt [Dubinin, 1967]. Grundlage hierfür war die Erkenntnis, dass gemessene Sorptionsisothermen an mikroporösen Adsorbentien über die BET-Isothermen nicht hinreichend genau abgebildet werden konnten. Die BET- und Langmuir-Isothermen berücksichtigen die Adsorbensoberfläche als die relevante Bezugsgröße. Dubinin führt hingegen das spezifische Mikroporenvolumen W_0 als die Größe ein, welche maßgeblich die maximal aufnehmbare Adsorbatmenge begrenzt. Deshalb wird die **Potentialtheorie nach Dubinin-Polanyi** auch als Theorie der Volumenfüllung in Mikroporen bezeichnet. Das mit Adsorbat gefüllte spezifische Volumen W kann über die experimentell ermittelte Wasseraufnahme m_{Adt} berechnet werden.

$$W = \frac{m_{Adt}}{\rho_{Adt}(T) \cdot m_{Ads}} = \frac{X}{\rho_{Adt}(T)} \quad (2.53)$$

Dabei ist $\rho_{Adt}(T)$ die temperaturabhängige und druckunabhängige Dichte des Adsorbats. Für Temperaturen unterhalb der Siedetemperatur der freien Flüssigkeit bei Normaldruck nähert Dubinin [1967] diese mit der temperaturabhängigen Dichte der freien Flüssigkeit. Dieser Ansatz wird ebenfalls von Núñez [2001] und Schnabel [2009] verwendet und auch in dieser Arbeit verfolgt, da der relevante Temperaturbereich nicht über 100°C hinausgeht. Hauer [2002] diskutiert Näherungen der Adsorbatdichte bei höheren Temperaturen.

Das maximal füllbare Porenvolumen W_0 wird über das bei Sättigung ($\Phi = 1$) gemessene adsorbierte Volumen ermittelt. Das Verhältnis zwischen dem Adsorbat-gefüllten Volumen und dem maximal füllbaren Porenvolumen ist eine dimensionslose Größe und wird auch als Füllungsanteil Θ oder relative Beladung bezeichnet.

$$\Theta = \frac{W}{W_0} = \frac{X}{X_0} \quad (2.54)$$

In der Vorstellung der Potentialtheorie wird in den Poren des Adsorbens ein Adsorptionsraum aufgespannt, in dem die Adsorptivmoleküle mit einem Kraftfeld in Wechselwirkung stehen. Die sich einstellende Beladung resultiert aus dem thermodynamischen Gleichgewicht der Adsorptivmoleküle in diesem Kraftfeld [Ruthven, 1984]. Als zentrale Größe wird das differentielle molare Adsorptionspotential A_{mol} eingeführt. Dieses ist als Differenz der freien molaren Gibbschen Enthalpie G des Wassers in der Adsorbatphase und in der Flüssigphase definiert. Es beschreibt die differentielle Änderung der freien Enthalpie bei einem reversiblen isothermen Übergang von der Flüssigphase in die Adsorbatphase. Im Einstoffsystem stimmt die Differenz der freien molaren Gibbschen

Enthalpie mit der Differenz der chemischen Potentiale überein [Stephan und Mayinger, 1992]. Da bei der Wasserdampfadsorption aus der feuchten Luft die trockene Luft sowie das Adsorbens als inert betrachtet werden, wird das Adsorptivsystem als Einkomponentensystem behandelt. Das differentielle molare Adsorptionspotential kann daher über die Differenz der chemischen Potentiale des Adsorbats μ_{Adt} und der freien flüssigen Phase μ_{Fl} berechnet werden. Das differentielle molare Adsorptionspotential ist proportional zum Verhältnis des Sättigungsdampfdrucks $p_{sat}(T)$ zum Gleichgewichtsdampfdruck p . Da der Phasenübergang bei der Adsorption bereits bei dem niedrigeren Gleichgewichtsdampfdruck p einsetzt, kann die Wirkung des Potentialfeldes als eine Erniedrigung des Sättigungsdampfdrucks interpretiert werden.

$$A_{mol} = -\Delta G = -(\mu_{Adt} - \mu_{Fl}) = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_{sat}(T)}{p} \quad (2.55)$$

Wird zusätzlich die molare Masse des Adsorptivs M_i , hier Wasserdampf, berücksichtigt, dann kann das Adsorptionspotential auch als massenspezifische differentielle Größe mit der Einheit [J/kg] geschrieben werden. Im Weiteren wird in dieser Arbeit mit dieser Größe gearbeitet. R_i ist die spezifische Gaskonstante.

$$A = \frac{R \cdot T}{M_i} \cdot \ln \frac{p_{sat}(T)}{p} = R_i \cdot T \cdot \ln \frac{p_{sat}(T)}{p} \quad (2.56)$$

Das mit Adsorbat gefüllte Volumen W kann nun als eine Funktion des Adsorptionspotentials ausgedrückt werden. Das maximal füllbare Volumen W_0 ist dabei konstant. Werden die Gleichgewichtsdaten in die eingeführten Größen (W , A) transformiert und das mit Adsorbat gefüllte Volumen W über dem Adsorptionspotential A aufgetragen, so fallen die Gleichgewichtsdaten unterschiedlicher Isothermen und Isobaren für viele Adsorbens-Adsorptiv-Paarungen auf einer Kurve zusammen. Diese wird als *Charakteristische Kurve* bezeichnet, da sie die erforderliche thermodynamische Information über die Adsorbens-Adsorptiv-Paarung enthält. Der dreidimensionale Zusammenhang zwischen Beladung, Druck und Temperatur kann dann auf einen zweidimensionalen Zusammenhang zwischen Volumenfüllung W und Adsorptionspotential A reduziert werden.

$$W = W_0 \cdot f(A) \quad (2.57)$$

Dieser Zusammenhang gilt jedoch nur unter der zentralen Annahme, dass das Adsorptionspotential bei konstanter Beladung temperaturunabhängig ist. Dies bedeutet, dass die Information über die Temperaturabhängigkeit der Sorptionsgleichgewichte bereits in der zur Bestimmung der Volumenfüllung W verwendeten Dichte des Adsorbats enthalten ist.

$$\left. \frac{\partial A}{\partial T} \right|_W = 0 \quad (2.58)$$

Ist die Temperaturunabhängigkeit nicht gegeben, so kann einem Adsorptionspotential mehr als eine Volumenfüllung W zugeordnet werden. Die transformierten Gleichgewichte verschiedener Isothermen fallen im W - A -Diagramm nicht auf einer Kurve zusammen. Da nicht grundsätzlich von einer Temperaturunabhängigkeit ausgegangen werden kann, ist diese für jedes neu untersuchte Adsorbens-Adsorptiv-System zu prüfen [Núñez, 2001].

Abbildung 2.5 zeigt beispielhaft, dass die Gleichgewichtsdaten unterschiedlicher Isothermenmessungen eines Zeolith NaX auf einer Kurve zusammenfallen.

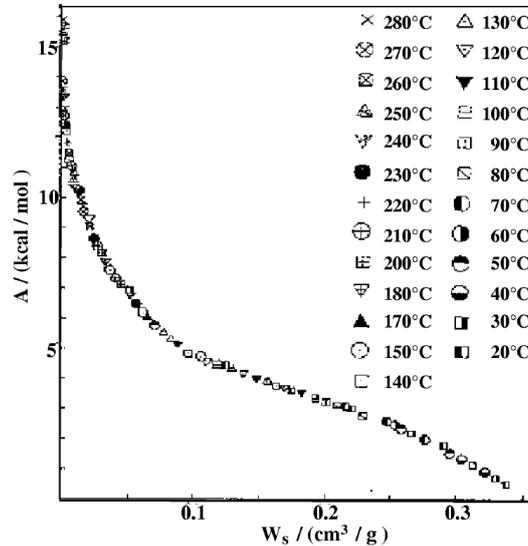


Abbildung 2.5.: Charakteristische Kurve transformiert aus verschiedenen Isothermenmessungen eines kristallinen Zeolith NaX; aus [Dubinin, 1967](hier steht A für das molare Adsorptionspotential A_{mol} und W_s ist die Volumenfüllung W)

Zur Beschreibung der Charakteristischen Kurve wurden von Dubinin und Mitarbeitern Funktionen vorgeschlagen, deren Parameteranpassung Rückschlüsse auf den mikroskopischen Aufbau des Adsorbens erlauben soll. Der folgende Ansatz [Dubinin und Astakhov, 1971] wird auch als Dubinin-Astakhov-Gleichung bezeichnet (D-A-Gleichung).

$$\Theta = \frac{W}{W_0} = \exp \left[- \left(\frac{A_{mol}}{E_{mol}} \right)^n \right] \quad (2.59)$$

Dabei ist E_{mol} eine für das Adsorbens charakteristische konstante Adsorptionsenergie und n ist ein Parameter, der die Heterogenität der Porenradienverteilung charakterisiert. Der Parameter n kann Werte zwischen 1 und 6 annehmen, wobei ein kleiner Wert mit einer heterogenen und ein größerer Wert mit einer homogeneren Porenradienverteilung in Verbindung gebracht wird [Núñez, 2001].

Hauer [2002] zeigt jedoch, dass Charakteristische Kurven, die mehr als einen Wendepunkt aufweisen, nicht mehr mit hinreichender Genauigkeit durch die D-A-Gleichung wiedergegeben werden können. Zur Integration von Sorptionsgleichgewichten in Simulationsmodelle ist jedoch eine möglichst genaue Beschreibung der Charakteristischen Kurve erwünscht. Zu diesem Zweck werden häufig frei gewählte Fitfunktionen eingesetzt, deren Koeffizienten keine Aussage über die Mikrostruktur der Sorptionsmaterialien zulassen. Diese Fitfunktionen müssen monoton fallend und stetig differenzierbar sein [Núñez, 2001]. Auch in der vorliegenden Arbeit wird dieser Ansatz verfolgt.

Aus der parametrisierten Charakteristischen Kurve lässt sich die massenspezifische differentielle Adsorptionsenthalpie Δh_{Ad} berechnen [Hauer, 2002; Núñez, 2001]. Diese kann in die temperaturabhängige Kondensationsenthalpie $h_V(T)$ und die von Temperatur und Beladung abhängige Bindungsenthalpie $h_{Bind}(X, T)$ zerlegt werden.

$$\begin{aligned}\Delta h_{Ad} &= h_V + h_{Bind} \\ &= h_V + A - T \cdot a \cdot W \cdot \left(\frac{\partial A}{\partial W} \right) \Big|_T \\ &\approx h_V + A\end{aligned}\tag{2.60}$$

Dabei ist a der thermische Ausdehnungskoeffizient der adsorbierten Phase, welcher über den thermischen Ausdehnungskoeffizienten der flüssigen Phase genähert werden kann:

$$a = -\frac{1}{\rho_{Adt}(T)} \cdot \frac{\partial \rho_{Adt}}{\partial T}\tag{2.61}$$

Die Bindungsenthalpie setzt sich hierbei zusammen aus dem massenspezifischen differentiiellen Adsorptionspotential und einem Term, der die Entropieänderung $\Delta S = a \cdot W \cdot \left(\frac{\partial A}{\partial W} \right) \Big|_T$ enthält. Die gute Übereinstimmung des nach Gleichung 2.60 berechneten Adsorptionspotentials mit Messwerten konnte von Núñez [2001] demonstriert werden. Da der Term $(T \cdot \Delta S)$ mehrere Größenordnungen kleiner ist als die Summe des Adsorptionspotentials und der Kondensationsenthalpie ($< 0.7\%$ von Δh_{Ads}), kann dieser bei der Berechnung der Adsorptionsenthalpie in guter Näherung vernachlässigt werden. Vermutlich aus diesem Grund wird die Bindungsenergie bei Kast [1988] direkt mit dem Adsorptionspotential gleichgesetzt.

2.2.2. Eigenschaften und Klassen von Adsorptionsmaterialien

Neben den Gleichgewichtseigenschaften von Sorptionsmaterialien ist die Kenntnis weiterer Materialeigenschaften für die Simulation erforderlich. Die wichtigsten Eigenschaften sollen im Folgenden für die weitere Verwendung kurz definiert werden. Es wird weiter ein Überblick über die für diese Arbeit wichtige Materialklasse der Silikagele gegeben.

Materialeigenschaften

Zur Charakterisierung der inneren Beschaffenheit des Sorptionsmaterials wird die Verteilung der **Porenradien** und die Porosität des Adsorbens herangezogen. Poren werden nach ihrem Durchmesser d_P folgendermaßen eingeteilt [Kast, 1988].

- Makroporen: $d_P > 50$ nm
- Mesoporen: 2 nm $< d_P < 50$ nm
- Mikroporen: 0.8 nm $< d_P < 2$ nm

Die **Porosität** des Adsorbens wird in eine innere Porosität oder Kornporosität und eine äußere Porosität oder Schüttungsporosität unterschieden. Die innere Porosität ψ_P ist definiert als das Verhältnis des Porenvolumens V_P zum Gesamtvolumen des Adsorbenskorns V_{Ads} .

$$\psi_P = \frac{V_P}{V_{Ads}} \quad (2.62)$$

Die Schüttungsporosität hingegen bezieht das Hohlraumvolumen einer Adsorbenschüttung oder eines Adsorbensbettes auf das Gesamtvolumen, welches diese Schüttung umschließt.

$$\psi_S = \frac{V_{Hohlraum}}{V_{Schuettung}} \quad (2.63)$$

Eine weitere wichtige Größe, insbesondere für die Kinetik des Stofftransports, ist die **Partikelgröße**. Bei runden Adsorbenskörnern wird sie meist mit dem Partikeldurchmesser d angegeben.

Auch für die **Dichte** des Adsorbens sind unterschiedliche Definitionen gebräuchlich. Als wahre Dichte $\rho_{Ads,w}$ des Adsorbens wird die reine Dichte des Adsorbensfeststoffs bezeichnet [Kast, 1988]. Diese bezieht die Adsorbensmasse auf das Adsorbensvolumen, welches nur den Feststoffanteil und nicht das Porenvolumen umfasst. Im Rahmen von Simulationen wird aber meist die scheinbare Dichte ρ_{Ads} , welche auch messtechnisch einfacher zugänglich ist, angesetzt. Diese setzt die Masse des trockenen Adsorbens m_{Ads} ins Verhältnis zum äußeren Volumen des Adsorbens V_{Ads} , welches sowohl den Feststoffanteil als auch das Porenvolumen mit einschließt. Unter Berücksichtigung der Porosität ψ_P kann die scheinbare Dichte aus der wahren Dichte berechnet werden [Kast, 1988].

$$\rho_{Ads} = \frac{m_{Ads}}{V_{Ads}} = \rho_{Ads,w} \cdot (1 - \psi_P) \quad (2.64)$$

Neben dieser trockenen Adsorbensdichte wird auch eine beladungsabhängige, feuchte Dichte des Adsorbens definiert. Diese setzt sich aus der Summe der trockenen Adsorbensmasse sowie der Adsorbatmasse bezogen auf das konstante Volumen des gesamten Adsorbens zusammen. Sie kann daher auch über die trockene Adsorbensdichte und die Beladung ausgedrückt werden [Schnabel, 2009].

$$\rho_{Ads,X}(X) = \frac{m_{Ads}}{V_{Ads}} + \frac{m_{Adt}}{V_{Ads}} = \rho_{Ads} \cdot (1 + X) \quad (2.65)$$

Die **spezifische isobare Wärmekapazität** des Adsorbens setzt sich ebenfalls aus einem Term für das trockene Adsorbens sowie einem Term, welcher das Adsorbat berücksichtigt, zusammen.

$$c_{p,Ads}(X, T) = c_{p,Ads}^{tr}(T) + X \cdot c_{p,Adt}(T) \quad (2.66)$$

Eine genauere Diskussion der spezifischen Wärmekapazität wird in Schnabel [2009] vorgenommen und an dieser Stelle nur in den wichtigsten Punkten zusammengefasst. Die Temperaturabhängigkeit des trockenen Adsorbens ist gering und wird meist vernachlässigt. Schnabel [2009] zeigt, dass die Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit des

Adsorbats bei der Berechnung der spezifischen Wärmekapazität des Adsorbens verschiedener Beladungen im Vergleich zur Annahme einer konstanten Wärmekapazität, welche mit der Wärmekapazität flüssigen Wassers übereinstimmt, die größten Abweichungen bei niedrigen Temperaturen und hohen Beladungen zeigt. Jedoch ist der Einfluss der Variation der spezifischen Wärmekapazität des Adsorbens auf die Adsorptionskinetik an Adsorbens-Verbundproben im geschlossenen System und im relevanten Bereich sehr gering. Insofern wird in Schnabel [2009] mit einer konstanten Wärmekapazität des trockenen Adsorbens und mit einer konstanten spezifischen Wärmekapazität des Adsorbats von $c_{p,Adt} = 3500 \text{ J/kgK}$ bei Temperaturen zwischen 35 und 82°C gerechnet. Dieser Ansatz konstanter spezifischer Wärmekapazitäten wird auch in dieser Arbeit verfolgt.

Ähnlich der Dichte kann bei der **Wärmeleitfähigkeit** des Adsorbens die wahre Wärmeleitfähigkeit von der scheinbaren oder Verbund-Wärmeleitfähigkeit λ_{Ads} unterschieden werden. Die scheinbare Wärmeleitfähigkeit findet in dieser Arbeit Anwendung. Aufgrund der hohen Porosität von Adsorbentien ist die scheinbare Wärmeleitfähigkeit sehr gering. Während die Temperaturabhängigkeit recht gering ausgeprägt ist, ist die Beladungsabhängigkeit nicht immer zu vernachlässigen. Dies wird von Freni et al. [2002] am Beispiel des “Selective Water Sorbent”, einem mit Calciumchlorid (SWS-L1) oder Lithiumbromid (SWS-L2) getränkten Silikagel, gezeigt. Gemessene Wärmeleitfähigkeiten schwanken hier zwischen 0.151 und 0.36 W/mK . Die Umsetzung in einem Simulationsmodell zur Abbildung eines geschlossenen Adsorptions-Kühlzyklus verdeutlicht, dass der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit mit zunehmender Güte des Wärmeübergangs an das Wärmeträgerfluid Wasser zunimmt.

Materialgruppen

In dieser Arbeit werden Vertreter der Materialgruppe der **Silikagele** oder Kieselgele eingesetzt. Diese in offenen Sorptionssystemen häufig verwendeten Materialien bestehen bis zu 99% aus Siliziumdioxid. Die Herstellung erfolgt durch Polymerisation von Monokieselsäure (oder Orthokieselsäure SiOH_4) unter Verwendung von Mineralsäuren, wobei sich zunächst ein Hydrogel bildet [Ng und Mintova, 2008]. In der folgenden Wäsche und Trocknung kann Einfluss auf die Eigenschaften des Adsorbens hinsichtlich des Porendurchmessers, der inneren Oberfläche und der Partikelgröße genommen werden. Die Porenradialverteilung von Silikagelen ist recht breit, der mittlere Porenradius kann jedoch über die Alkalität des Waschvorgangs eingestellt werden. Grob unterschieden werden engporige ($d_P = 2\text{-}2.5 \text{ nm}$) und weitporige ($d_P = 5\text{-}10 \text{ nm}$) Silikagele [Kast, 1988]. Während der Polymerisation bilden sich Silanolgruppen (Si-OH) aus, welche zum hydrophilen Verhalten des Silikagels beitragen. Die Wasseraufnahmekapazität hängt von der Porenstruktur und der Verteilung der Silanolgruppen ab. Silikagele zeigen bereits eine hohe Sorptionskapazität bei geringen Feuchten und lassen sich bei niedrigen Temperaturen (bis 150°C) regenerieren. Modifikationen von Silikagel zielen auf die Erhöhung der Wasseraufnahmekapazitäten durch kleinere Partikelgrößen und Verringerung des Porendurchmessers ab [Ng und Mintova, 2008]. Experimentell konnte bestätigt werden, dass die Wasseraufnahme bei mikroporösen Silikagelen deutlich höher ausfällt als bei makroporösen Silikagelen [Dawoud und Aristov, 2003]. Eine weitere Erhöhung der Wasseraufnahmekapazität von Silikagelen kann durch Versetzen mit hygroskopischen Salzen

(LiBr und CaCl₂) erreicht werden [Aristov et al., 2002]. Diese Materialklasse ist als ein hybrides Kompositmaterial einzustufen, in dem Feststoff- und Flüssigsorption kombiniert auftreten.

Eine weitere Materialgruppe, welche in Wärmetransformationsanwendungen Verwendung findet, sind die **Zeolithe** oder zeolithischen Molekularsiebe. Im Vergleich zu Silikagelen sind Zeolithe stärker hydrophil, d.h. schon bei geringen Drücken findet die Adsorption durch Füllung der Hohlräume statt. Bei höheren Drücken werden die Zugangsporen gefüllt. Das hydrophilere Verhalten drückt sich jedoch auch in höheren erforderlichen Desorptionstemperaturen zur Regenerierung des Adsorbens aus ($> 200^\circ\text{C}$ [Ng und Mintova, 2008]).

Zeolithähnliche Materialien, die aufgrund noch mangelnder hydrothermaler Stabilität bisher selten in Wärmetransformationsanwendungen eingesetzt werden, sind die **Aluminophosphate** (AlPO) und Silico-Aluminophosphate (SAPO). Viele AlPOs und SAPOs zeichnen sich durch deutlich höhere Wasseraufnahmekapazitäten als Silikagele oder marktverfügbare Zeolithe aus [Henninger et al., 2010]. Die Entwicklung hydrothermal stabiler Materialien ist hier jedoch noch Gegenstand aktueller Forschung [Henninger et al., 2011]. Das von Mitsubishi unter dem Namen AQSOA-Z01 für offene Sorptionssysteme vermarktete Sorptionsmaterial ist ein Aluminophosphat. Es ist bei Desorptionstemperaturen zwischen 60 und 75°C regenerierbar, zeichnet sich durch einen stufenförmigen Anstieg der Sorptionsisothermen aus und wird inzwischen in marktverfügbaren Sorptionsrotoren eingesetzt [Kodama et al., 2007; White et al., 2011].

2.2.3. Wärme- und Stofftransport bei der Adsorption

Bei Adsorptionsprozessen treten verschiedene Wärme- und Stofftransportprozesse sowie die Adsorption im engeren Sinne, in der das Adsorptiv an der Oberfläche des Adsorbens angelagert wird, gekoppelt auf. Diese Vorgänge können in fünf Teilschritte getrennt werden, welche in Abbildung 2.6 schematisch dargestellt sind (vgl. [Bathen und Breitbach, 2001]).

1. Stofftransport an die äußere Oberfläche des Adsorbens
2. Stofftransport in den Poren des Adsorbens
3. Adsorption an der inneren Oberfläche des Adsorbens
4. Energietransport durch Wärmeleitung im Adsorbens
5. Energietransport von der äußeren Oberfläche des Adsorbens an das Gasvolumen

Der **Stofftransport an die Oberfläche des Adsorbens** erfolgt durch konvektive und diffusive Transportmechanismen. Befindet sich das Adsorptiv in einer Strömung, wie dies bei durchströmten Schüttungen und offenen Sorptionsprozessen der Fall ist, so kann der konvektive Stofftransport an die Oberfläche des Adsorbens über eine Analogie

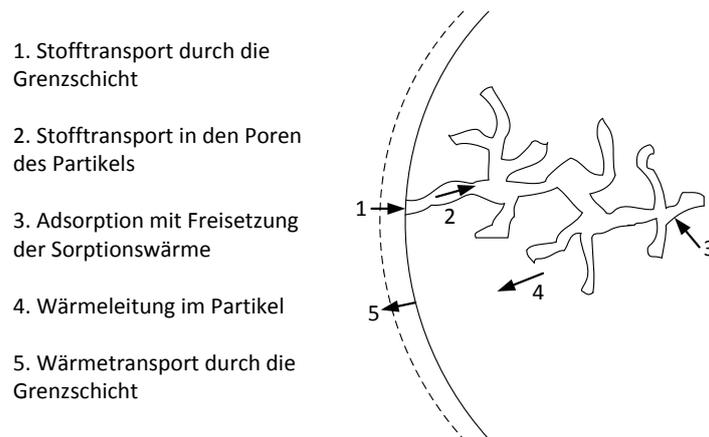


Abbildung 2.6.: Schematische Darstellung des Wärme- und Stofftransports bei der Adsorption; nach [Henning, 1994]

zwischen Wärme- und Stofftransport beschrieben werden (vgl. Abschnitt 2.1.2). Der für den konvektiven Stofftransport definierte Übergangskoeffizient β umfasst dabei den auf Fluidbewegung beruhenden Transport des Adsorptivs an die Grenzschicht, sowie den auf Diffusion beruhenden Transport des Adsorptivs durch die Grenzschicht.

Von der äußeren Oberfläche des Adsorbens erfolgt der **Stofftransport in den Poren** des Adsorbens. Als Transportmechanismen für das Adsorptiv in der Gasphase werden der Stofftransport durch viskose Strömung, durch freie Diffusion sowie durch Molekularbewegung nach Knudsen (sogenannte Knudsen-Diffusion) unterschieden. Als zusätzlicher Transportmechanismus neben der Gasdiffusion in den Poren findet der Transport des Adsorbats an der Oberfläche des Adsorbens statt. Dieser als Oberflächendiffusion bezeichnete Transportmechanismus tritt mit abnehmender Bindungsenergie und somit bei zunehmender, mehrschichtiger Beladung auf und trägt zur Beschleunigung des Adsorptionsprozesses bei. Für Silikagele und Aktivkohlen kann die Oberflächendiffusion bei relativen Feuchten über näherungsweise $\Phi = 40\%$ nicht vernachlässigt werden [Kast, 1988; Pesaran und Mills, 1986].

Die eigentliche **Adsorption** bezeichnet den Prozess der Anlagerung des Adsorptivs an der Oberfläche des Adsorbens, wobei die Adsorptionswärme an dem Ort der Anlagerung frei wird. Die Adsorption verläuft schnell im Vergleich zu den Diffusionsprozessen und ist nicht geschwindigkeitsbestimmend. In der Modellvorstellung wird im Allgemeinen eine instantane Adsorption (keine kinetische Hemmung) und daher ein lokales Gleichgewicht zwischen Adsorptiv und Adsorbat angenommen.

Der **Wärmetransport** im Adsorbens erfolgt zunächst durch Wärmeleitung vom Ort der lokalen Freisetzung der Adsorptionswärme an die äußere Oberfläche des Adsorbens und von dort an das umgebende Gasvolumen. Liegt hier eine Strömung vor, wie dies bei offenen Sorptionsprozessen der Fall ist, so kann der äußere Wärmeübergang durch einen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α aus Nusselt-Korrelationen bestimmt

werden. Um den dominierenden Wärmetransportmechanismus zu ermitteln, kann die Biot-Zahl der Wärmeübertragung herangezogen werden, welche innere und äußere Wärmeübergangswiderstände ins Verhältnis setzt.

$$Bi_h = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (2.67)$$

Hier ist λ die Wärmeleitfähigkeit des abzukühlenden (aufzuwärmenden) Körpers, L eine für die Wärmeleitung charakteristische Länge und α der äußere konvektive Wärmeübergangskoeffizient. Bei sehr kleinen Biot-Zahlen überwiegt der äußere Übergangswiderstand, und die Temperatur im Körper kann als homogen betrachtet werden. Für $Bi_h < 0.2$ ermöglicht dies, die örtliche Auflösung der Temperaturverteilung im Körper nicht zu berücksichtigen, und somit die Methode der Blockkapazität anzuwenden [Polifke und Kopitz, 2005]. Abbildung 2.7 zeigt die Biot-Zahl in Abhängigkeit von der Schichtdicke für unterschiedliche konvektive Wärmeübergangskoeffizienten bei einer konstanten Wärmeleitfähigkeit des Adsorbens von $\lambda_{Ads} = 0.2 \text{ W/mK}$. Als charakteristische Länge wurde hier die halbe Schichtdicke $L = s/2$ angesetzt, da von beidseitiger Wärmeübertragung ausgegangen wird. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient von Luft an eine Oberfläche liegt bei erzwungener Konvektion in der Größenordnung von $\alpha = 10\text{-}50 \text{ W/m}^2\text{K}$. Insofern kann bei Schichtdicken bis zu $s = 1.5 \text{ mm}$ von einer homogenen Temperaturverteilung im Adsorbens ausgegangen werden. Der Wärmetransport wird vom äußeren Wärmeübergangswiderstand dominiert.

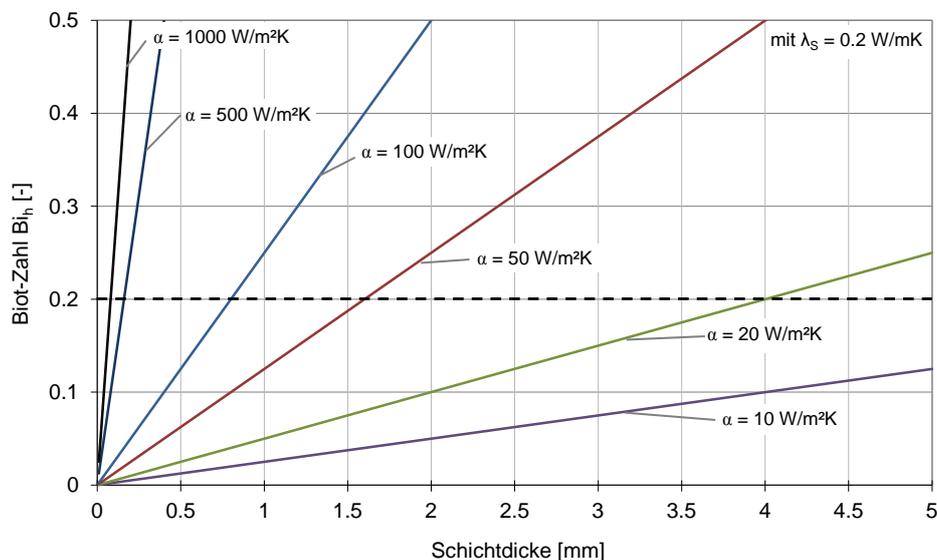


Abbildung 2.7.: Biot-Zahl der Wärmeübertragung in Abhängigkeit der Schichtdicke des Adsorbens und des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bei konstanter Wärmeleitfähigkeit des Adsorbens

Analog kann auch die Biot-Zahl des Stofftransports berechnet werden, welche die äußeren Stoffübergangswiderstände zu den inneren Stoffübergangswiderständen in den Poren des Adsorbens ins Verhältnis setzt. Dabei ist β der gasseitige, konvektive Stoffübergangs-

koeffizient, D_{eff} ein effektiver Diffusionskoeffizient in den Poren und L die charakteristische Diffusionslänge.

$$Bi_m = \frac{\beta \cdot L}{D_{eff}} \quad (2.68)$$

Die Größenordnung von Biot-Zahlen des Stofftransports wird im Folgenden exemplarisch für ein von Aristov et al. [2006] vermessenes mikroporöses Silikagel berechnet. Aristov und Mitarbeiter bestimmen effektive Diffusionskoeffizienten durch Anpassung von Parametern eines Diffusionsmodells an Messungen der Adsorptionskinetik im Einstoffsystem (reine Wasserdampf-atmosphäre). Für das Silikagel Fuji Davison mit Partikelgrößen von 0.8 - 1 mm liegen diese zwischen $D_{eff} = (3.9 - 4.7) \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$. Abbildung 2.8 zeigt die Biot-Zahl des Stofftransports in Abhängigkeit von der Schichtdicke und bei konstantem effektiven Diffusionskoeffizienten ($D_{eff} = 4.7 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$). Aufgrund des einseitig angenommenen Stofftransports aus dem Gasvolumen wird die Schichtdicke als charakteristische Diffusionslänge L angesetzt.

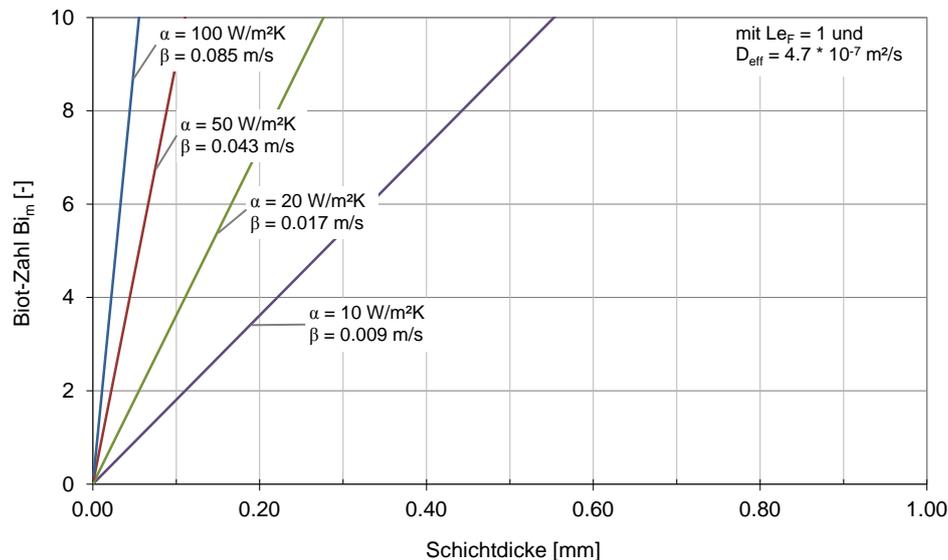


Abbildung 2.8.: Biot-Zahl der Stoffübertragung in Abhängigkeit der Schichtdicke des Adsorbens und des äußeren Stoffübergangskoeffizienten hergeleitet aus einer Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport bei $Le_F = 1$ und konstantem effektiven Diffusionskoeffizienten

Der Stoffübergangskoeffizient β wurde aus einer Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport unter der Annahme von $Le_F = 1$ ermittelt. Die Biot-Zahl des Stofftransports ist um mehrere Größenordnungen größer als die Biot-Zahl des Wärmetransports. Im Gegensatz zum Wärmetransport dominieren beim Stofftransport die inneren Transportwiderstände im Verhältnis zu den äußeren Transportwiderständen schon bei Schichtdicken in der Größenordnung von $s = 0.1 \text{ mm}$. Mit zunehmender Schichtdicke und Güte des äußeren Wärme- und Stoffübergangs nimmt die Biot-Zahl des Stofftransports zu. Es kann

nicht mehr von einer homogenen Adsorbensbeladung ausgegangen werden. Im Adsorbens stellt sich ein Beladungsgradient ein. Aus dieser Betrachtung kann geschlossen werden, dass die Stofftransportwiderstände in der Sorptionsschicht nicht einfach vernachlässigt werden dürfen. Eine Diskussion der Berücksichtigung der unterschiedlichen Stofftransportwiderstände in gängigen Modellansätzen ist somit erforderlich.

2.2.4. Modellansätze zur physikalischen Beschreibung der Wasserdampfadsorption

Bei der Modellierung von Sorptionsprozessen werden Ansätze, die eine detaillierte Beschreibung der Diffusions- und Wärmeleitungsvorgänge im Adsorbens vornehmen, als heterogenes Modell oder Diffusionsmodell bezeichnet. Im Gegensatz dazu stehen die homogenen Modelle, welche eine vereinfachte Betrachtung des Adsorbens über eine mittlere Beladung vornehmen, und somit die räumliche Auflösung des Beladungsverlaufes im Adsorbens nicht berücksichtigen. Die Ansätze der homogenen Bilanzierung verwenden zur Beschreibung der Adsorptionskinetik meist einen linearen Ansatz, welcher eine Abhängigkeit der adsorbierten Wassermasse von treibenden Konzentrations-, Druck- oder Beladungsgradienten darstellt. Dieser wird auch als “Linear Driving Force” (LDF)-Ansatz bezeichnet.

Grundsätzlich vorstellbar sind die folgenden Modellierungsansätze zur Beschreibung des Stofftransports. Im Folgenden werden zum Vergleich nur die Gleichungen, die den adsorbierten Wassermassenstrom \dot{m}_W beschreiben, angeführt. Für das vollständige Gleichungssystem wird für das Diffusionsmodell auf Pesaran und Mills [1986]; Schnabel [2009] und für das LDF-Modell auf Nieken [2007] verwiesen.

- Das detaillierte **Diffusionsmodell** berücksichtigt sowohl die Stofftransportwiderstände im Adsorbens sowie den Stofftransport vom Gasraum an die äußere Oberfläche des Adsorbens. Die Adsorbenschicht wird örtlich aufgelöst und der Beladungsverlauf in der Adsorbenschicht abgebildet. Dies ist insbesondere dann notwendig, wenn das Modell für eine Schichtdickenvariation herangezogen werden soll. Eine schematische Darstellung des Diffusionsmodells für eine Adsorbenschicht der Dicke s ist in Abbildung 2.9 wiedergegeben.

Der bei eindimensionalem Stofftransport im Adsorbens auftretende Diffusionsstrom \dot{m}_W setzt sich aus einem Anteil durch Knudsen-Diffusion in den Poren und einem weiteren Anteil durch Oberflächendiffusion der adsorbierten Phase zusammen. D_P und D_{SD} sind die Knudsen- und Oberflächendiffusionskoeffizienten, ρ_D ist die auf das Porenvolumen bezogene Dichte des Wasserdampfes (Adsorptiv), die durch Berücksichtigung der Porosität ψ_P auf das Partikelvolumen skaliert wird. Das Produkt der scheinbaren Adsorbensdichte ρ_{Ads} und der Beladung X ist die auf das Partikelvolumen bezogene Adsorbatdichte. Die Beladung X des Sorptionsmaterials ändert sich entlang der Ortskoordinate z der Adsorbenschicht. Im Diffusionsmodell wird angenommen, dass sich an jedem Ort der Adsorbenschicht instantan die Gleichgewichtsbeladung $X(p_D, T)$ einstellt. Daher wird nur der geschwindigkeits-

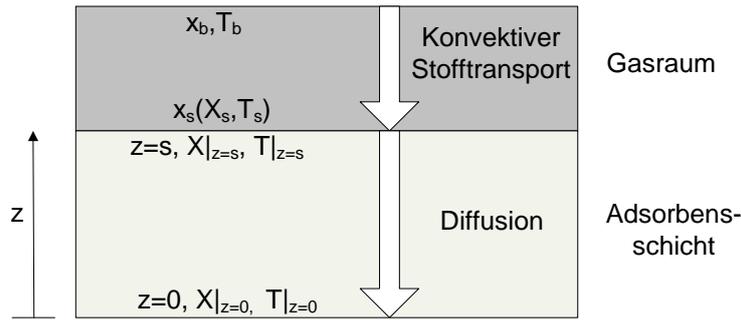


Abbildung 2.9.: Schematische Darstellung der Übergangsmechanismen im Diffusionsmodell

bestimmende Transport des Wasserdampfes und des Wassers in der Adsorbatphase modelliert. A ist die Durchtrittsfläche orthogonal zum Stoffstrom.

$$\dot{m}_W = -\psi_P \cdot D_P \cdot A \cdot \frac{\partial \rho_D}{\partial z} - \rho_{Ads} \cdot D_{SD} \cdot A \cdot \frac{\partial X}{\partial z} \quad (2.69)$$

Dieser Diffusionsstrom \dot{m}_W wird mit der zeitlichen Änderung des Wassers (Wasserdampf und Adsorbat) in der Adsorbenschicht gekoppelt. Die Herleitung aus der Kontinuitätsgleichung ist in Schnabel [2009] ausführlich dargelegt.

$$A \cdot \left(\psi_P \cdot \frac{\partial \rho_D}{\partial t} + \rho_{Ads} \cdot \frac{\partial X}{\partial t} \right) = -\frac{\partial \dot{m}_W}{\partial z} \quad (2.70)$$

Als Randbedingung für die nicht mit dem Gasraum kontaktierende Oberfläche des Adsorbens ($z=0$) wird angenommen, dass hier kein Diffusionsstrom mehr auftritt ($\dot{m}_W = 0$). Über die Randbedingung an der äußeren Oberfläche des Adsorbens ($z=s$) wird der äußere Stoffübergang berücksichtigt. Für das offene System ist dies der konvektive Stoffübergang [Pesaran und Mills, 1986]. Dabei ist $\rho_{D,s}$ die Wasserdampfpartialdichte an der Oberfläche des Adsorbens und $\rho_{D,b}$ die Wasserdampfpartialdichte im Freistrom.

$$\dot{m}_W|_{z=s} = \beta \cdot A \cdot (\rho_{D,s} - \rho_{D,b}) \quad (2.71)$$

- Als erster Grenzfall kann eine reine **Limitierung des Stofftransports durch die inneren Stofftransportwiderstände** gedacht werden - im Englischen: "Solid side controlled - SC". Dies ist in Abbildung 2.10 schematisch dargestellt.

Das Gleichungssystem des Diffusionsmodells kann nun in einen LDF-Ansatz überführt werden [Nicken, 2007]. Die Herleitung dieses Ansatzes für eine homogene Adsorbenschicht der Dicke s trifft die folgenden zentralen Annahmen. Der Stofftransport wird durch die inneren Transportwiderstände limitiert, während der äußere Stofftransport ideal ist. Im Gleichgewicht besteht eine lineare Abhängigkeit der Adsorbensbeladung von der Adsorptivkonzentration bei konstanter Temperatur

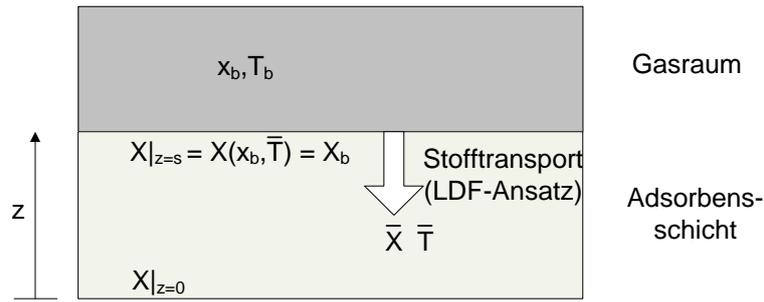


Abbildung 2.10.: Schematische Darstellung des vereinfachten LDF-Modells mit adsorbensseitiger Limitierung des Stoffübergangs

(lineare Sorptionsisotherme). Daher ist die Steigung der Sorptionsisotherme konstant. Weiter wird angenommen, dass die Adsorption isotherm verläuft. Um das Gleichungssystem durch geschicktes Differenzieren vereinfachen zu können, wird zusätzlich ein parabolisches Beladungsprofil in der Adsorbenschicht angesetzt. Die adsorbierte Wassermenge ist dann proportional zur Differenz der Beladung an der Oberfläche der Adsorbenschicht X_b , welche mit der Wasserdampfkonzentration des Gasraums im Gleichgewicht steht, sowie der mittleren Beladung der Adsorbenschicht \bar{X} . Damit geht die inhomogene Bilanzierung in eine homogene Bilanzierung über.

$$\dot{m}_{Adt,SC} = \rho_{Ads} \cdot A \cdot \frac{3}{s} \cdot D_{eff} \cdot (X_b - \bar{X}) \quad (2.72)$$

Der effektive Diffusionskoeffizient D_{eff} umfasst dabei die Diffusionskoeffizienten D_P und D_{SD} für Knudsen- und Oberflächendiffusion, die Steigung der Sorptionsisotherme $\left. \frac{\partial X}{\partial c} \right|_T$ sowie die scheinbare Dichte ρ_{Ads} und die Porosität ψ_P des Adsorbens.

$$D_{eff} = \frac{\psi_P \cdot D_P + \frac{\rho_{Ads}}{M_W} \cdot D_{SD} \cdot \left. \frac{\partial X}{\partial c} \right|_T}{\psi_P + \frac{\rho_{Ads}}{M_W} \cdot \left. \frac{\partial X}{\partial c} \right|_T} \quad (2.73)$$

Dieser Ansatz entspricht dem bei geschlossenen Einstoffsystemen verwendeten LDF-Ansatz (vgl. [El-Sharkawy, 2011; Kast, 1988; Sircar und Hufton, 2000]). Im geschlossenen System bietet sich die Möglichkeit, den Vorfaktor $\left(\frac{3}{s} \cdot D_{eff}\right)$ mit einem über Parameteridentifikation ermittelten Stoffübergangskoeffizienten zu vergleichen und dessen Größenordnung einzuordnen. Der Ansatz wird in der dargestellten Form einer Abhängigkeit des adsorbierten Wassermassenstroms von einer treibenden Beladungsdifferenz nicht für offene Systeme angewendet. Aufgrund der Idealisierung des äußeren Stofftransports in der Herleitung ist der Zusammenhang nicht direkt auf offene Systeme übertragbar.

- Der zweite Grenzfall einer reinen **Limitierung des Stoffübergangs durch die äußeren Stofftransportwiderstände** (im Englischen: “Gas Side Controlled - GC”) wird als vereinfachter Modellierungsansatz für offene Sorptionsprozesse [Casas, 2005] sowie in der Verfahrenstechnik zur Berechnung von durchströmten Festbetten angewendet [Kast, 1988]. Abbildung 2.11 zeigt schematisch diesen Grenzfall.

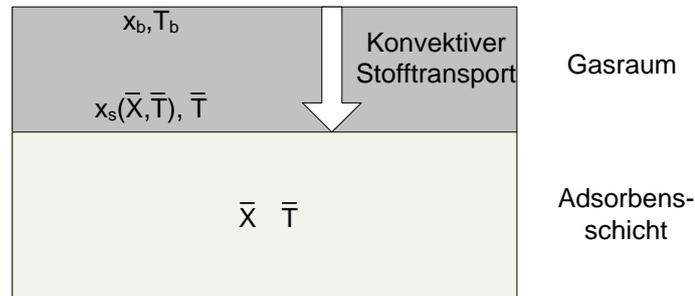


Abbildung 2.11.: Schematische Darstellung des vereinfachten LDF-Modells mit gaseitiger Limitierung des Stoffübergangs

Die treibende Kraft der Adsorption ist hier die Differenz des Wasserdampfgehalts in der Kernströmung x_b und des mit der mittleren Beladung des Adsorbens \bar{X} im Gleichgewicht stehenden Wasserdampfgehalts einer Grenzschicht x_s . Der Stoffübergangskoeffizient β wird direkt aus einer Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport abgeleitet.

$$\dot{m}_{Adt,GC} = \beta \cdot \rho_L \cdot A \cdot (x_b - x_s) \quad (2.74)$$

- Der vierte Modellierungsansatz wird auch als **pseudo-gaseitig limitiert** (im Englischen: “pseudo gas side controlled - PGC”) bezeichnet [Barlow, 1982]. Formell ist dieser identisch mit dem durch Gleichung 2.74 beschriebenen Ansatz. Unterschiedlich ist jedoch die Interpretation des Stoffübergangskoeffizienten, welcher hier als effektiver Stoffübergangskoeffizient β_{eff} gas- und adsorbensseitige Stoffübergangswiderstände zusammenfasst und somit kleiner ausfällt als ein rein aus einer Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport hergeleiteter Stoffübergangskoeffizient β .

$$\dot{m}_{Adt,PGC} = \beta_{eff} \cdot \rho_L \cdot A \cdot (x_b - x_s) \quad (2.75)$$

2.2.5. Literaturübersicht zum Vergleich von Diffusionsmodellen mit vereinfachten homogenen Modellen

Die Anwendbarkeit der vereinfachten homogenen Modelle im Vergleich zu den detaillierten Diffusionsmodellen wird im Folgenden sowohl für die offenen Sorptionssysteme als auch für geschlossene Sorptionssysteme (Sorptionenkälteanlagen) diskutiert.

Ein frühes pseudo-gasseitig limitiertes, eindimensionales Sorptionsmodell wurde von Barlow [1982] zur Modellierung eines nicht zyklierenden, adiabaten Adsorptionsprozesses ("single blow operation") aufgestellt. Als Argumentation für ein pseudo-gasseitig limitiertes Modell wird neben der einfacheren Lösung des Gleichungssystems auch angeführt, dass die benötigten Diffusionskoeffizienten schwer zu ermitteln sind. Die in der Literatur häufig verwendeten Korrelationen von Hougen und Marshall [1947] nach experimentellen Daten von Ahlberg [1939] werden evaluiert, führen aber nicht zu guten Ergebnissen. Letztlich wird der effektive Stoffübergangskoeffizient über einen effektiven Lewis-Faktor ($Le_F \neq 1$) berechnet, so dass dieser die adsorbensseitigen Stofftransportlimitierungen umfasst. Das Modell wird mit verschiedenen Messdaten eines adiabaten Adsorptionsprozesses in einer Adsorbenschüttung sowohl für den Fall der Adsorption als auch der Desorption an verschiedenen Messpunkten validiert. Eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Messdaten Barlows sowie der Simulation wird demonstriert. Das in den Messungen angewandte Sorptionsmaterial ist ein Silikagel (Davison Grade PA-40 RD) mit einem Partikeldurchmesser von 1.9 mm. Insofern kann demonstriert werden, dass das pseudo-gasseitig limitierte Modell auch bei relativ großen Partikeldurchmessern in der Lage ist, das Adsorptionsverhalten gut wiederzugeben. Ein mit einem effektiven Lewis-Faktor von $Le_{F,eff} = 3$ berechneter Stoffübergangskoeffizient zeigt die beste Übereinstimmung mit Messdaten für den Fall der Adsorption. Für den Fall der Desorption können die Messdaten jedoch nur mit einem deutlich schlechteren Stoffübergangskoeffizienten reproduziert werden.

Aufbauend auf diesen Untersuchungen wird der Vergleich zwischen einem Diffusionsmodell sowie einem pseudo-gasseitig limitierten Modell in einer theoretischen Simulationsstudie [Pesaran und Mills, 1986] sowie im Vergleich mit Messdaten [Pesaran und Mills, 1987] detailliert vorgenommen. Das Diffusionsmodell enthält Knudsen- und Oberflächendiffusion und ist für einen Sprung der Eingangsfuchte für ein einzelnes, rundes und isothermes Adsorbenskorn sowie für einen Sprung der Eintrittsbedingungen in eine adiabate Adsorbenschüttung von Adsorbenskörnern homogenen Partikeldurchmessers formuliert. Der Stoffübergangskoeffizient des homogenen Modells wird über die Korrelationen von Hougen und Marshall [1947] berechnet. Der hier interessierende Vergleich zwischen dem Diffusionsmodell und dem homogenen Modell zeigt, dass die durch das Diffusionsmodell beschriebenen Flanken für Temperaturen und Feuchten zu Beginn steiler als die durch das homogene Modell beschriebenen Flanken ausfallen. Der Gesamtwiderstand des Diffusionsmodells ist hier geringer als im homogenen Modell. Dies dreht sich mit Fortschreiten des Adsorptionsprozesses um. Der Vergleich dieser zwei Modelle mit experimentellen Daten [Pesaran und Mills, 1987] kann diese Tendenz nicht für alle betrachteten Experimente bestätigen. Die für den Vergleich herangezogenen Versuche wurden an adiabaten Adsorbenschüttungen mit einer Packhöhe von 0.42 m und Adsorbenspartikeln mit Radien zwischen 0.33 mm und 3.6 mm vorgenommen. Das Diffu-

sionsmodell hat eine leichte Tendenz, das gemessene Verhalten genauer wiederzugeben. Dies ist jedoch stark abhängig von den gewählten Diffusionskoeffizienten. Im Gegensatz zu den effektiven Stoffübergangskoeffizienten wurden die Diffusionskoeffizienten variiert. Insofern wird nicht abschliessend geklärt, ob bei Durchführung einer Parameteridentifikation für den effektiven Stoffübergangskoeffizienten die Übereinstimmung der Modelle noch größer wäre. Für viele der Versuche führt auch das homogene Modell zu einer guten Wiedergabe des gemessenen Temperatur- und Feuchteverlaufs.

Ein aktuellerer theoretischer Vergleich eines Diffusionsmodells mit einem homogenen Modell zur Simulation eines Sorptionsrotors wurde zur Identifikation der maximalen Schichtdicke vorgenommen, bei der das homogene gaseitig-limitierte Modell noch sinnvoll angewendet werden kann [Ruivo et al., 2009]. Das Modell wurde jedoch nicht in Richtung der Lauflänge der Luft durch den Sorptionsrotor diskretisiert und ist somit "nulldimensional". Unter dieser Einschränkung wird bei einer Schichtdicke des Sorptionsmaterials von bis zu 0.1 mm eine Anwendung des homogenen, gaseitig kontrollierten Modells als vertretbar eingestuft. Bei höheren Schichtdicken wird auf die Schwierigkeit der Bestimmung eines sinnvollen effektiven Stofftransportkoeffizienten für das pseudo-gaseitig kontrollierte Modell hingewiesen. Ein Vergleich dieser Ergebnisse mit einer ähnlichen Studie [Kohlenbach und Zegenhagen, 2008] zeigt jedoch, dass die Diskretisierung in Lauflänge nicht zu vernachlässigen ist. Mit zunehmender Lauflänge der Luft durch den Sorptionsrotor nimmt der Unterschied der Austrittsfeuchten und -temperaturen, die durch die zwei verschiedenen Modelle berechnet werden, ab. Unter Verwendung desselben Modells zeigt Narayanan et al. [2011], dass bei der Betrachtung eines Sorptionsrotors der Unterschied zwischen dem gaseitig kontrollierten Modell und dem Diffusionsmodell verschwindend gering ist.

Auch für geschlossene Systeme wird die Anwendung des homogenen Modells diskutiert. Dem im geschlossenen System angesetzten homogenen Modell liegt die Annahme eines idealen Stoffübergangs zum Gasraum zugrunde. Der Vergleich zwischen Diffusionsmodell und homogenem Modell zeigt im geschlossenen System eindeutig [El-Sharkawy, 2011; Kast, 1988; Sircar und Hufton, 2000], dass das homogene Modell die Wasseraufnahme zu Beginn der Adsorption überschätzt und mit fortschreitender Adsorption unterschätzt. Somit wird die Wasseraufnahme insbesondere bei kurzen Zyklen überschätzt. Dieses Verhalten ist entgegengesetzt zu dem Verhalten für das gaseitig limitierte Modell im offenen Sorptionsprozess [Pesaran und Mills, 1986]. Ob dies als qualitativer Unterschied zwischen gaseitig oder adsorbensseitig limitierten homogenen Modellen zu interpretieren, oder auf die konkrete Wahl des Stoffübergangskoeffizienten zurückzuführen ist, kann anhand des Literaturvergleichs nicht abschliessend geklärt werden.

Qualitativ bedeutsam für offene und geschlossene Systeme ist die Untersuchung von Sircar und Hufton [2000], welche eine Erklärung für die gute Anwendbarkeit des homogenen Modells bei der Betrachtung von Komponenten (Sorptionsrotoren, Adsorbenskolonnen, durchströmte Schüttungen) anführt. Es wird gezeigt, dass das Diffusionsmodell nur bei homogenen Adsorbenschichten oder der Betrachtung eines Einzelkorns sinnvoll anwendbar ist. Werden jedoch Komponenten betrachtet, so ist die Adsorbenschicht selten homogen. Inhomogenitäten treten beispielsweise durch das Vorhandensein von Adsor-

benspartikeln unterschiedlichen Radius, aber auch innerhalb des Adsorbens bei Porenradialverteilung und Porosität auf. Die an solch inhomogenen Komponenten experimentell ermittelte Sorptionskinetik repräsentiert bereits das über die real heterogene Struktur gemittelte Adsorptionsverhalten. Ein Diffusionsmodell wird aufgestellt, welches die heterogenen Adsorbenseigenschaften berücksichtigt. Die Anwendung dieses Modells und der Vergleich mit dem homogenen Modell zeigt, dass mit zunehmender Heterogenität die Unterschiede zwischen dem Diffusionsmodell und dem homogenen Modell abnehmen. Durch die Mittelung über ein heterogenes Adsorbens geht die genaue Information zu den Diffusionsvorgängen verloren. Wie auch experimentell bestätigt, führt die Anwendung des homogenen Modells bei Betrachtung von Sorptionskomponenten zu guten Ergebnissen und einer genauen Voraussage von Durchbruchkurven.

Zusammenfassend kann also geschlossen werden, dass das vereinfachte homogene Modell zur Modellierung von Sorptionskomponenten, welche von einer gewissen Heterogenität geprägt sind, sinnvoll angewendet werden kann. Dieser Ansatz wird in dieser Arbeit verfolgt, und zwar in Form des pseudo-gaseitig limitierten Modells. Hinzuweisen ist jedoch auf die Limitierung dieses Ansatzes bezüglich der Auslegung von Adsorptionskomponenten, da Schichtdickenvariationen nicht mit Sicherheit gut abgebildet werden können.

2.3. Gegenstand der Arbeit und Abgrenzung zum Stand der Technik

Im Folgenden wird zunächst der als Stand der Sorptionstechnik einzuordnende Standardprozess der Sorptionsgestützten Klimatisierung (im Folgenden: SGK-Anlagen) vorgestellt. Der in dieser Arbeit betrachtete Prozess, in dem Nachteile des Standardprozesses vermieden werden können, wird dann vorgestellt. Weiter werden frühere Arbeiten zu gekühlten Sorptionswärmeübertragern zusammengefasst und eine Abgrenzung zu diesen vorgenommen.

2.3.1. Sorptionsgestützte Klimatisierung

In offenen Sorptionsprozessen erfolgt eine direkte Konditionierung der Zuluft zu einem Gebäude, meist unter Verwendung der Abluft für den Prozess. Offene Sorptionsprozesse kombinieren die Trocknung der Zuluft durch ein thermisch regenerierbares Trocknungsmittel mit einer Temperaturabsenkung durch Verdunstungskühlung. In Abhängigkeit vom eingesetzten Trocknungsmittel werden die Flüssigsorptions- von den Feststoffsorptionsstechnologien unterschieden. Während bei der Flüssigsorption der Wasserdampf durch Absorption in dem Trocknungsmittel in Lösung geht, wird der Wasserdampf bei der Feststoffsorption an der Oberfläche des Adsorbens als Adsorbat angelagert.

Die marktverfügbaren SGK-Anlagen verwenden Sorptionsrotoren zur Lufttrocknung. Abbildung 2.12 stellt diesen kontinuierlich verlaufenden Prozess schematisch dar. Zur klaren Bezeichnung der Luftströme wird die folgende Terminologie eingeführt. Die aus der Umgebung angesaugte Luft, die durch das Sorptionsmaterial getrocknet und nach Kon-

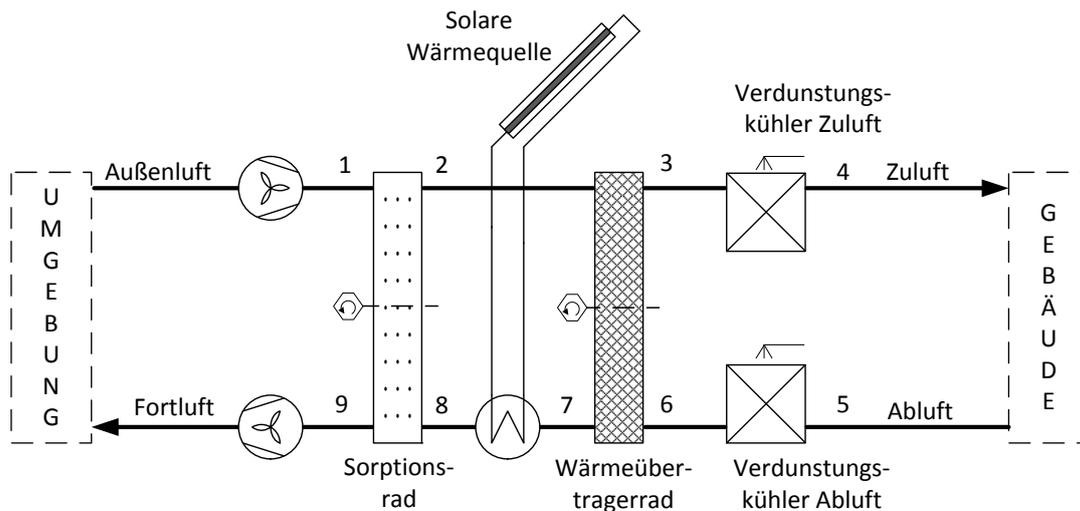


Abbildung 2.12.: Schematische Darstellung des Standardprozesses der Sorptionsgestützten Klimatisierung (nach [Henning et al., 2001])

ditionierung dem Gebäude als Zuluft zugeführt wird, wird als Sorptionsluft bezeichnet. Die Luft, die zur Desorption eingesetzt wird, wird bis zu Erreichen der Desorptionstemperatur je nach Prozessführung als Ab- oder Außenluft und nach der Erhitzung als Desorptionsluft bezeichnet.

Warme und feuchte Sorptionsluft durchströmt das Sorptionsrad (1-2). Wasserdampf wird an der Oberfläche des Sorptionsmaterials adsorbiert und die Luft daher getrocknet. Durch die Adsorption wird Wärme frei. Daher tritt die Sorptionsluft trockener und wärmer aus dem Sorptionsrad aus. In einem zweiten Schritt durchströmt die Sorptionsluft das Wärmeübertragerrad. Dieses wurde zuvor auf der Desorptionsseite mit Abluft gekühlt, deren Temperatur durch Verdunstungskühlung abgesenkt wurde (5-6). Durch Abgabe von Wärme an die Matrix des Wärmeübertragerrads wird die Sorptionsluft gekühlt (2-3). Im Idealfall verändert sich die Feuchte der Sorptionsluft bei Durchströmen des Wärmeübertragerrades nicht. Eine weitere Temperaturabsenkung kann durch eine direkte Verdunstungskühlung der trockenen und schon vorgekühlten Sorptionsluft erreicht werden (3-4). Diese wird dann dem Gebäude als Zuluft zugeführt.

Auf der Desorptionsseite wird die Temperatur der Abluft zunächst durch direkte Verdunstungskühlung abgesenkt (5-6). Diese gekühlte Abluft nimmt Wärme von der Matrix des Wärmeübertragerrades auf. Daher erhöht sich die Temperatur der Abluft im Wärmeübertragerrad (6-7) und ein Teil der Adsorptionswärme kann zurückgewonnen werden. Durch die Wärmequelle, hier als Solarkollektor dargestellt, wird der Abluft weitere Wärme zugeführt (7-8). Die Bezeichnung Desorptionsluft ist nach Erhitzung durch die Wärmequelle zutreffend. Die Desorptionsluft tritt typischerweise mit Temperaturen zwischen 50 und 85° C [Finocchiaro et al., 2012; Henning et al., 2001] in das Sorptionsrad ein. Das Sorptionsmaterial wird durch die heiße Luft regeneriert und ist bei Drehung in den Sorptionsluftstrom wieder zur Lufttrocknung einsetzbar. Im Sorptionsrad wird durch die

Regeneration die Feuchte der Desorptionsluft erhöht während ihre Temperatur abnimmt. Die Desorptionsluft wird als Fortluft der Umgebung zugeführt.

SGK-Anlagen sind derzeit für die Anwendung mit Volumenströmen ab $3000 \text{ m}^3/\text{h}$ kommerziell erhältlich. Die Entwicklung von Sorptionsrotoren für kleinere Volumenströme und für den Einsatz in einem reinen Zuluftsystem ist Gegenstand aktueller Forschung [White et al., 2011]. Der SGK-Prozess besitzt aufgrund der Anwendung von Rotoren die im Folgenden aufgeführten Nachteile [Motta und Henning, 2005].

Das Freiwerden der Adsorptionswärme im Sorptionsrad führt zu einer thermischen Hemmung der Adsorption und damit zu einer Verringerung der Entfeuchtungsleistung. Da diese Wärme nur an die Sorptionsluft abgegeben werden kann, erhöht sich deren Temperatur. Im Weiteren wird durch die Drehung des heißen Sorptionsrades in den Sorptionsluftstrom gespeicherte Wärme übertragen und bewirkt eine zusätzliche Lufterwärmung. Die Drehbewegung des Wärmeübertragerrades führt zum Übertrag von in der Matrix des Rotors befindlicher gesättigter Abluft auf die Sorptionsluftseite. Daher steigt der Feuchtegehalt der Sorptionsluft nach ihrer vorangegangenen Entfeuchtung wieder und mindert die erreichbare Temperaturverringerung im nachfolgenden direkten Verdunstungskühlungsprozess [Finocchiaro et al., 2012]. Durch die zwei rotierenden Bauteile können auch unerwünschte Gerüche und Kontaminierungen aus der Abluft in die Zuluft übertragen werden. Bei kleinen Systemen kommt es weiter zu einer verhältnismäßigen Zunahme des Einflusses von Leckverlusten. Um diese Nachteile der SGK-Prozessführung zu umgehen, wurde das Konzept für ein neuartiges Lüftungsgerät (ECOS - Evaporatively COoled Sorptive Heat Exchanger) entwickelt [Löffler und Henning, 2007; Motta und Henning, 2005], das Gegenstand dieser Arbeit ist.

2.3.2. Der verdunstungsgekühlte offene Sorptionsprozess ECOS

Das neuartige Lüftungsgerät soll auf sorptiver Basis eine hohe Luftentfeuchtung bei gleichzeitiger Temperaturabsenkung ermöglichen. Als Einsatzbereich ist die Versorgung von Wohngebäuden oder kleineren Büros mit Luftvolumenströmen in der Größenordnung von $400 \text{ m}^3/\text{h}$ vorgesehen. Die in der Einleitung skizzierte Grundidee des verdunstungsgekühlten sorptiv beschichteten Luft-Luft-Wärmeübertragers wird im Folgenden genauer erläutert. Abbildung 2.13 stellt die drei Betriebszustände dar, die der Sorptionsübertrager zyklisch durchläuft.

Zuluftseitig sind die Wände des Plattenwärmeübertragers mit einer Adsorbensbeschichtung versehen. Durchströmt die zu konditionierende Sorptionsluft diese sorptiv beschichteten Kanäle des Wärmeübertragers, so wird Wasserdampf adsorbiert und die Luft daher entfeuchtet. Durch die **Adsorption** wird Wärme frei. Die Oberflächen der Wärmeübertragerkanäle stellen einen thermischen Kontakt zwischen der Sorptionsseite (Zuluftseite) und der Kühlseite (Abluftseite) des Wärmeübertragers her. Auf der Kühlseite wird die Kühlluft (meist Abluft) kontinuierlich befeuchtet, um durch Verdunstung von Wasser im Inneren des Wärmeübertragers die im Adsorbens freiwerdende Wärme abzuführen. Dies führt zu einer Kühlung der Adsorbenschicht. Durch die Adsorbenskühlung wird einer thermischen Hemmung der Adsorption entgegengewirkt. Das Sorpti-

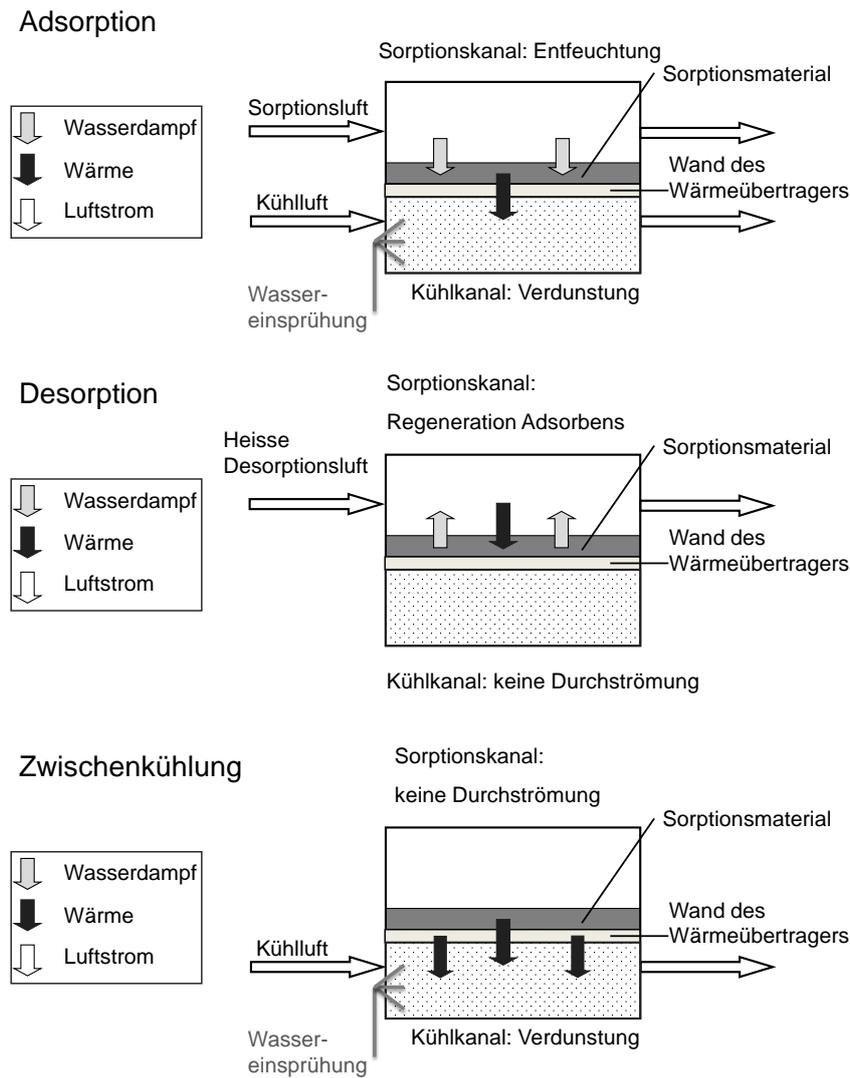


Abbildung 2.13.: Schematische Darstellung der drei Zyklusphasen Adsorption, Desorption und Zwischenkühlung an einem Sorptionswärmeübertrager

onsmaterial kann bei niedrigerer Temperatur höhere Adsorbensbeladungen erreichen und daher mehr Wasser adsorbieren als bei höheren Temperaturen. Die Beladungskapazität des Sorptionsmaterials wird besser ausgenutzt und die erzielte Entfeuchtungsleistung erhöht. Wird mehr Wasser kühlseitig verdunstet als sorptionsseitig adsorbiert, so wird eine zusätzliche Temperaturabsenkung der Sorptionsluft möglich. Diese kann daher simultan entfeuchtet und gekühlt werden. Aufgrund der Bauweise als Platten-Wärmeübertrager sind Zuluft- und Abluftstrom konstruktiv vollständig getrennt. Leckverluste zwischen diesen Strömen können daher nicht auftreten.

Mit fortschreitender Adsorption nähert sich das Adsorbens der Sättigung, in der kein Wasserdampf mehr aufgenommen werden kann. Spätestens zu diesem Zeitpunkt wird

auf die **Desorption** umgeschaltet. Das Adsorbens wird mit heißer Desorptionsluft regeneriert. Der frei werdende Wasserdampf wird durch die Desorptionsluft aufgenommen und abgeführt. Während der Desorptionsphase strömt keine Luft durch die Kühlseite des Wärmeübertragers.

Am Ende dieser Desorptionsphase ist der Wärmeübertrager sehr warm. Es folgt eine **Zwischenkühlphase**, die der Kühlung des Wärmeübertragers und des Sorptionsmaterials dient. Dies ist notwendig, um einer erhöhten Sorptionslufttemperatur zu Beginn der folgenden Adsorptionsphase vorzubeugen. Zur Kühlung wird Wasser in die Kühlluft eingesprüht. Dieses verdunstet und führt daher zur Abkühlung des Wärmeübertragers und des Sorptionsmaterials. Während der Zwischenkühlung wird die Sorptionsseite nicht durchströmt, damit das Sorptionsmaterial zu Beginn der wieder folgenden Adsorptionsphase in einem Zustand möglichst niedriger Beladung bereitsteht.

Um eine kontinuierliche Bereitstellung von trockener und kühler Zuluft zu ermöglichen, werden zwei alternierend arbeitende Sorptionswärmeübertrager in einem Lüftungsgerät benötigt. In den Abbildungen 2.14 bis 2.17 wird der Betrieb zweier Sorptionswärmeübertrager in einem Lüftungsgerät dargestellt. Alle Untersuchungen dieser Arbeit basieren auf der dargestellten Betriebsweise, die eine kontinuierliche Versorgung mit Zuluft ermöglicht.

Abbildung 2.14 zeigt den oberen Wärmeübertrager ECOS 1 in der Desorption (DES), für die erhitzte Außenluft verwendet wird. Gleichzeitig ist der untere Wärmeübertrager ECOS 2 im Adsorptionsbetrieb (ADS) und stellt konditionierte Zuluft für das Gebäude bereit. Sorptionsseitig wird im Wärmeübertrager ECOS 2 Außenluft entfeuchtet und gekühlt, um dem Gebäude frische Luft zuzuführen. Kühlseitig wird Abluft befeuchtet und der Sorptionsprozess daher gekühlt. Der Desorptionsphase von ECOS 1 schließt sich eine Zwischenkühlphase (ZK) an, in welcher der Wärmeübertrager und die Sorptionsschicht gekühlt werden. In der Zwischenkühlung, dargestellt in Abbildung 2.15, wird auf der Kühlseite Außenluft befeuchtet. Durch die Verwendung von Außenluft zur Kühlung in der Zwischenkühlphase wird gewährleistet, dass dem Gebäude nicht mehr Luft entzogen als zugeführt wird. Die Zwischenkühlung beugt einer erhöhten Zulufttemperatur zu Beginn der folgenden Adsorptionsphase des Wärmeübertragers ECOS 1 vor. In Abbildung 2.16 ist der Betrieb nach Umschalten auf die Zuluftkonditionierung durch den Wärmeübertrager ECOS 1 dargestellt. Nun wird der Wärmeübertrager ECOS 2 desorbiert. Nach Beendigung seiner Desorption durchläuft auch der Wärmeübertrager ECOS 2 eine Zwischenkühlphase, die in Abbildung 2.17 dargestellt ist. Der Prozess kann nun wieder von vorne beginnen.

Damit Zuluft kontinuierlich bereitgestellt werden kann, entspricht die Dauer der Adsorptionsphase eines Wärmeübertragers der Summe der Desorptions- und Zwischenkühlphase des anderen Wärmeübertragers. Jeder Wärmeübertrager durchläuft zyklisch die drei Phasen Adsorption, Desorption und Zwischenkühlung. Alternativ wäre denkbar, dies durch eine vierte Zwischenerhitzungsphase zu ergänzen, in der Wärme von dem gerade desorbierten Wärmeübertrager auf den in die Desorption tretenden Wärmeübertrager übergeht. Da dies aber eine Unterbrechung der Bereitstellung von konditionierter Zuluft mit sich ziehen würde, wird eine solche Betriebsweise in dieser Arbeit nicht untersucht.

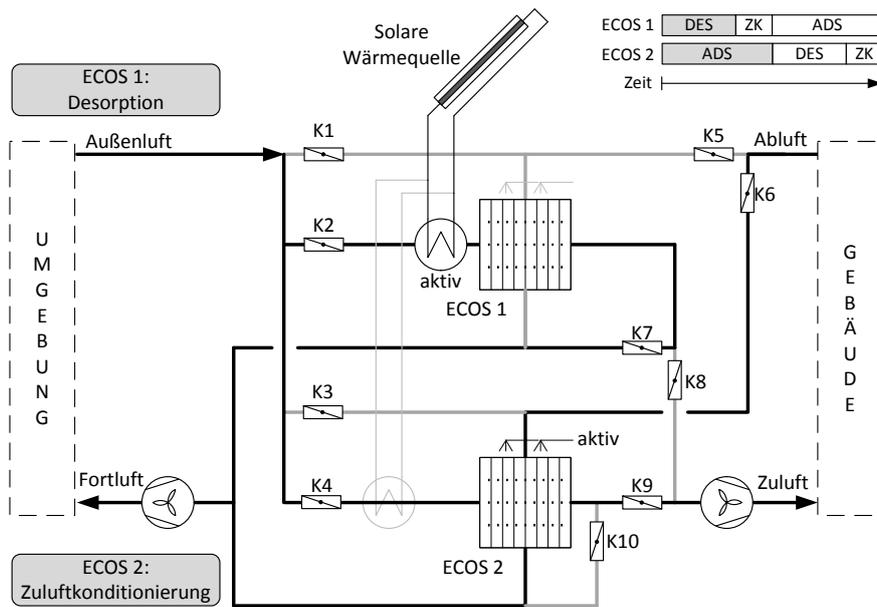


Abbildung 2.14.: Schematische Darstellung des ECOS-Lüftungskonzeptes: der obere Wärmeübertrager befindet sich in der Desorption, während der untere Wärmeübertrager in der Adsorption Außenluft konditioniert.

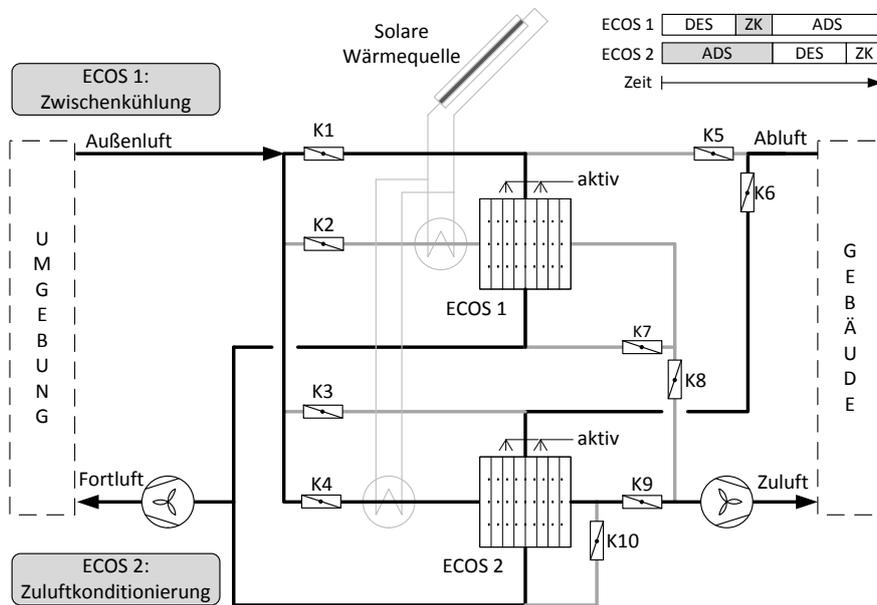


Abbildung 2.15.: Schematische Darstellung des ECOS-Lüftungskonzeptes: der obere Wärmeübertrager befindet sich in der Zwischenkühlung, während der untere Wärmeübertrager in der Adsorption Außenluft konditioniert.

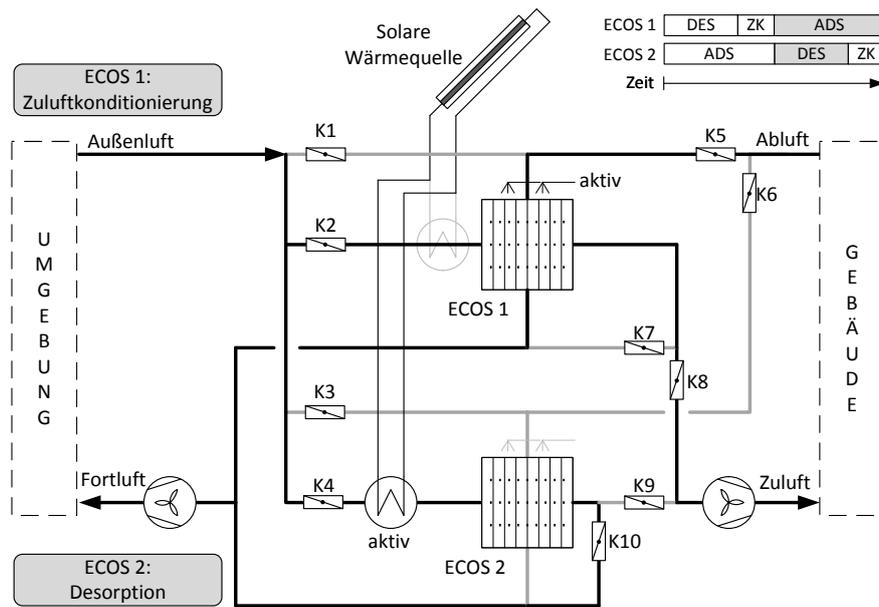


Abbildung 2.16.: Schematische Darstellung des ECOS-Lüftungskonzeptes: der obere Wärmeübertrager konditioniert Außenluft, während der untere Wärmeübertrager desorbiert wird.

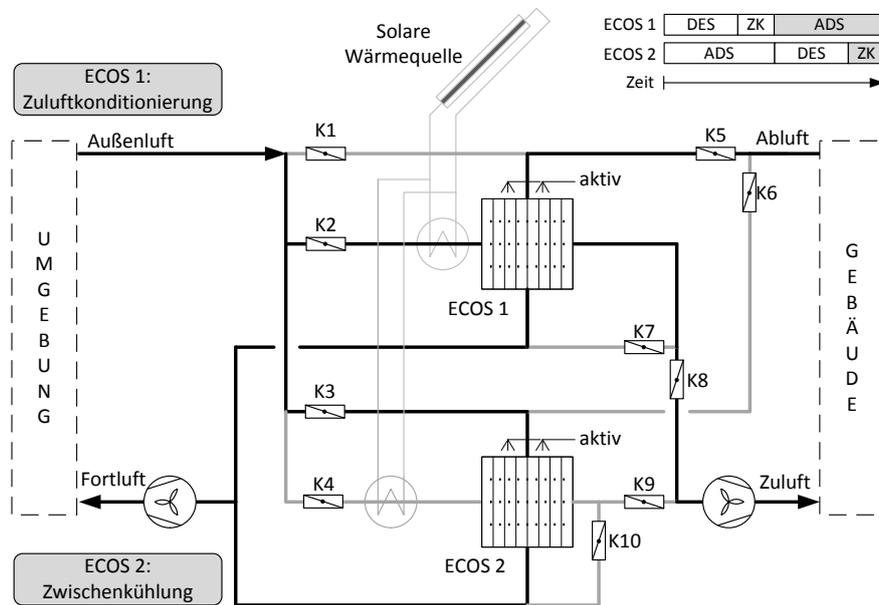


Abbildung 2.17.: Schematische Darstellung des ECOS-Lüftungskonzeptes: der obere Wärmeübertrager konditioniert Außenluft, während der untere Wärmeübertrager sich in der Zwischenkühlung befindet.

2.3.3. Literaturübersicht zu gekühlten sorptiv beschichteten Wärmeübertragern für den Einsatz in offenen Systemen

Sorptiv beschichtete, gekühlte Luft-Luft-Wärmeübertrager in Kreuzstrombauweise wurden zum ersten Mal in den frühen 1980er Jahren am Illinois Institute of Technology (IIT) in Chicago untersucht. Die Kühlung der Sorptionsseite der Wärmeübertrager erfolgte hier über eine reine Luftkühlung. Tabelle 2.1 gibt einen Überblick über eine Auswahl relevanter Veröffentlichungen.

Tabelle 2.1.: Übersicht von Arbeiten zu gekühlten Sorptionswärmeübertragern

Publikation	Überblick
[Roy und Gidaspow, 1972]	Dynamische Modellierung gekühlter Sorptionsprozess Mathematische Lösung über Greensche Matrix
[Roy und Gidaspow, 1974]	Modellierung: adiabate, gekühlte und isotherme Adsorption
[Mei, 1979], [Mei und Lavan, 1983]	Experiment: erster kleiner Prototyp A Modellierung: LDF-Modell, Gleich- und Gegenstrom Validierung der Feuchteverläufe von Prototyp A
[Mathiprakasam, 1979]	Modellierung offener Sorptionssysteme Annahme linearer Feuchteverteilung im Adsorbens
[Worek, 1980]	Experiment: Prototyp B im größeren Maßstab Modellierung: Anwendung Modell von Mei [1979]
[Monnier, 1981]	Experiment: mit Solarluftkollektoren betriebenes Lüftungssystem mit 2 gekühlten Sorptionswärme- übertragern, Exergieanalyse des Systems
[San, 1985]	Entropieerzeugung im Kanal mit Sorptionsprozess Exergieanalyse offener Sorptionsprozesse
[Dini und Worek, 1986]	Gleichgewichtsmessungen der Silikagel-Teflon-Matrix Simulation mit Modell von Mathiprakasam: Einfluss des Sorptionsmaterials auf den gekühlten Sorptions- prozess
[Majumdar, 1986], [Majumdar und Worek, 1989a]	Detailliertes Diffusionsmodell Validierung an isothermer und adiabater Adsorption im einzelnen Kanal, Schichtdickenvariation
[Majumdar und Worek, 1989b]	Anwendung Diffusionsmodell zur Komponenten- simulation

Die Idee eines gekühlten offenen Sorptionsprozesses wurde zunächst von Roy und Gidaspow [1972, 1974] beschrieben. Ein erstes physikalisch-mathematisches Modell eines gekühlten Sorptionsprozesses wird angewandt, um den adiabaten mit dem gekühlten und dem isothermen Sorptionsprozess zu vergleichen. Schwerpunkt der Arbeiten lag auf der mathematischen Lösung des gekoppelten Gleichungssystems. Aufgrund der Entwicklung einer Silikagel-Teflon-Matrix, welche die Aufbringung des Silikagels auf den Wänden eines Plattenwärmeübertragers ermöglichte, wurde anschließend das Konzept eines gekühlten Kreuzstromwärmeübertragers verfolgt. Das Herstellungsverfahren und die Zusammensetzung dieser Silikagel-Teflon-Matrix wurden patentiert [Gidaspow et al., 1982].

Promotionsarbeiten mit Simulationsanteil wurden von Mei [1979] und Mathiprakasam [1979] angefertigt. Die Arbeiten von Worek [1980] und Monnier [1981] haben dagegen einen experimentellen Schwerpunkt. Worek [1980] arbeitete zur experimentellen Charakterisierung eines sorptiv beschichteten Kreuzstrom-Wärmeübertragers in anwendungsrelevanter Größe. Darauf aufbauend untersuchte Monnier [1981] ein solar gestütztes Lüftungssystem unter Anwendung zweier alternierend betriebener Sorptionswärmeübertrager. Eine thermodynamische Analyse des gekühlten Sorptionsprozesses wurde anhand des Ansatzes der äquivalenten Temperaturen sowie anhand einer Exergieanalyse von Monnier [1981] durchgeführt. Eine weitere Arbeit, die sich mit der Exergieanalyse von offenen Sorptionssystemen auseinandersetzt - darunter auch mit einem gekühlten Sorptionsprozess - wurde von San [1985] angefertigt.

Im Folgenden wird ein Überblick über die in Hinblick auf diese Arbeit interessantesten Ergebnisse der früheren Arbeiten gegeben.

Experimentelle Arbeiten

Mei [1979] unternahm eine erste experimentelle Charakterisierung eines kleinen sorptiv beschichteten Kreuzstrom-Wärmeübertragers (Prototyp A). Da die Arbeit von Worek [1980] ähnliche Zusammenhänge untersucht, werden die Ergebnisse im Folgenden gemeinsam zusammengefasst. Der in Worek [1980] untersuchte Prototyp (Prototyp B) ist im anwendungsrelevanten Maßstab dimensioniert und eignet sich daher besser für den Vergleich mit den Ergebnissen dieser Arbeit als die Ergebnisse von Mei [1979]. Die Dimensionierung der zwei Prototypen ist in Tabelle 2.2 zusammengefasst.

Dimensionierung

Prototyp B wurde zur Erzielung einer Kühlleistung von 2 kW ausgelegt. Die Dimensionierung erfolgte anhand von Simulationsergebnissen [Mathiprakasam, 1979], in denen ein Mindest-Massenanteil von 50 % Silikagel im Verhältnis zur Masse der Trägerstruktur als erstrebenswert ermittelt wurde.

Silikagel-Teflon-Matrix

Das Sorptionsmaterial wurde auf die Wände des Plattenwärmeübertragers als Silikagel-Teflon-Folie mit einem Silikagelanteil von 95 % aufgeklebt. Der Teflon-Anteil von 5 % bildet ein Netz von Strängen, welches die Silikagel-Partikel (Syloid 63 TM - Hersteller Grace) einbindet. Mit 1.6-1.7 mm war die Silikagel-Teflon-Matrix im Verhältnis zu heute marktüblichen Sorptionsfolien mit Schichtdicken zwischen 0.2 ... 0.7 mm [Schnabel, 2009] sehr dick. Eine Vermessung der Sorptionsgleichgewichte an dem Material zeigte mit einer Maximalbeladung von $0.3 \text{ kg}_{Adt} / \text{kg}_{Ads}$ ein vielversprechendes Verhalten [Dini und Worek, 1986].

Experimenteller Aufbau

Durch den experimentellen Aufbau konnte das zyklische Verhalten des Lüftungsgerätes nachgestellt werden. Die für die Experimente konditionierten Luftströme wurden

Tabelle 2.2.: Dimensionierung und Prozessparameter der zwei Prototypen des IIT

	Einheit	Prototyp A [Mei, 1979]	Prototyp B [Worek, 1980]
Dimensionierung			
Höhe/Länge/Breite	m	0.15/0.15/0.15	0.6/0.6/0.6
Anzahl der Kanalpaare	-	16	81
Wärmeübertragerfläche	m ²	0.72	59
Kanalabstand Kühlseite	mm	3.2	2.18
Kanalabstand Sorptionsseite	mm	3.2	1.4
Material Trägerstruktur	-	Aluminium	Aluminium
Wanddicke Trägerstruktur	mm	0.79	0.20
Sorptionsmaterial	-	Silikagel-Teflon-Matrix	Silikagel-Teflon-Matrix
Aufbringung	-	3M77 Sprühkleber	Glyptal 1201B Lack
Dicke Sorptionsmaterial	mm	1.60	1.70
Masse Sorptionsmaterial	kg	≈ 0.4 (errechnet)	33.16
Gesamtmasse	kg	k.A.	74.50
Massenanteil Sorptionsmaterial	-	0.09	0.445
Prozessparameter			
Nennvolumenstrom Kühlkanäle	m ³ /h	13.8	745
Nennvolumenstrom Sorptionskanäle	m ³ /h	13.8	736
Flächenspezifischer Volumenstrom Sorptionskanäle	m ³ /(h·m ²)	19.2	12.5
Adsorbensmassenspezifischer Volumenstrom	m ³ /(h·kg _{Ads})	≈ 34.5 (errechnet)	22.2
Zykluszeit gesamt	min	60	40-60

bereitgestellt, indem Kontaktbefeuchter zur Erzeugung höherer Wasserdampfgehalte und elektrische Heizregister zur anschließenden Temperierung der Luftströme eingesetzt wurden. Als Kühlluftstrom wurde Luft aus dem Versuchsraum angesaugt, aber nicht weiter befeuchtet, da die Lufttemperatur annähernd der Feuchtkugeltemperatur der Gebäudeabluft nach ASHRAE-Standard entsprach. Eine Verdunstungskühlung im Sorptions-Wärmeübertrager wurde nicht untersucht.

Definition von Kennzahlen

Die in Worek [1980] präsentierten Ergebnisse stellen nicht die Messergebnisse dar, sondern Kennzahlen, die aus einer erweiterten Systemkonfiguration entsprechend Abbildung 2.18 abgeleitet wurden. Daher werden diese mit dem Index “mod” kennzeichnet. Da sich

die erweiterte Systemkonfiguration von der in dieser Arbeit untersuchten unterscheidet, sind die von Worek präsentierten Ergebnisse nicht direkt mit den Daten dieser Arbeit vergleichbar.

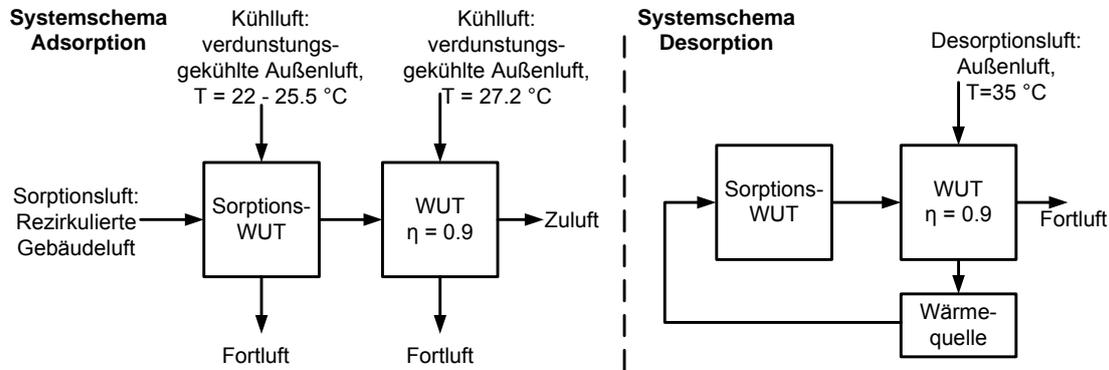


Abbildung 2.18.: Schematische Darstellung der erweiterten Systemkonfiguration aus [Worek, 1980] in Ad- und Desorption

Die Enthalpie der Sorptionsluft am Austritt wird berechnet, indem ein dem Sorptionswärmeübertrager nachgeschalteter Wärmeübertrager mit einem Wirkungsgrad von $\epsilon = 0.9$ berücksichtigt wird. In diesem soll Wärme an einen Luftstrom einer Temperatur von 27.2 °C übertragen werden. Diese Temperatur wird durch Verdunstungskühlung von Außenluft mit einer Temperatur von $T = 35 \text{ °C}$ und einer Feuchte von $x = 0.0178 \text{ kg/kg}$ bei einer Effektivität der Kontaktbefeuchter von $\epsilon = 0.9$ erreicht. Die dem Sorptionsluftstrom entzogene Wärme wird mithilfe des zeitlichen Mittels aus der gemessenen Eintrittsenthalpie der Sorptionsseite und der berechneten Austrittsenthalpie gebildet. Die zur Desorption eingesetzte Wärme wird berechnet, indem von einer Wärmerückgewinnung zwischen der Desorptionsluft nach Austritt aus dem Sorptionswärmeübertrager und der Außenluft ($T = 35 \text{ °C}$) vor dem Eintritt in die Desorptionswärmequelle ausgegangen wird. Hier wird ebenfalls ein Wirkungsgrad von $\epsilon = 0.9$ zugrunde gelegt. Diese zusätzlichen Berechnungen führen zu einer errechneten höheren Kühlleistung, einer niedrigeren Desorptionswärmemenge und daher zu einem besseren Wärmeverhältnis COP_{mod} im Vergleich zu den direkt aus Messungen ableitbaren Werten.

Die folgenden Kennzahlen wurden zur Evaluierung des Verhaltens des Sorptionswärmeübertragers in der erweiterten Systemkonfiguration definiert.

- Zyklisierte Feuchte $[\text{kg}_{Adt}/\text{kg}_{Ads}]$: auf die trockene Adsorbensmasse bezogene adsorbierte Wassermasse
- Spezifische Kühlkapazität $q_{mod} [\text{kJ}/\text{kg}_L]$: dem Sorptionsluftmassenstrom entzogene Wärme, bezogen auf die Trockenluftmasse
- Kühlkapazität $Q_{mod} [\text{MJ}]$: dem Sorptionsluftmassenstrom entzogene Wärme
- Kühlleistung $\dot{Q}_{mod} [\text{kW}_{th}]$: auf die Dauer der Sorptionsphase bezogene Kühlkapazität

- COP_{mod} [-]: Verhältnis der Kühlkapazität Q_{mod} zur Wärmemenge, die in der Desorption zur Aufheizung der Außenluft auf die Desorptionstemperatur aufgebracht werden muss

Ergebnisse

Im Rahmen beider Arbeiten (Prototyp A und B) wurde das Verhalten des gekühlten Sorptionswärmeübertragers in Abhängigkeit von den verschiedenen Randbedingungen untersucht. Da diese qualitativ vergleichbare Ergebnisse erzielten, werden im Folgenden nur die Ergebnisse an Prototyp B zusammengefasst.

- Massenstrom der Sorptionsluftseite:
Im Experiment wurden die Bedingungen des Rezirkulationsbetriebs realisiert, in welchem Gebäudeabluft auf der Sorptionsseite eingesetzt wird. Auf der Sorptionsseite wurden Druckverluste zwischen $\Delta p = 20 \dots 100$ Pa bei Massenströmen zwischen 0.1 und 0.4 kg/s gemessen. Mit fallendem Massenstrom steigen der COP_{mod} und die spezifische Kühlkapazität, während die zirkulierte Feuchte abnimmt. Die Austrittsfeuchte ist bei geringem Volumenstrom am niedrigsten. Die Kühlleistung erreicht ein Maximum von $Q_{mod} = 2.1 \text{ kW}_{th}$. Da bei dem Luftmassenstrom, der zu dieser Maximalleistung führte, die erforderliche Entfeuchtung nicht erreicht wurde, wurden die weiteren Experimente mit einem niedrigeren Sorptionsluftmassenstrom durchgeführt.
- Gekühlte Adsorption im Vergleich zur ungekühlten Adsorption:
Mit einem COP_{mod} von 0.50 bei Kühlung des Sorptionsprozesses im Vergleich zu 0.308 ohne Kühlung konnte der positive Einfluss der Kühlung bestätigt werden. Die Austrittstemperaturen der Sorptionsluft des ungekühlten Prozesses lagen durchschnittlich etwa 15 K höher als im gekühlten Prozess. Es wurde aber keine Abkühlung der Luft unter ihre Eintrittstemperatur in den Sorptionswärmeübertrager erzielt. Die Steigerung der zirkulierten Feuchte (mit Kühlung: $0.042 \text{ kg}_{Adt}/\text{kg}_{Ads}$, ohne Kühlung: $0.028 \text{ kg}_{Adt}/\text{kg}_{Ads}$) war ebenfalls signifikant. Die Kühlung der Sorptionsmatrix ermöglicht, eine zum ungekühlten Prozess äquivalente Entfeuchtung bereits bei geringeren Regenerationstemperaturen zu erzielen.
- Zykluszeiten:
Es wurde der Einfluss der Sorptionszeit sowie der Spülzeit untersucht. Die Sorptionszeit entspricht im Vergleich zu dem in dieser Arbeit untersuchten Prozess der Adsorptionsphase. Die Spülzeit entspricht der Zwischenkühlphase. Im Unterschied zu dieser Arbeit wurde kein kontinuierlicher Betrieb des Lüftungsgerätes vorgesehen. Die Desorptionszeit und die Adsorptionszeit waren zeitlich äquivalent, während der Spülzeit wurde die Luftkonditionierung unterbrochen. In der Spülzeit wurde Wärme zwischen den zwei Wärmeübertragern zurückgewonnen.

Mit zunehmender Sorptionszeit wurde eine Abnahme des COP_{mod} beobachtet. Die zirkulierte Feuchte nimmt zu und nähert sich bei langen Sorptionszeiten asymptotisch der Sättigung. Die spezifische Kühlkapazität fällt leicht bei Zunahme der

Sorptionszeit. Der Einfluss der Spülzeit auf die zirkulierte Feuchte, den COP_{mod} und die Kühlleistung ist gering. Nachteilig an einem Zyklus ohne Spülung (Zwischenkühlung) ist die hohe Temperatur am Austritt des Sorptionswärmeübertragers zu Beginn der Adsorptionsphase. Als Richtwert wird eine Spülzeit von maximal 25 % der Sorptionszeit angegeben.

- Eintrittstemperatur der Sorptionsluft:
Mit steigender Temperatur steigen der COP_{mod} , die spezifische Kühlkapazität q_{mod} , die Kühlkapazität Q_{mod} , sowie die Kühlleistung \dot{Q}_{mod} . Die zyklisierte Feuchte nimmt aufgrund der höheren mittleren Temperaturen leicht ab.
- Desorptionstemperatur und -feuchte:
Mit steigender Desorptionstemperatur nimmt der COP_{mod} ab, obwohl die Kühlkapazität sowie die zirkulierte Feuchte zunehmen. Die erforderliche Entfeuchtung kann in der untersuchten Konfiguration bei Desorptionstemperaturen von 50°C nicht mehr erreicht werden. Regenerationstemperaturen von 60°C werden als sinnvoll angegeben. Eine steigende Desorptionsfeuchte hat einen negativen Einfluss auf den COP_{mod} , die zyklisierte Feuchte und die Kühlkapazität. Jedoch sind die Kenngrößen deutlich weniger sensitiv auf die Desorptionsfeuchte als auf die Desorptionstemperatur.

Die experimentell ermittelten Sensitivitäten der Kennzahlen auf die Desorptionstemperatur und -feuchte, auf die Sorptionslufttemperatur und den Massenstrom der Sorptionsluft entsprechen qualitativ den auch von SGK-Anlagen bekannten Zusammenhängen. Spezifischer für den gekühlten Sorptionsprozess sind die Betrachtungen des Effektes der Kühlung des Adsorptionsprozesses und der Zykluszeiten. Der Vergleich zwischen der gekühlten und ungekühlten Adsorption gilt für den Prozess ohne Verdunstung in den Kühlkanälen. Es wird erwartet, dass eine Verdunstung in den Kühlkanälen zu einer noch ausgeprägteren Steigerung der Entfeuchtung und Kühlleistung führt. Da in den Untersuchungen von Worek [1980] zeitlich äquivalente Desorptions- und Adsorptionszeiten umgesetzt wurden, sind die Ergebnisse der Variation der Zykluszeiten nicht auf eine Betriebsweise übertragbar, die unter Einbezug einer Zwischenkühlphase zu einer kontinuierlichen Zuluftkonditionierung führen soll. Die Abhängigkeit der Kennzahlen von den Zykluszeiten und weiteren Randbedingungen entsprechen daher nicht zwingend denen im verdunstungsgekühlten Sorptionsprozess. Diese müssen daher untersucht werden. Als zusätzlicher Zusammenhang wird in der vorliegenden Arbeit die Variation aller drei Massenströme (Sorptionsluftstrom, Desorptionsluftstrom, Kühlluftstrom) betrachtet.

Simulationsarbeiten

Homogenes Modell

Ein physikalisch-mathematisches Modell eines gekühlten Sorptionsprozesses wurde bereits von Roy und Gidaspow [1972, 1974] formuliert. Die Kinetik des Wärme- und Stofftransportes wird durch ein Modell mit gaseitiger Limitierung des Stofftransports unter Verwendung konstanter, globaler Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten beschrieben. Die simulierte Austrittsfeuchte der Sorptionsluft wurde für die adiabate, die luftgekühlte und die isotherme Adsorption verglichen. Die isotherme Adsorption wird als der Idealfall definiert, welcher durch die gekühlte Adsorption angenähert werden kann. Die Kühlung der Sorptionsmatrix führt zu einer Verzögerung der Durchbruchkurven. Im Vergleich mit experimentellen Ergebnissen des kleinen Prototyps A konnte eine gute Übereinstimmung für die erreichte Entfeuchtung demonstriert werden [Mei, 1979].

Mathiprakasam [1979] tauschte die homogene Feuchteverteilung im Adsorbens gegen eine lineare Verteilung aus. Das Modell wurde zur Untersuchung des Einflusses der Isothermenform auf das Verhalten eines gekühlten Sorptions-Wärmübertragers verwendet [Dini und Worek, 1986]. Der Vergleich mit experimentellen Ergebnissen der Charakterisierung des Prototyps B wurde durch Anwendung des Gleichstrom-Modells von Mei angestellt [Worek, 1980]. Die Simulation führte zu einer starken Überschätzung der Entfeuchtung und Abkühlung. Der aus experimentellen Daten bestimmte Wärmeübergangskoeffizient lag deutlich niedriger als der in der Simulation angesetzte Wärmeübergangskoeffizient für laminare Kanalströmung. Dies wird mit einer Limitierung der Wärmeleitung in der Sorptionsschicht erklärt. Nach Berücksichtigung der Wärmeleitfähigkeit der Sorptionsschicht im Modell konnte eine etwas bessere Annäherung der Simulationsergebnisse an die experimentellen Ergebnisse erreicht werden.

Diffusionsmodell

Die Modellierung eines luftgekühlten Sorptionswärmübertragers unter Berücksichtigung der gas- und sorptionsseitigen Stoff- und Wärmetransportwiderstände wurde anschließend entwickelt [Majumdar, 1986; Majumdar und Worek, 1989a,b]. Der gaseitige Wärme- und Stoffübergang wurde weiter über globale, konstante Koeffizienten beschrieben. Die früheren Modelle wurden durch die Berücksichtigung der Diffusion und der Wärmeleitung in der Sorptionsschicht erweitert. Der Vergleich mit experimentellen Ergebnissen der Adsorption in einem isothermen Kanal, der auf einer Seite mit einer Silikagel-Matrix beschichtet war, zeigte eine bessere Übereinstimmung der Entfeuchtung als bei Anwendung der homogenen Modelle. Das Diffusionsmodell wurde für eine Schichtdickenvariation angewendet. Die Austrittsfeuchte sinkt zwar mit zunehmender Schichtdicke, doch die massenspezifische adsorbierte Wassermenge nimmt ab. Das Sorptionsmaterial wird daher bei dünnen Schichten besser ausgenutzt. Die Austrittstemperatur ist bei höheren Schichtdicken aufgrund der schlechteren Wärmeleitung höher als bei dünnen Schichten.

2.3.4. Abgrenzung zu anderen Arbeiten

Die zuvor beschriebenen Arbeiten bilden eine gute Grundlage für weiterführende Forschung. In den früheren Arbeiten wurde nur eine reine Luftkühlung des Sorptionsprozesses untersucht (ebenfalls [Weixing et al., 2008]). Konzeptionell über diese Untersuchungen hinausgehend ist die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Verdunstungskühlung in den Kühlkanälen des Sorptionswärmeübertragers. Es wird also der zusätzliche Vorgang der Verdunstungskühlung im Sorptionswärmeübertrager betrachtet. Während in den vorhergehenden Arbeiten keine Absenkung der Lufttemperatur unter die Eintrittstemperatur erreicht werden konnte, ist die simultane Entfeuchtung und Abkühlung der Sorptionsluft im Wärmeübertrager die Grundidee des in dieser Arbeit untersuchten Prozesses.

Parallel zu dieser Dissertation wurde ein vollständiges Lüftungsgerät mit alternierendem Betrieb zweier Sorptionswärmeübertrager im Rahmen des Promotionsvorhabens von Thomas Danne experimentell untersucht. Die Ergebnisse sind bisher unveröffentlicht. Die vorliegende Arbeit setzt mit der detaillierten Modellierung des Sorptionswärmeübertragers einen anderen Schwerpunkt und betrachtet nur diese einzelne Kernkomponente. Im Bereich der Modellierung geht die vorliegende Arbeit aufgrund der folgenden Punkte über frühere Arbeiten hinaus.

- Modellierung der Verdunstungskühlung innerhalb des Sorptionswärmeübertragers unter Berücksichtigung zweier Verdunstungsmechanismen: Filmverdunstung und Tröpfchenverdunstung
- Modellierung des Wärmeübertragers in Kreuzstromkonfiguration
- Detaillierte Abbildung verschiedener Wärmeübergangswiderstände
- Diskussion der Diskretisierung des Modells des Sorptionswärmeübertragers
- Modellvalidierung an einem größeren Versuchsfeld

Durch die Wahl der Simulationsumgebung Modelica kann das mathematisch-physikalische Modell des verdunstungsgekühlten Sorptionswärmeübertragers auch in die dynamische Systemsimulation integriert werden. So können zusätzlich Fragen zur Zusammenstellung von Systemkomponenten und zur Auslegung des Lüftungsgerätes beantwortet werden. Beispielhaft wird der Einfluss der thermischen Massen der Zuflörmstrecken zum Wärmeübertrager auf die erzielte Leistung untersucht.

3. Experimentelle Charakterisierung von Sorptionswärmeübertragern

Im Folgenden wird zunächst die Konstruktion und Dimensionierung der zwei in dieser Arbeit untersuchten sorptiv beschichteten Prototypen beschrieben. Der erste Prototyp ist mit einem Silikagel-Papier-Komposit beklebt, der zweite mit einer Epoxidharz-Silikagel-Beschichtung versehen. Weiter wird der für die Vermessung dieser Prototypen aufgebaute Versuchsstand mitsamt Messtechnik und Messgenauigkeit vorgestellt. Im dritten Abschnitt wird das Vorgehen der Messdatenauswertung vorgestellt und an einigen Beispielen demonstriert. Im Zuge dessen wird insbesondere der leistungssteigernde Effekt der Verdunstungskühlung am Beispiel langer Sorptionszyklen diskutiert.

3.1. Konstruktion und Dimensionierung der Prototypen

Der folgende Abschnitt ist in die Vorstellung der Eckdaten der zwei Prototypen sowie der gemessenen Sorptionsgleichgewichte gegliedert. Die Vermessung der Sorptionsgleichgewichte erfolgte am Fraunhofer ISE in der Arbeitsgruppe "Sorptions-technologie - Materialentwicklung und Charakterisierung".

3.1.1. Erster Prototyp mit Silikagel-Papier-Komposit

Der erste sorptiv beschichtete Platten-Wärmeübertrager wurde am Fraunhofer ISE aufgebaut [Wagner, 2009a]. Die sorptive Beschichtung dieser Aluminiumplatten erfolgte mittels Klebung eines nicht-kommerziellen Silikagel-Papier-Komposits durch eine doppelseitige, glasfaserverstärkte Klebefolie. Um die Aluminiumplatten zu Wärmeübertragerkanälen schichten zu können, wurden diese nur auf einer Fläche von 400 mm x 375 mm mit dem Silikagel-Papier-Komposit beklebt. Die somit beidseitig frei gehaltenen Randstreifen dienten der Verklebung der Aluminiumplatten miteinander. Der Aufbau der mit dem Silikagel-Papier-Komposit beschichteten Aluminiumplatten ist maßstäblich in Abbildung 3.1 dargestellt.

Aus den nun sorptiv und hydrophil beschichteten Aluminiumplatten wurden die Wärmeübertragerkanäle durch Einsetzen einer 2.5 mm hohen Abstandswelle aus Kunststoff und seitliche Klebung der Aluminiumplatten aufgebaut. Abbildung 3.2 stellt den im ersten Sorptionswärmeübertrager umgesetzten Aufbau mit Abstandswelle dar.

Die Wärmeübertragerkanäle wurden seitlich mit Sikaflex geklebt und gedichtet. Durch Schichtung der Wärmeübertragerkanäle und Stabilisierung des so aufgebauten Wärmeübertragerkorpus mit seitlichen Aluminiumschienen konnte der Wärmeübertrager fertig

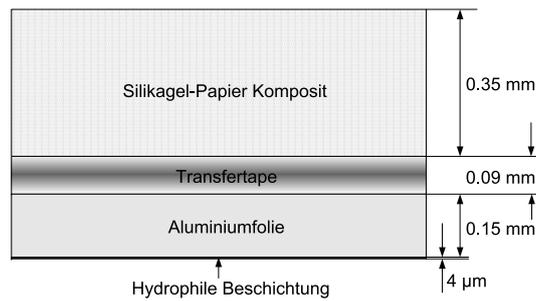


Abbildung 3.1.: Maßstäbliches Schema der sorptiv beschichteten Aluminiumplatten von Prototyp I

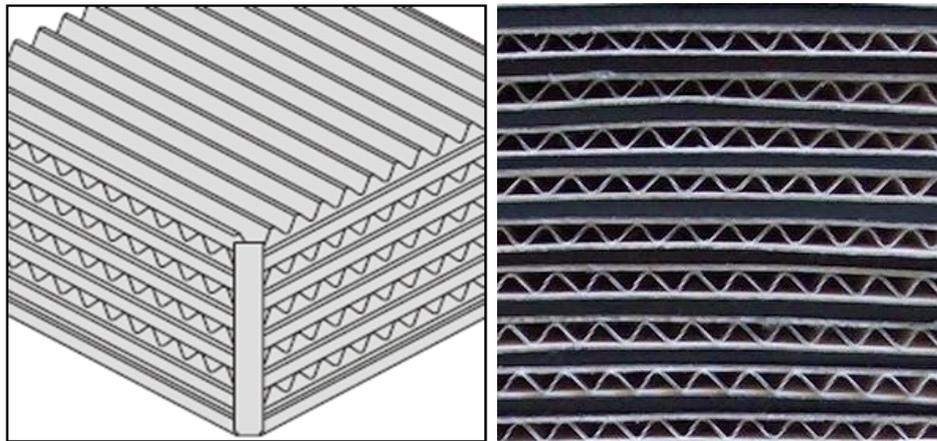


Abbildung 3.2.: Aufbau des ersten Sorptionswärmeübertragers: Abstandswellen mit einer Höhe von 2,5 mm werden zur Stabilisierung eingesetzt; links schematische Darstellung [Klingenburg, 2012] und rechts Blick auf die Sorptionskanäle vor seitlicher Verklebung der Aluminiumplatten

gestellt werden. Auch hier erfolgten Dichtung und Fixierung mit Sikaflex. Der Wärmeübertrager ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Die Maße des Wärmeübertragers sind in Tabelle 3.1 angegeben. Aufgrund der Breite der fixierenden Aluminiumschienen verringert sich der angeströmte Querschnitt um etwa 3 %.

Aktive Flächen

Mithilfe der angegebenen Abmaße können die relevanten sorptiv beschichteten und Wärme übertragenden Flächen abgeschätzt werden. Auf jeder Aluminiumplatte wurde Silikagel-Papier-Komposit einer Fläche von $A = 0,4 \text{ m} \cdot 0,125 \text{ m} = 0,15 \text{ m}^2$ aufgebracht. Für 50 beidseitig beschichtete Kanäle entspricht dies einer gesamt sorptiv beschichteten Fläche von $15,0 \text{ m}^2$. Die Abschätzung zur Wärme übertragenden Fläche ist weniger eindeutig. Die Maximalabschätzung der Wärmeübertragerfläche ergibt sich aus den Grundmaßen der Aluminiumplatten und der Anzahl der aktiven Kanäle. Aufgrund der mit $0,1\text{-}0,3 \text{ W/mK}$ [T'Joen et al., 2009] schlechten Wärmeleitung der Kunststoffwelle und

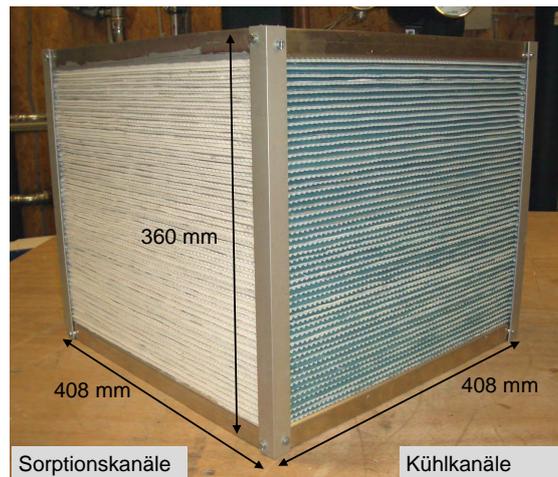


Abbildung 3.3.: Erster mit Silikagel-Papier-Komposit beschichteter Wärmeübertrager ohne Flansch. Die sorptiv beschichteten Kanäle sind an der weißen Farbe des Silikagel-Papier-Komposits zu erkennen, die blaue Färbung ist der hydrophilen Beschichtung der Kühlkanäle zuzuordnen.

Tabelle 3.1.: Abmaße des ersten Prototyps (nach [Wagner, 2009b])

Kanäle		
n_s	Anzahl Sorptionskanäle	50
n_k	Anzahl Kühlkanäle	51
h_i	Kanalhöhe beidseitig	2.5 mm
s_r	Breite der Randverklebung	7.5 mm
Ausgangsmaterial Aluminiumplatten		
B_p	Breite einer Aluminiumplatte	400 mm
T_p	Tiefe einer Aluminiumplatte	400 mm
Außenmaße		
B_a	Breite außen	408 mm
H_a	Höhe außen	360 mm
T_a	Tiefe außen	408 mm
Innenmaße: angeströmter Bereich		
B_i	Breite innen	368 mm
H_i	Höhe innen	315 mm
T_i	Tiefe innen	368 mm

der losen Kontaktierung der Welle mit der Wärmeübertragerplatte wird keine Rippenwirkung der Welle bei der Bestimmung der effektiven Wärmeübertragerfläche berücksichtigt.

$$A_{max} = B_p \cdot T_p \cdot 2 \cdot n_s = 400\text{mm} \cdot 400\text{mm} \cdot 2 \cdot 50 = 16.00\text{m}^2 \quad (3.1)$$

Aufgrund der Randverklebung und der stabilisierenden Aluminiumschienen verringert sich jedoch die tatsächlich zur Verfügung stehende Wärmeübertragerfläche. Da die wel-

lenförmige Abstandswelle in den Sorptions- und Kühlkanälen außerdem Kanäle schafft, die laterale Quervermischung der Luft verhindern, werden die nicht angeströmten Kanäle auch im Wärmeübertrager nicht durchströmt. Die Minimalabschätzung der Wärme übertragenden Fläche berücksichtigt daher nur die Breite der angeströmten Fläche.

$$A_{min} = B_i \cdot T_i \cdot 2 \cdot n_s = 368mm \cdot 368mm \cdot 2 \cdot 50 = 13.54m^2 \quad (3.2)$$

Diese Minimalabschätzung berücksichtigt jedoch nicht, dass der Ein- und Ausströmbereich der Sorptionskanäle zwar kühlseitig nicht angeströmt wird, die Wärmeübertragerplatten jedoch trotz allem dem sorptionsseitigen Luftstrom ausgesetzt sind. Dies gilt kühlseitig analog. Die Ein- und Ausströmbereiche können insbesondere auf der Sorptionsseite nicht vernachlässigt werden, da sonst die aktiven, sorptiv beschichteten Flächen zu gering abgeschätzt würden. Daher wird die relevante Wärmeübertragerfläche aus der effektiv verringerten Anströmbreite kühlseitig und der gesamten Länge der Kanäle sorptionsseitig berechnet. Die mit dem Luftstrom kontaktierende Fläche des Sorptionsmaterials reduziert sich somit von 15.0 m^2 auf 14.72 m^2 .

$$A_i = B_i \cdot T_p \cdot 2 \cdot n_s = 368mm \cdot 400mm \cdot 2 \cdot 50 = 14.72m^2 \quad (3.3)$$

Massen

Die einzelnen Massen der Grundmaterialien des ersten Prototyps wurden durch Wägung erfasst und sind in Tabelle 3.2 aufgelistet. Die Wägung erfolgte bei einer Umgebungstemperatur zwischen 28.3°C und 29.3°C mit einer Genauigkeit der Waage von $\pm 0.01\text{ g}$. Die Luftfeuchte wurde nicht erfasst. Um die Trockenmasse des im Wärmeübertrager verbauten Silikagels genauer abzuschätzen, wurde eine Lage Silikagelpapier mit einer Fläche von 0.15 m^2 , die zur Beschichtung einer Aluminiumplatte eingesetzt wurde, für 30 Minuten bei einer Temperatur von 150°C desorbiert und im Anschluß in einem abgeschlossenen Behälter gewogen. Die Wägung ergab eine Masse von $33.89\text{ g} \pm 0.01\text{ g}$ je Lage, was einer flächenspezifischen Masse von $225\text{ g/m}^2 \pm 3\text{ g/m}^2$ entspricht. Insofern wurde bei insgesamt 100 Lagen eine Gesamtmasse des Silikagelpapiers von $3.39\text{ kg} \pm 0.01\text{ kg}$ verbaut [Jübermann, 2010].

Zusätzlich zu diesen gewogenen Massen des Grundmaterials sind weiter die Massen des Sikaflex sowie der Trägerwannen und Flansche zu berücksichtigen. Für die Klebung der Kanäle und die Abdichtung der Ecken wurden insgesamt sechs Tuben zu 300 ml Sikaflex 221 verwendet. Bei Berücksichtigung der vom Hersteller angegebenen Dichte [Sika, 2005] entspricht dies einer Gesamtmasse von 2.34 kg . Zusätzlich wurde die Masse der Aluminiumwanne und des Aluminiumdeckels, welche der Stabilität des Wärmeübertragers dienen, durch Wägung zu je 1.53 kg bestimmt. Insofern kann die Masse des Wärmeübertragers ohne Flansche zu $19.52 \pm 0.25\text{ kg}$ abgeschätzt werden.

Die Wägung des Wärmeübertragers inklusive der Flansche nach Demontage ergab eine Gesamtmasse von 30.7 kg . Da dieser bei Umgebungsbedingungen gewogen wurde, ist die Masse des Adsorbats von diesem Wert abzuziehen. Diese kann durch die Differenz einer ersten Messung des Silikagelpapiers bei Umgebungsbedingungen und der zweiten Messung nach Trocknung zu $0.7 \pm 0.1\text{ kg}$ abgeschätzt werden. Daher reduziert sich die

Tabelle 3.2.: Massen und thermische Massen des ersten Prototyps

Material	Masse [kg]	c_p [kJ/kgK]	Quelle	C [kJ/K]
Aluminiumfolie	6.57 ± 0.01	0.888	[a]	5.83
Silikagelpapier trocken (ausgeheizt bei 150°C)	3.39 ± 0.01	0.920 - 1.000	[b]	3.12 - 3.39
3F-Transfertape	1.48 ± 0.01	0.840	[c]	1.24
Abstandswelle	2.45 ± 0.01	2.000-2.200	[d]	4.90 - 5.39
Summe Grundmaterial	13.89 ± 0.04	-		15.09 - 15.85
2 Aluminiumwannen	3.06 ± 0.01	0.888	[a]	2.72
Sikaflex (geschätzt)	2.34 ± 0.20	1.380-1.500	[e]	3.23 - 3.51
Aluminiumwinkel	0.23 ± 0.01	0.888	[a]	0.20
Gesamt ohne Flansch	19.52 ± 0.25	-		21.24 - 22.28
Stahl-Flansche	8.30 ± 0.2	0.465	[a]	3.86
Weitere Massen (abgeleitet)	2.19	0.465-0.888	[a]	1.02 - 1.95
Gesamt mit Flansch	30.01 ± 0.45			26.12 - 28.09

Quellen zur Angabe der spezifischen Wärmekapazität: [a: Baehr und Stephan, 1996; b: Kast, 1988; c: Glasfaser nach Eichler, 1971; d: T'Joen et al., 2009]; e: Silikon/
Polyurethan, Eichler, 1971; IBP, 2006]

Masse des trockenen Wärmeübertragers auf 30.01 kg. Die Masse der Flansche, welche aus massivem Stahlblech gefertigt wurden, beträgt 8.3 kg. Ferner wurde eine nicht gewogene Anzahl an Schrauben und Muttern und zusätzliches Silikon für die Abdichtung der Flansche verwendet. Die Differenzmasse von 2.19 kg wird diesen zugerechnet. Der Vergleich der Massen zeigt, dass ein signifikanter Anteil der Massen dieses ersten Prototyps nicht auf die eigentliche Konstruktion der Wärmeübertragers selbst, sondern auf die Peripherie und die Anschlussstücke zurückzuführen ist. Bei Einbau des zweiten Prototyps wurde daher versucht, die Masse und den thermischen Kontakt der Flansche und Anschlußstücke zu verringern.

Als Kenngröße des Wärmeübertragers kann das Verhältnis der Masse des trockenen Sorptionsmaterials zur Masse der Wärmeübertragerkonstruktion angegeben werden. Wird die Gesamtmasse des Wärmeübertragers ohne Flansch als Bezugsgröße herangezogen, so ergibt sich ein Massenverhältnis von $m_{Ads}/m_{Traeger} = 3.39 \text{ kg}/16.13 \text{ kg} = 0.21$.

Messstellen für interne Temperaturen

Zur Erfassung des Temperaturverlaufs innerhalb des Wärmeübertragers wurden in Prototyp I fünf Pt1000 Dünnschichtsensoren (Innovative Sensor Technologies AG, SlimSens) in den mittigen (25.) Sorptionskanal eingebracht. Aufgrund der kleinen Dimensionen (Höhe: 0.8 mm, Breite: 0.8 mm, Länge: 3.0 mm) eignet sich der Sensor für die Aufbringung zwischen der Klebefolie und dem Silikagelpapier, um dort die Temperatur im Wärmeübertrager messen zu können. Ein Sensor wurde mittig auf dem Aluminiumblech

positioniert. Die weiteren vier Sensoren wurden im gleichen Abstand in den vier äußeren Quadranten verteilt. Abbildung 3.4 zeigt die Positionierung der Sensoren.

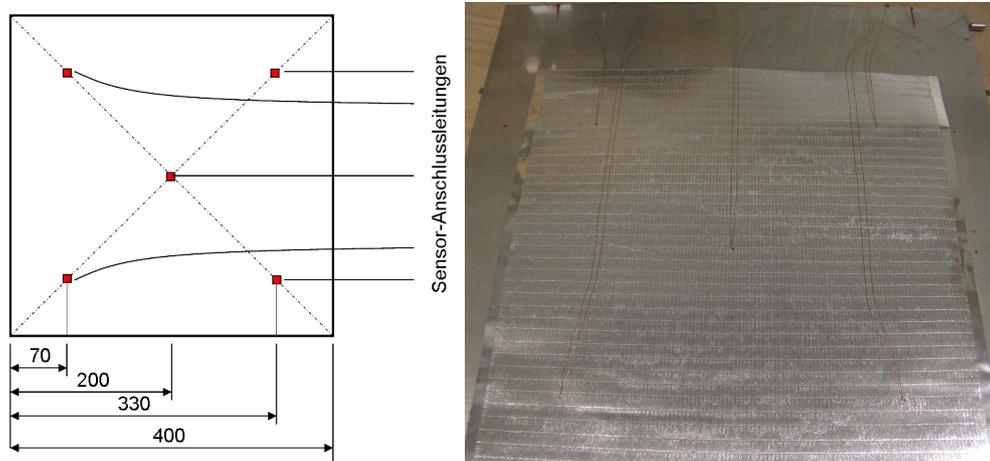


Abbildung 3.4.: Positionierung der Dünnschichtsensoren zur Messung der internen Temperaturen in Prototyp I

Die Kalibrierung der Pt1000 Dünnschichtsensoren konnte nicht im Wasserbad erfolgen, da dies zu einer Zerstörung der Sensoren geführt hätte. Daher wurden die Messgenauigkeit der Dünnschichtsensoren relativ zu den Sensoren verglichen, die zur Messung der Lufttemperatur eingesetzt wurden. Die maximale Abweichung relativ zu den kalibrierten Luftsensoren betrug $\Delta T = 0.5 \text{ K}$ beim niedrigen Temperaturniveau und $\Delta T = 0.9 \text{ K}$ beim höheren Temperaturniveau. Die Genauigkeit der Pt1000-Dünnschichtsensoren wird mit der maximalen Abweichung von $\pm 0.9 \text{ K}$ angegeben.

3.1.2. Zweiter Prototyp mit Silikagel-Epoxidharzklebung

Die Herstellung des zweiten Prototyps erfolgte durch sorptive Beschichtung eines kommerziellen Kreuzstrom-Plattenwärmeübertragers der Firma Klingenburg durch die Firma SorTech AG. Der Kreuzstrom-Plattenwärmeübertrager ist wie auch der erste Prototyp aus dem Grundmaterial Aluminium der Dicke 0.15 mm hergestellt. Im Gegensatz zu dem ersten Prototyp, in welchem Kunststoffwellen als Abstandshalter eingesetzt wurden, dienen hier Prägungen im Aluminiumblech und die versetzte Schichtung dieser geprägten Bleche als Abstandshalter. Die Form der Prägung ist links in Abbildung 3.5 schematisch dargestellt. Die aufeinander geschichteten Platten werden um 90° versetzt angeordnet und stabilisieren so das Wärmeübertragerpaket. Die schwarz gekennzeichneten Prägungen sind einer ersten Aluminiumplatte zuzuordnen. In rot ist die Prägung der nächsten versetzt angeordneten Platte dargestellt. Die Abbildung rechts ist eine Sicht auf die so stabilisierten Kanäle.

Der Wärmeübertrager besteht aus 54 Kanälen mit Kanalabständen von 5.0 mm vor der Beschichtung mit Sorptionsmaterial. Die Kantenlänge der geprägten Bleche als Aus-

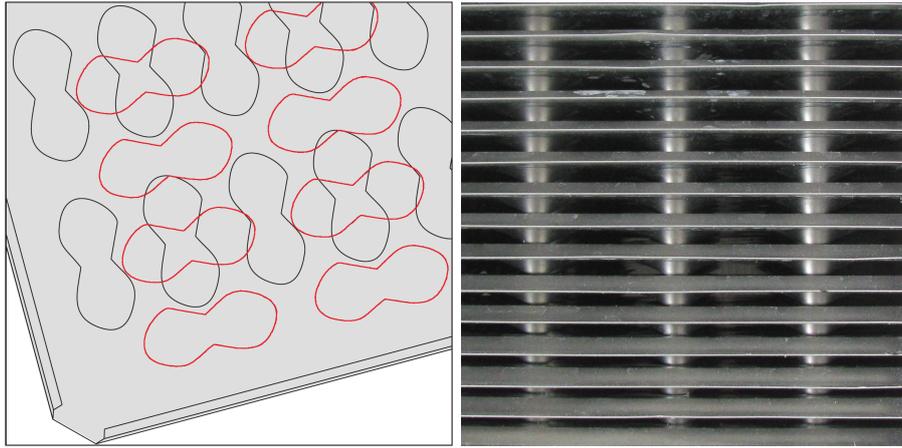


Abbildung 3.5.: Abstandhalter im zweiten Sorptionswärmeübertrager: Prägungen der Bleche und die versetzte Anordnung der geprägten Bleche führen zu einem definierten Plattenabstand; links schematische Darstellung der geprägten Platten [Klingenburg, 2012] und rechts Blick auf den gestapelten Wärmeübertrager

gangsmaterial betrug wie bei Prototyp I 400 mm. Die Wärmeübertragerkanäle werden durch Falzung der Kanten realisiert, wobei der Falzrand jeweils einen Zentimeter einnimmt. Ohne Berücksichtigung der Oberflächenvergrößerung durch die Prägungen der Aluminiumbleche kann die maximale Wärmeübertragerfläche zu 17.28 m^2 abgeschätzt werden.

$$A_{max} = B_p \cdot T_p \cdot 2 \cdot n_s = 400 \text{ mm} \cdot 400 \text{ mm} \cdot 2 \cdot 54 = 17.28 \text{ m}^2 \quad (3.4)$$

Durch die Randverfalzung reduziert sich diese auf 16.42 m^2 . Dieser Wert wird im Folgenden als die aktive Wärmeübertragerfläche herangezogen.

$$A_s = (B_p - 2 \cdot s_r) \cdot (T_p - 2 \cdot s_r) \cdot 2 \cdot n_s = 390 \text{ mm} \cdot 390 \text{ mm} \cdot 2 \cdot 54 = 16.42 \text{ m}^2 \quad (3.5)$$

Abbildung 3.6 zeigt den sorptiv beschichteten zweiten Kreuzstrom-Plattenwärmeübertrager. Die hellere rechte Seite des Wärmeübertragers ist mit Silikagelkugeln beschichtet.

Massen

Die im Wärmeübertrager verbauten Massen der einzelnen Bestandteile wurden vom Beschichter (SorTech) gewogen und sind in Tabelle 3.3 angegeben. Eine Angabe zu der Genauigkeit der Messung sowie zu den Umgebungsbedingungen bei der Wägung liegt von Seiten des Beschichters nicht vor. Damit ist der Beladungszustand des Silikagels zum Zeitpunkt der Wägung nicht genauer bekannt. Die vom Hersteller angegebene Silikagelmasse wird in Abschnitt 5.1.1 anhand von Messungen der maximalen Wasseraufnahme bei messtechnisch erfassten Randbedingungen überprüft. Wird die durch den Beschichter angegebene Masse des Silikagels herangezogen, so kann ein Massenverhältnis von



Abbildung 3.6.: Prototyp II mit Silikagel-Expoxidharz-Beschichtung: Sicht auf die mit Silikagel Grace 123B sorptiv beschichteten Kanäle (hell im Bild).

$m_{Ads}/m_{Traeger} = 7.88 \text{ kg}/12.35 \text{ kg} = 0.64$ angegeben werden. Im Vergleich zu Prototyp I konnte das Massenverhältnis verdreifacht werden.

Beschichtung

Im Gegensatz zu Prototyp I, in welchem die einzelnen Wärmeübertragerplatten vor Zusammenbau mit Silikagelpapier beklebt wurden, wurde hier der vollständig gefertigte Wärmeübertrager durch eine Silikagel-Expoxidharzklebung beschichtet. Abbildung 3.7 zeigt eine Nahaufnahme der Silikagel-Expoxidharzbeschichtung. Die aufgetragene Silikagelbeschichtung besteht aus unterschiedlich großen Kugeln, mit einem Durchmesser der größten Kugeln von etwa 1.0-1.2 mm. Die graue Färbung des Untergrunds ist der Epoxidharzpulverbeschichtung zuzuschreiben. Auch in der Sicht auf die sorptiv beschichteten Lamellen im rechten Bild ist erkennbar, dass die Silikagelkugeln ungleichmäßig angeordnet sind. Somit ist die Beschichtung des Prototyps II durch eine im Vergleich zu Prototyp I größere Inhomogenität gekennzeichnet.

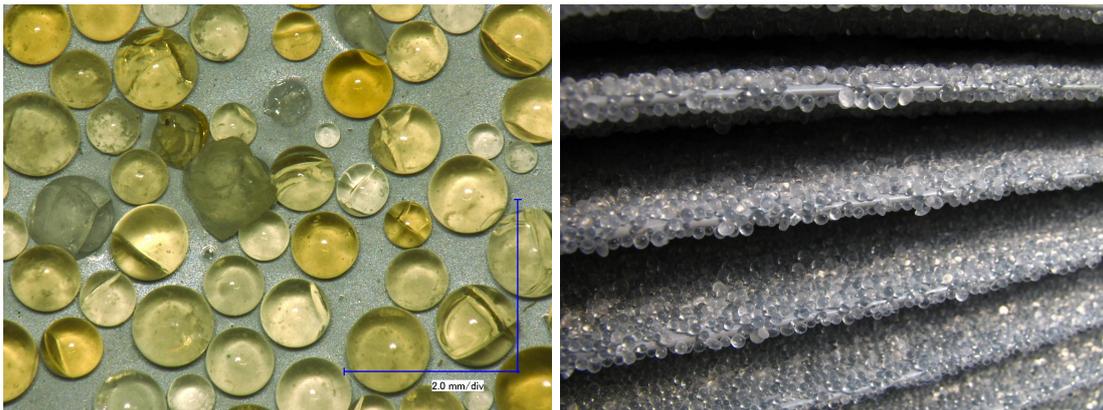


Abbildung 3.7.: Silikagel-Expoxidharz-Beschichtung in Nahaufnahme (links, nach 50 000 Zyklen) und Blick auf die Lamellen (rechts)

Tabelle 3.3.: Massen und thermische Massen des zweiten Prototyps

Material	Masse [kg]	c_p [kJ/kgK]	Quelle	C [kJ/K]
Aluminium-Wärmeübertrager	9.09	0.888	[a]	8.07
Silikagel, Wägung bei Umgebungsbedingungen (diese nicht dokumentiert)	7.88	0.920 - 1.000	[b]	7.25 - 7.88
Expoxidharz	3.26	1.100 - 1.600	[g]	3.57 - 5.22
Gesamt ohne Flansch	20.23	-		18.89 - 21.17
Flansche (PP)	2.03	2.000	[d]	4.06
Gesamt mit Flansch	22.23			22.95 - 25.23

Quellen zur Angabe der spezifischen Wärmekapazität: wie in Tabelle 3.3; zusätzlich g: Duroplastischer Kunststoff, temperaturabhängig zwischen $c_p = 1.1-1.6$ kJ/kgK, [Michaeli, 2006, S.25]

3.1.3. Sorptionsgleichgewichte der angewandten Materialien

Grundlage für die Modellierung von Sorptionsprozessen ist die Kenntnis der Materialdaten der verwendeten Sorptionsmaterialien, insbesondere die Kenntnis der Sorptionsgleichgewichte. Für die in den zwei Prototypen eingesetzten Materialien wurden die Sorptionsgleichgewichte im Thermoanalyselabor des Fraunhofer ISE gemessen. Die Messung der Sorptionsgleichgewichte kann hier an unterschiedlichen Apparaturen erfolgen, welche eingehend in [Henninger, 2007; Núñez, 2001] beschrieben werden.

- Thermogravimetrie (TG-Rubotherm):
Bei der Thermogravimetrie wird die Gewichtsänderung des Probenmaterials in Abhängigkeit von der Proben temperatur und dem Druck des Adsorptivs in reiner Wasserdampf atmosphere erfasst. Hierzu befindet sich das Probenmaterial in einem

Probentiegel in der thermostatisierten Messzelle. Die Messung der Probentemperatur erfolgt über die Erfassung der Temperatur in der Messzelle. Zur Messung der Gewichtsänderung ist die Aufhängung des Probentiegels über eine elektromagnetische Schwebekupplung berührungslos mit einer Waage verbunden. Dies ermöglicht die räumliche Abkopplung der Waage von der Messzelle, so dass das Probenmaterial einer reinen Wasserdampf-atmosphäre ausgesetzt werden kann (geschlossene, vakuumdichte Apparatur). Das Adsorptivreservoir (flüssiges Wasser in einer Vakuumflasche) wird durch einen Thermostat auf der Temperatur gehalten, die dem gewünschten Wasserdampfdruck zuzuordnen ist. So wird der Wasserdampfdruck im System eingestellt. Dieser wird durch einen Absolutdrucksensor erfasst. Thermogravimetrie-Messungen können sowohl als Isobaren als auch als Isothermen ausgeführt werden.

- Kombinierte Thermogravimetrie/ Differenz-Wärmestrom-Kalorimetrie (Setaram TG-DSC 111):

In der Setaram TG-DSC erfolgt die Messung der Sorptionsgleichgewichte bei Umgebungsdruck im offenen System. Der mit Probenmaterial gefüllte Probentiegel befindet sich in einer thermostatisierten Messzelle und wird von einem definiert befeuchteten Gasstrom mit relativen Feuchten von $\Phi = 5-95\%$ umströmt. Die Berechnung des Wasserdampfpartialdrucks erfolgt über die Messung der Temperatur (Genauigkeit $\pm 0.5\text{ K}$) und der relativen Feuchte (Genauigkeit $\pm 1\%$) des feuchten Argongases. Der Wasserdampfpartialdruck wird aus diesen beiden Größen abgeleitet. Bei den gegebenen Messgenauigkeiten ist dann die Genauigkeit der Druckbestimmung geringer als in der geschlossenen TG Rubotherm. Die Erfassung der Gewichtszunahme erfolgt durch Aufhängung des Probentiegels sowie eines parallelen Referenztiegels an den zwei Enden eines Wägebalkens, welcher über eine optische Positionserfassung und durch Gewichtskompensation in einer fixen Position gehalten wird. Die Kompensation und Erfassung der Gewichtskraft erfolgt über einen der Gewichtskraft direkt proportionalen Spulenstrom. Zusätzlich zu den Thermogravimetriemessungen kann der bei der Adsorption freiwerdende und bei der Desorption aufgenommene Wärmestrom durch Differenzkalorimetrie gemessen werden.

Silikagel-Papier-Komposit

Das verwendete Silikagel-Papier-Komposit wurde von der Firma Klingenburg in einer Zusammenarbeit mit der Papiertechnischen Stiftung entwickelt und enthält einen Silikagelanteil von 80 % (Hersteller Engelhardt) und einen Papieranteil von 20 % [Klingenburg, 2013]. Abbildung 3.8 zeigt das Silikagel-Papier-Komposit in 50-facher (links) und in 400-facher (rechts) Vergrößerung. Es sind die Papierfasern zu erkennen, welche die strukturgebende Matrix bilden und von einem Silikagel-Binder-Gemisch umgeben sind.

Thermogravimetrische Messungen des Silikagel-Papier-Komposits wurden sowohl in der geschlossenen TG als auch in der offenen TG-DSC vorgenommen. Diese Messungen sind in Abbildung 3.9 im Relativdruck-Beladungs-Diagramm mit Fehlerbalken aufgetra-

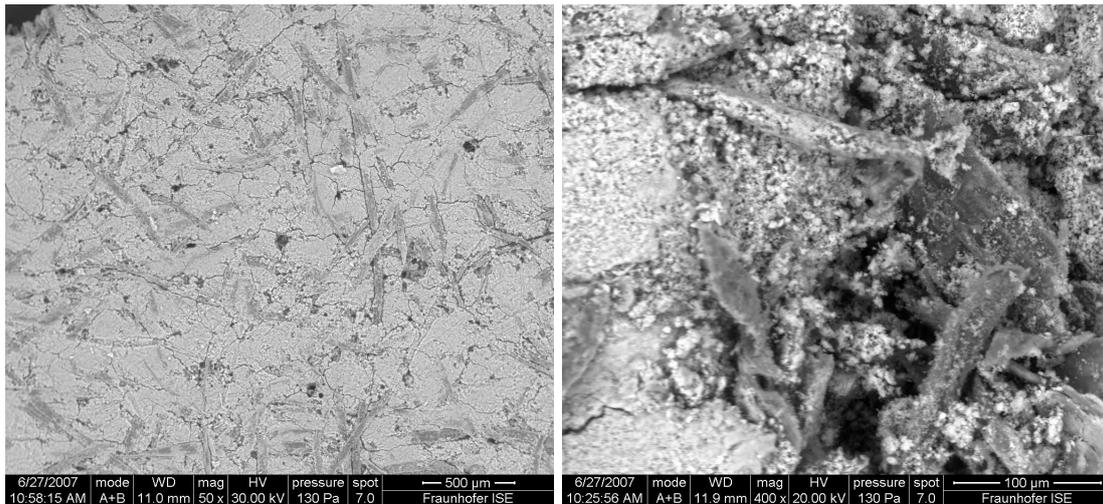


Abbildung 3.8.: Mikroskop-Aufnahme des im ersten Prototypen verwendeten Silikagel-Papier-Komposits in 50-facher (links) und 400-facher (rechts) Vergrößerung

gen. Während der Fehler des relativen Dampfdruckes für die geschlossene TG in der Größenordnung des Symbols liegt und daher nicht eingezeichnet ist, ist der Fehler bei der Messung in der TG-DSC aufgrund der Ungenauigkeit der Bestimmung der relativen Feuchte größer und nimmt mit steigendem Relativdruck zu. Für die Beladung liegt der maximale Fehler von $\pm 0.007 \text{ kg}_{\text{Adt}}/\text{kg}_{\text{Ads}}$ für die Messung in der geschlossenen TG in derselben Größenordnung wie in der offenen TG-DSC [Henninger, 2007].

Abbildung 3.10 zeigt die Sorptionsgleichgewichte nach Dubinin-Transformation in der Auftragung der Volumenfüllung W in Abhängigkeit von dem Adsorptionspotential A . Der maximale Fehler der Volumenfüllung liegt aufgrund einfacher Division durch die Dichte des Adsorbats, die durch die Dichte des flüssigen Wassers angenähert wird, in der Größenordnung von $\pm 0.007 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{Adt}}$. Der Fehler des Adsorptionspotentials ist für die Messungen in der geschlossenen TG kleiner als die Symbolgröße. Für die Messungen in der offenen TG-DSC ist dieser etwas größer und steigt absolut mit zunehmendem und relativ mit abnehmendem Adsorptionspotential. In dem relevanten Arbeitsfenster liegt der maximale absolute Fehler des Adsorptionspotentials bei 13 J/g und der maximale relative Fehler bei 7.0% .

Zur Parametrisierung der Sorptionsgleichgewichte ist zu prüfen, ob die Annahme der Temperaturunabhängigkeit gegeben ist. Da nur eine Sorptionsisotherme vorliegt, ist dies nicht direkt möglich. Es kann jedoch geprüft werden, ob die vorhandenen Isothermen und Isobaren auf eine charakteristische Kurve reduziert werden können. Aufgrund der Streuung der Messdaten lassen sich leicht unterschiedliche charakteristische Kurven durch die Messpunkte legen. Die in der geschlossenen TG gemessenen Gleichgewichte liegen tendenziell oberhalb der in der offenen TG-DSC gemessenen Gleichgewichte. Dies kann auf Unterschiede in den Ausheizbedingungen zurückgeführt werden. In der offenen TG-DSC ist die Ausheizbedingung aufgrund von Restfeuchte des Gases auf einen Wasserdampf-

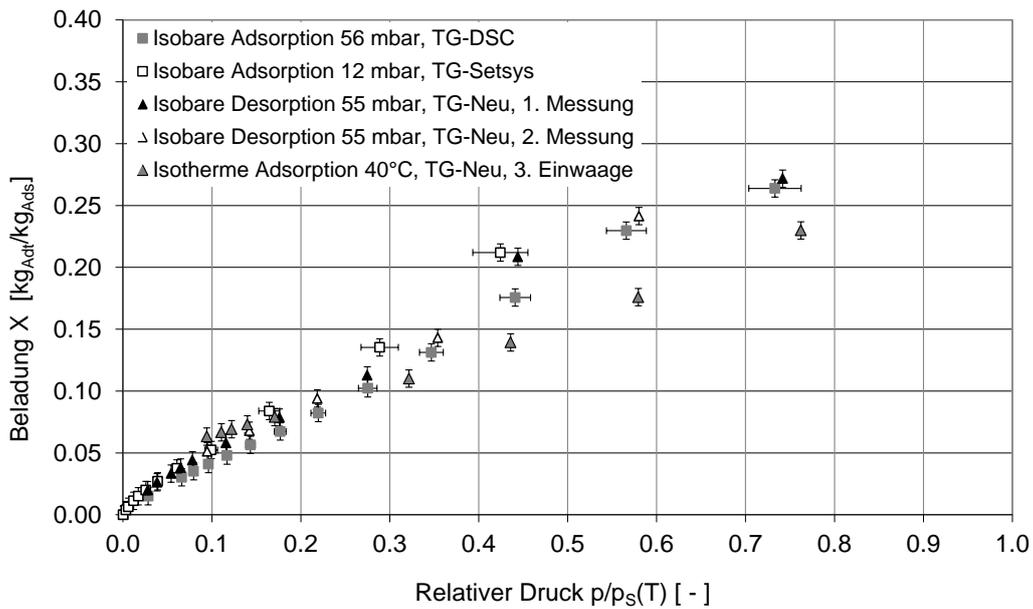


Abbildung 3.9.: Gemessene Sorptionsgleichgewichte im Relativdruck-Beladungs-Diagramm für das Silikagel-Papier-Komposit

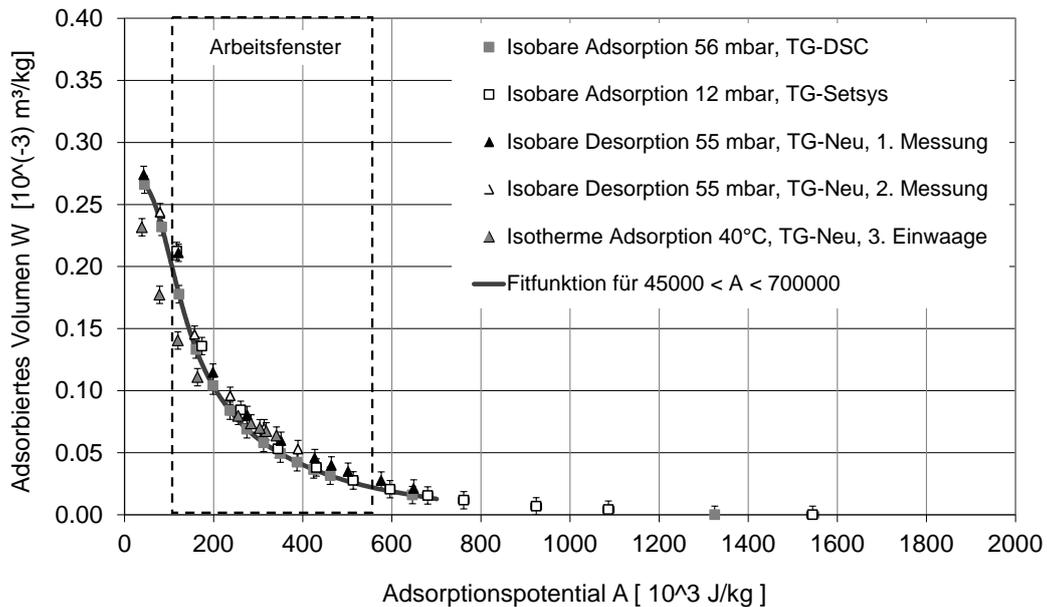


Abbildung 3.10.: Charakteristische Kurve und Fitgleichung der Sorptionsgleichgewichte des Silikagel-Papier-Komposits

partialdruck in der Größenordnung von 1 mbar begrenzt. In der geschlossenen TG ist der minimal erreichbare Druck mit 0.1-0.2 mbar etwa eine Größenordnung kleiner als

in der offenen TG-DSC. Der Zustand der Adsorbensprobe ist somit insbesondere bei stark hydrophilen Materialien trockener und die Referenzprobenmasse geringer als bei den Messungen in der offenen TG-DSC. Besonders im Bereich niedriger Beladungen ist die Sensitivität auf die Trockenmasse stark ausgeprägt. Hier führt bereits eine Korrektur der Trockenmasse um 0.5 % zu einer weitgehenden Deckung der Kurven (hier nicht dargestellt). Im Bereich hoher Beladungen weicht die Messung der 40° C-Isotherme deutlich von den anderen Messungen ab. Da diese in großem zeitlichen Abstand (>2 Jahre) von den anderen Messungen aufgenommen wurde, ist eine Degradation des Materials nicht auszuschliessen. Die Messung wurde aus Gründen der Vollständigkeit dennoch dargestellt. Mit Ausnahme dieser Messung lassen sich die transformierten Sorptionsgleichgewichte im Rahmen des Messfehlers für das Silikagel-Papier-Komposit für beide Messapparaturen durch eine charakteristische Kurve beschreiben.

Für die Simulation der Sorptionsprozesse muss die Parametrisierung die Sorptionsgleichgewichte insbesondere im relevanten Arbeitsbereich gut abbilden. Der für offene Systeme relevante Arbeitsbereich hängt von den konkreten Randbedingungen des Sorptionsprozesses ab. Wird als typischer Außenluftzustand eine Temperatur von 32 °C und ein Wasserdampfgehalt von 15 g/kg, sowie die Erhitzung in der Desorption auf maximal 85 °C als relevante Randbedingung angesetzt, so liegt der Arbeitsbereich des Sorptionsmaterials bei Adsorptionspotentialen zwischen $100 \cdot 10^3$ J/kg und $550 \cdot 10^3$ J/kg. In diesem Bereich liegt auch maßgeblich der Anstieg der charakteristischen Kurve des Silikagel-Papier-Komposits, so dass mit einer guten Eignung für offene Prozesse zu rechnen ist.

Zur Beschreibung der Sorptionsgleichgewichte des Silikagel-Papier-Komposits werden drei Bereiche aufgestellt, die durch unterschiedliche Fitfunktionen beschrieben werden. Die Funktion ist über alle drei Bereiche monoton fallend und stetig differenzierbar, was durch die Übergangsfunktion des Bereichs II gewährleistet wird. Diese Vorgehensweise wurde von Núñez [2001] übernommen. Die Parameter der Funktionen sind in Tabelle 3.4 zusammengefasst. Der Minimalwert des Gültigkeitsbereiches ($A=45$ J/g) entspricht dem Messpunkt, dem das niedrigste Adsorptionspotential zuzuordnen ist. Bei Überschreitung des Maximalwertes ($A=700$ J/g) darf die Fitfunktion aufgrund ihrer Kurvenform nicht mehr angewendet werden.

Bereich I: $45 \text{ J/g} \leq A < 220 \text{ J/g}$

$$W_I(A) = \frac{1}{a_1 + a_2 \cdot A + a_3 \cdot A^2 + a_4 \cdot A^3 + a_5 \cdot A^4 + a_6 \cdot A^5} \quad (3.6)$$

Bereich II: $220 \text{ J/g} \leq A < 270 \text{ J/g}$

$$W_{II}(A) = b_1 + b_2 \cdot A + b_3 \cdot A^2 + b_4 \cdot A^3 \quad (3.7)$$

Bereich III: $270 \text{ J/g} \leq A < 700 \text{ J/g}$

$$W_{III}(A) = c_1 + c_2 \cdot A^{0.5} + c_3 \cdot A + c_4 \cdot A^{1.5} + c_5 \cdot A^2 + c_6 \cdot A^{2.5} \quad (3.8)$$

Tabelle 3.4.: Parameterwerte der Fitfunktion zur Beschreibung der charakteristischen Kurve des Silikagel-Papier-Komposits

	1	2	3	4	5	6
a	3.18	$-6.79 \cdot 10^{-1}$	$6.09 \cdot 10^{-2}$	$-2.79 \cdot 10^{-3}$	$6.41 \cdot 10^{-5}$	$-5.91 \cdot 10^{-7}$
b	$2.70 \cdot 10^{-1}$	$-1.06 \cdot 10^{-3}$	$9.42 \cdot 10^{-7}$	$9.18 \cdot 10^{-10}$	n.a.	n.a.
c	3.64	$7.46 \cdot 10^{-3}$	$-3.10 \cdot 10^{-4}$	$5.60 \cdot 10^{-6}$	$-2.47 \cdot 10^{-8}$	$3.66 \cdot 10^{-11}$

Silikagel Grace 123B

Für das in Prototyp II verwendete Silikagel Grace 123B wurden ebenfalls Gleichgewichtsdaten in der offenen TG-DSC und der geschlossenen TG gemessen.

Die Auftragung der Messdaten im Absolutdruck-Beladungs-Diagramm ist in Abbildung 3.11 dargestellt. Der Vergleich mit den Daten des Silikagel-Papier-Komposits zeigt bereits, dass hier höhere Endbeladungen erreicht werden können. Die Auftragung der

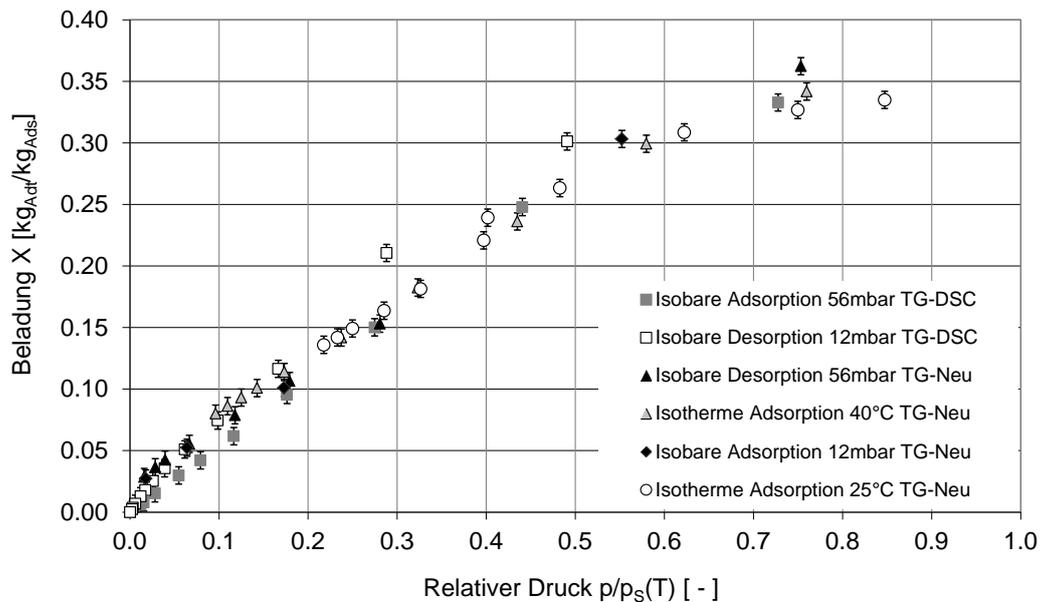


Abbildung 3.11.: Gemessene Sorptionsgleichgewichte im Relativdruck-Beladungs-Diagramm für das Silikagel Grace 123B

Messdaten in Form der charakteristischen Kurve ist in Abbildung 3.12 dargestellt. Auch hier ist die Beurteilung der Temperaturunabhängigkeit schwierig, da die zwei gemessenen Isothermen unterschiedliche Bereiche der charakteristischen Kurve abdecken. Wie zuvor ist im Bereich hoher Adsorptionspotentiale in der offenen TG-DSC eine Verschiebung der Messpunkte in Richtung niedrigerer Beladungen im Vergleich zu der Messung in der geschlossenen TG zu beobachten. Hier könnten die Messungen durch eine Korrektur der Trockenmasse um 1% innerhalb des Fehlerbalkens zur Deckung gebracht werden (nicht dargestellt). Zur Parametrisierung der charakteristischen Kurve wird die in Gleichung 3.9

angegebene Fitfunktion verwendet. Die Parameter hierzu sind in Tabelle 3.5 aufgeführt. Wie Abbildung 3.12 zu entnehmen ist, wurden die Messungen der offenen TG-DSC im Bereich niedriger Beladungen für den Fit herangezogen. Diese decken im Vergleich zu den Messungen in der geschlossenen TG einen größeren Bereich ab. Jedoch kann dies zu einer Überschätzung der Entfeuchtung bei hohen Desorptionstemperaturen führen. Im relevanten Arbeitsfenster können die Messwerte aber noch gut auf eine einzige charakteristische Kurve reduziert werden.

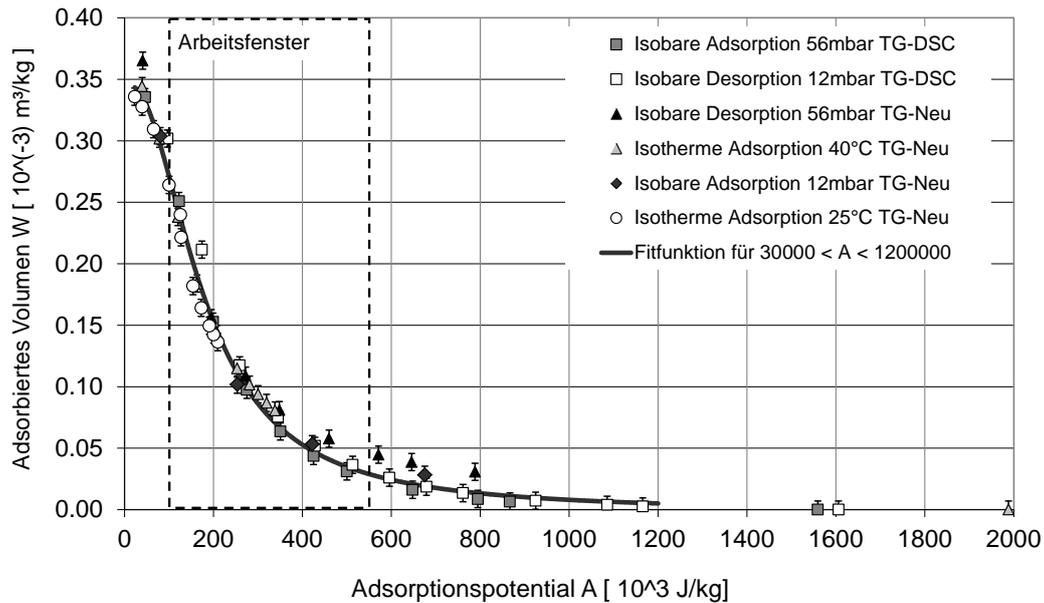


Abbildung 3.12.: Charakteristische Kurve und Fitgleichung der Sorptionsgleichgewichte für das Silikagel Grace 123B

$$W(A) = d + \frac{e}{1 + \left(\frac{A-f}{g}\right)^2} \quad (3.9)$$

Tabelle 3.5.: Parameterwerte der Fitfunktion zur Beschreibung der charakteristischen Kurve des Silikagels Grace 123B

d	e	f	g
-0.00167092	0.346253857	13.48571255	167.0549236

3.2. Experimenteller Aufbau

Im Folgenden werden der Aufbau der Luftkonditionierungseinheit, die Messeinheit sowie die Messtechnik vorgestellt und die Messunsicherheiten dargelegt.

3.2.1. Luftkonditionierungseinheit und Messaufbau

Zur Vermessung der sorptiv beschichteten Luft-Luft-Wärmeübertrager wurde ein Lüftungsgeräteteststand aufgebaut. Dazu wurde ein vorhandenes System der sorptionsgestützten Klimatisierung (SSGK-Anlage) umgebaut und erweitert, um in diesem enthaltene Konditionierungselemente weiter zu verwenden. Der Teststand sollte zur Bereitstellung und Vermessung von drei Luftvolumenströmen zwischen 200 und 500 m³/h bei konstanten und gezielt einstellbaren Temperaturen und Feuchten einsetzbar sein. Der Lüftungsgeräteteststand kann in zwei Anlageneinheiten unterteilt werden. Diese sind in Abbildung 3.13 gekennzeichnet.

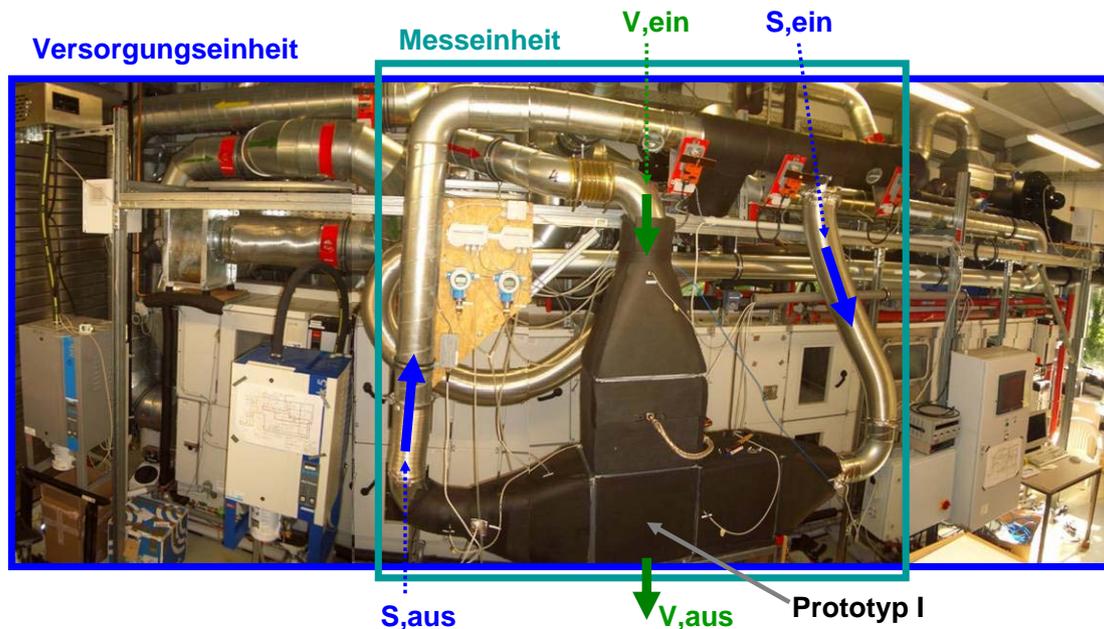


Abbildung 3.13.: Panoramabild des Lüftungsgeräteteststandes mit der Versorgungseinheit im Hintergrund und der Messeinheit im Vordergrund

Der erste Anlagenteil ist die "Versorgungseinheit", in welcher die erforderlichen Temperaturen, Feuchten und Massenströme der drei unterschiedlich zu konditionierenden Luftströme eingestellt werden können. Der zweite Anlagenteil ist die "Messeinheit", welche den Prototypen mitsamt Anströmkanälen, die Befeuchtungseinrichtung sowie einen Großteil der Sensorik beinhaltet. Jeder Anlagenteil verfügt über einen eigenen Messschrank. Die Erfassung der relevanten Messgrößen erfolgt über den Messschrank der Messeinheit.

Versorgungseinheit

Abbildung 3.14 ist eine vereinfachte schematische Darstellung der Versorgungseinheit. Dem ECOS-Prinzip entsprechend müssen drei Luftströme bereitgestellt werden, welche der zu entfeuchtenden Außenluft, der Gebäudeabluft und der Desorptionsluft in Form der erhitzten Außenluft zuzuordnen sind. Wie in Abschnitt 2.3 eingeführt, wird die den sorptiv beschichteten Wärmeübertrager bei der Adsorption durchströmende Luft Sorptionsluft (S) genannt, bei der Desorption hingegen Desorptionsluft (Des). Die zu befeuchtende Gebäudeabluft wird als Kühlluft (V) bezeichnet.

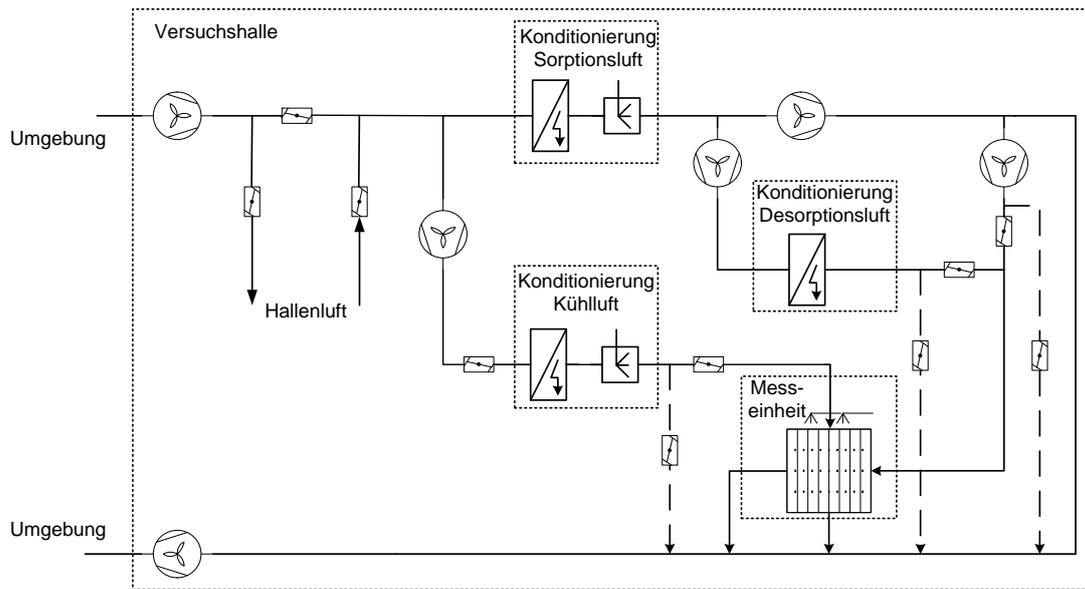


Abbildung 3.14.: Schema der Versorgungseinheit des Teststandes

Wichtigster Bestandteil der Versorgungseinheit sind die zwei Hauptstränge zur Konditionierung der Sorptionsluft und der Kühlluft. Durch die alternativen Möglichkeiten der Ansaugung von Luft aus der Umgebung oder aus der Halle kann den beiden Hauptsträngen entweder frische Außenluft oder rezirkulierte Hallenluft zugeführt werden. Als dritte Möglichkeit kann auch frische Außenluft in die Halle gesaugt und aus der Halle den beiden Hauptsträngen zugeführt werden, um so das Hallenvolumen als Puffer zu verwenden. Eingesetzt wird dies insbesondere zur Erzeugung von hohen Luftfeuchten im Winter durch die Zuschaltung eines Hallendampfbefeuchters. Die zweite Möglichkeit der reinen Rezirkulation wird selten eingesetzt, da diese zu einer kontinuierlichen Zunahme von Temperatur und Feuchte führt.

Die Luftkonditionierung in den beiden Hauptsträngen erfolgt durch jeweils ein Heizregister zur Einstellung der Lufttemperatur und einen Dampfbefeuchter zur Einstellung der Luftfeuchte. Die Entfeuchtung und Kühlung der Luftstränge wurde nicht vorgesehen, was in den Sommermonaten eine Einschränkung der einstellbaren Temperaturen und Feuchten zur Folge hat. Aufgrund der höheren erforderlichen Genauigkeit bei der

Konditionierung der Sorptionsluft wurde hier ein Dampfbefeuchter mit einer höheren Regelgenauigkeit (Walter Meier, Defensor MK Process, Regelgenauigkeit 2 %) eingebaut, während bei der Konditionierung der Kühlluft der bereits in der SGK-Anlage vorhandene Luftbefeuchter (Walter Meier, Defensor MK5 Visual, Regelgenauigkeit 5 %) verwendet wird. Der dritte bereitzustellende Luftstrang ist die Desorptionsluft. Dazu wird der zur Desorption benötigte Massenstrom von dem Hauptstrang der Sorptionsluft mittels eines Ventilators abgezweigt. Durch ein elektrisches Heizregister kann dieser dann auf die für den Versuch gewünschte Desorptionslufttemperatur erhitzt werden. Die Feuchte der Luft ändert sich dabei nicht. Die Bereitstellung der Desorptionsluft erfolgt kontinuierlich, um den verzögernden Effekt der thermischen Masse der Kanalstücke der Versorgungseinheit möglichst zu minimieren. Während der Zyklusphasen Adsorption und Zwischenkühlung wird die nicht benötigte Desorptionsluft über einen Bypass dem Abluftstrang der Versorgungseinheit zugeführt. Ebenso verläuft die Konditionierung der Luftströme in den beiden Hauptsträngen kontinuierlich. Bei Nichtverwenden können die Luftströme über einen Bypass dem Abluftstrang der Versorgungseinheit zugeführt werden (gestrichelt dargestellt). In allen drei Luftsträngen wird die erforderliche Luftmenge über separate Sekundär-Ventilatoren aus den zwei Hauptsträngen (Sorptionsluft, Kühlluft) und dem Desorptionsluftstrang abgezweigt und der Messeinheit zugeführt.

Messeinheit

Abbildung 3.15 stellt die Messeinheit schematisch dar.

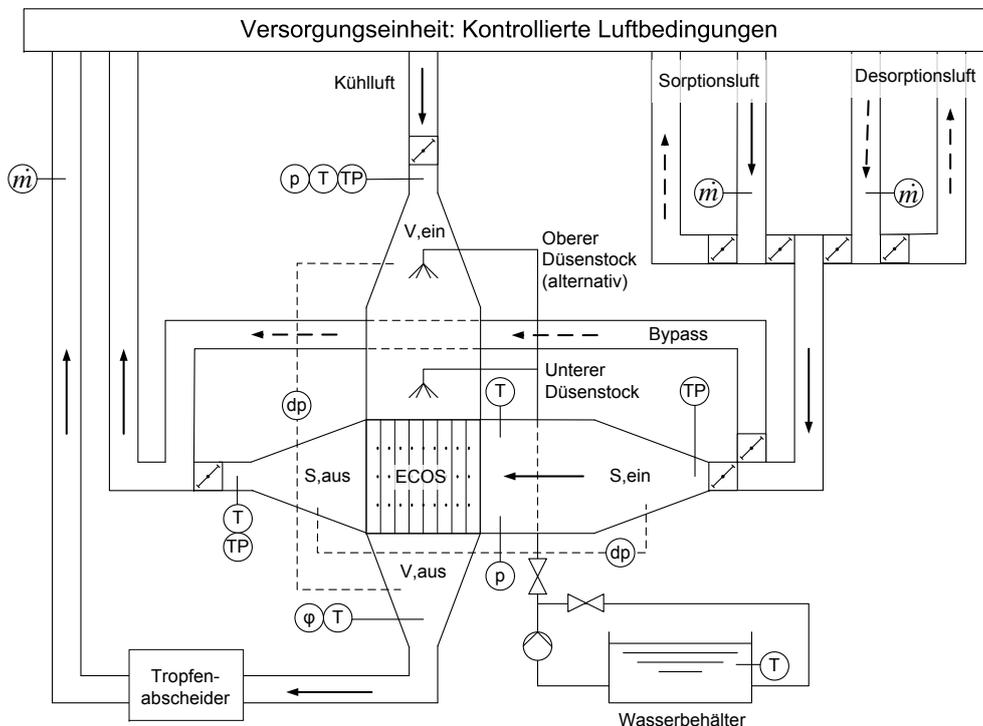


Abbildung 3.15.: Schema der Messeinheit mit Lokalisierung der Messstellen

Der Wärmeübertrager wird auf der Sorptionsseite in den Bildern von rechts nach links dargestellt durchströmt. Das erste Stück der mehrteiligen Anströmstrecke dient als Übergang von dem runden Rohrdurchmesser auf die rechteckige Anströmfläche des Wärmeübertragers. Darauf folgt ein Rechteckkanal, der direkt am Flansch des Wärmeübertragers befestigt ist. Zwischen diesen beiden Elementen befindet sich ein grobes Gitternetz, welches einen zusätzlichen Strömungswiderstand darstellt, um eine gleichmäßige Anströmung des Wärmeübertragers zu gewährleisten. Das Gitternetz hat eine Maschenweite von 5 mm und Stege mit einer Breite von 3 mm. Dies führt zu einer Verringerung des freien Strömungsquerschnittes um 60%.

Der Kühlluftstrom durchströmt den Wärmeübertrager von oben nach unten. Dies soll eine gleichmäßige Befeuchtung des Wärmeübertragers ermöglichen. Der Düsenstock zur Befeuchtung des Kühlluftstroms wurde in die Anströmstrecke der Kühlseite eingebaut. Zwei alternative Einbaupositionen für den Düsenstock wurden umgesetzt. Zum einen wurde er in den direkt über dem Wärmeübertrager befindlichen Rechteckkanal eingebaut, zum anderen deutlich weiter oben im Übergangstück angebracht. Auf ein Gitternetz wurde in der kühlseitigen Anströmstrecke verzichtet, um Tropfenbildung am Gitter und somit eine ungleichmäßige Befeuchtung zu vermeiden.

In den Abströmstrecken überführt ein Übergangsstück wieder vom Rechteck-Querschnitt auf den Kreisquerschnitt. Kühlluftseitig wird überschüssiges Wasser unterhalb des Wärmeübertragers durch einen Syphon abgefangen und abgelassen (nicht dargestellt). Eine Wasserrückführung ist nicht umgesetzt. Die befeuchtete Kühlluft wird anschließend durch einen Tropfenabscheider geführt, um eine Anreicherung von Wasser in der Versorgungseinheit zu vermeiden.

Befeuchtungseinheit

Die Befeuchtungseinheit ist in Abbildung 3.16 schematisch dargestellt. Ein Vorratsbehälter ist mit einem Wasserreservoir gefüllt. Der Füllstand wird über ein Schwimmerventil geregelt, welches den Nachfluss von teilenthärtetem Wasser kontrolliert. Über eine Pumpe (UWP 6,0/2.0 des Herstellers GPM) wird das Wasser aus dem Wasserbehälter in den Primärkreislauf gepumpt. Aus diesem zweigt ein Sekundärstrang ab und führt dem Düsenstock Wasser zu. Die Einsprühung von Wasser erfolgt durch Öffnen des Magnetventils 1. Der notwendige Düsenvordruck (zwischen 3.0 und 5.5 bar) wird durch manuelle Einstellung des Bypassventils geregelt. Der Düsenvordruck kann an Manometer 2 abgelesen werden. Nach Schließen des Magnetventils 1 tropft zunächst weiter Wasser aus den Düsen, da das Wasser zwischen Magnetventil 1 und Düsenstock noch unter einem höheren Druck als Umgebungsdruck steht. Um dieses Nachtropfen zu verhindern, wird Magnetventil 2 geöffnet und wieder geschlossen, so dass es zum Druckausgleich mit dem Wasserreservoir kommt.

Für die in dieser Arbeit analysierten Versuche wurden zwei Düsentypen eingesetzt. Die fein zerstäubenden Düsen der Firma BETE sind in der Lage, geringere Wassermenge zu zerstäuben und somit kleinere Massenströme zu gewährleisten. Nach einigen Versuchen der verdunstungsgekühlten Adsorption an Prototyp II zeigte sich hier jedoch, dass

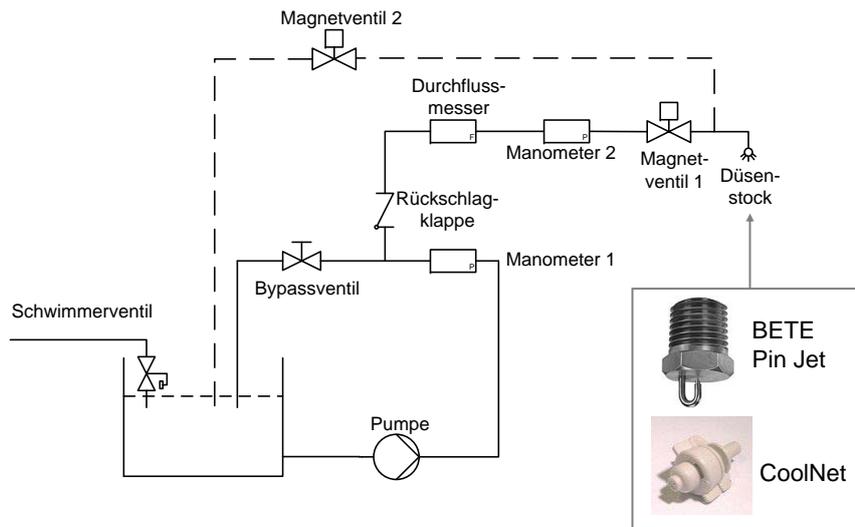


Abbildung 3.16.: Schematische Darstellung der Befeuchtungseinheit; nach [Paczkowski, 2009]

sich diese leicht zusetzen, so dass die Einsprühung von Wasser nicht reproduzierbar gewährleistet werden konnte. Daher wurde für alle weiteren Versuche eine aus Kunststoff gefertigte Gewächshausdüse des Herstellers CoolNet eingesetzt. Aufgrund des breiteren Einströmquerschnitts wurden in Prototyp II zwei Düsen eingesetzt, in Prototyp I eine Düse. Weitere Details sind in Tabelle 3.6 zusammengefasst.

Tabelle 3.6.: Übersicht der eingesetzten Düsentypen

Bezeichnung	Einsatz	Anzahl	Ort	Durchfluss [l/h]	Sprüh- charakteristik
BETE Pin Jet	Prototyp I	4	unterer Düsenstock	max. 7.4	Nebeldüse, Vollkegel $d_{Tropfen} < 50 \mu m$
CoolNet	Prototyp I	1	oberer Düsenstock	6.5-8.5	Nebeldüse, Vollkegel $d_{Tropfen} \approx 85 \mu m$
CoolNet	Prototyp II	2	oberer Düsenstock	13.0-17.0	s.o.

3.2.2. Sensorik und Kalibrierung

Abbildung 3.15 zeigt ebenfalls die Positionierung der Sensoren in der Messeinheit. Es werden die folgenden Größen gemessen:

- Lufttemperatur
- Luftfeuchte
- Absolutdruck
- Differenzdruck
- Massenstrom

Die Datenerfassung erfolgt über zwei Multiplexer des Typs HP34970A mit einem Messintervall von fünf Sekunden. Zur Messdatenerfassung wird das am Fraunhofer ISE entwickelte, Linux-basierte Programm Remus verwendet. Die Einstellung der Sollwerte und Regelung des Versorgungssystems erfolgt über das für Remus entwickelte, ebenfalls Linux-basierte Programm Sequencer. Für die skript-basierte Datenauswertung wird das frei erhältliche Programm R angewendet.

Temperaturmessung

Zur Messung der Lufttemperatur am Eintritt und Austritt der Sorptionsseite des Wärmeübertragers wurde eine Sonderbauform angefertigt (Hersteller Heinz Messtechnik). Drei Pt100-Dünnschichtsensoren (Klasse A) sind in einem perforierten Metallrohr so positioniert, dass die Sensoren durch Öffnungen im Mantelrohr direkt von der Luft angeströmt werden. Dies ermöglicht, die hohe Dynamik der Dünnschichtsensoren zu nutzen, durch das Mantelrohr aber eine hohe Stabilität und genaue Positionierung der Sensoren im Luftkanal zu gewährleisten. Die zur Messung eingesetzten Sensoren wurden in Zweileiter-Technik ausgeführt und vor Ort mit der gesamten Messstrecke kalibriert. Die Lufttemperatur wird an durch die drei Öffnungen definierten Positionen im Luftkanal gemessen und zur Auswertung gemittelt. Der in Abbildung 3.17 dargestellte Sensor hat eine Gesamtlänge von 19.0 cm. Die Bohrungen zur Anströmung der Dünnschichtsensoren befinden sich in Abständen von 3.0 cm, 5.5 cm und 8.0 cm von der Spitze des Mantelrohrs.

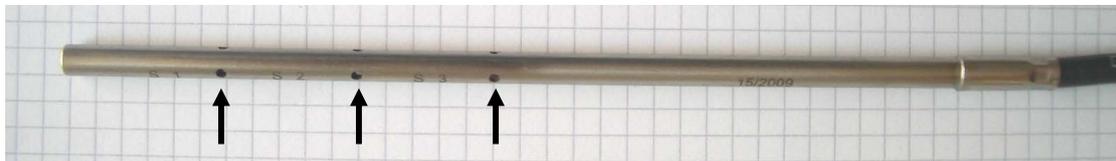


Abbildung 3.17.: Temperaturmessung durch drei Dünnschichtsensoren im Mantelrohr

Zur Messung der Lufttemperatur auf der Kühlseite werden zwei über die aktive Sensorenlänge mittelwertbildende Pt100-Sensoren im geschlossenen Mantelrohr (Hersteller Heinz Messtechnik, ebenfalls auf Sonderanfrage) eingesetzt. Die aktive Länge des Pt100-Sensors

(Klasse A) ist 15.0 cm bei einer Gesamtlänge des Fühlers von 16.5 cm und einem Durchmesser von 4.0 mm. Als weiterer Sensortyp wurden Pt1000-Dünnschichtsensoren zur Messung der internen Temperaturen im ersten Prototyp eingesetzt. Diese wurden bereits in Abschnitt 3.1.1 genauer beschrieben. Zusätzlich wurden in Prototyp II auf der Sorptionsseite sieben und auf der Kühlseite fünf redundante Sensoren zur Messung der Austrittstemperatur direkt in den Ausströmquerschnitten eingesetzt.

Zur Abschätzung der Unsicherheit der Temperaturmessung müssen verschiedene Fehlerursachen berücksichtigt werden. Die Unsicherheit der Temperaturmessung des einzelnen Sensors wird bestimmt durch die Summe aus der Unsicherheit des Multiplexers, der Kalibrierung und des Referenzsensors. Die maximale Unsicherheit der für die Bilanzierung eingesetzten Temperatursensoren beträgt unter Berücksichtigung dieser Unsicherheitsbeiträge ± 0.1 K.

Ist die Unsicherheit des Sensors bekannt, sind weiter auf den Einbau des Sensors sowie auf die Sensordynamik zurückzuführende Unsicherheiten zu bestimmen. Bei den mittelwertbildenden Sensoren war zunächst zu beachten, dass der Kontakt des Sensormantels mit der Klemmringverschraubung isoliert werden musste, um Wärmeleitung zwischen Sensor und Kanalwand zu vermeiden. Für die drei Pt100-Dünnschichtsensoren im Mantelrohr war dies aufgrund der punktuellen Messorte nicht erforderlich.

Eine Untersuchung der Temperaturverteilung in der isolierten *Einströmstrecke* der Sorptionsseite zeigte bei prozesstypischen Bedingungen in der Adsorption eine hinreichend homogene Temperaturverteilung mit relativen Abweichungen der gemessenen Temperaturwerte von maximal 0.1 K. Eine stärkere Temperaturschichtung tritt jedoch in der *Ausströmstrecke* der Sorptionsseite auf. Eine optimale Einbauposition in der isolierten Luftstrecke wurde durch Auswertung der Messungen der Pt100-Dünnschichtsensoren an Schaft, Mitte und Spitze des Mantelrohrs ermittelt. Bei Umgebungstemperatur (23°C) liegt die maximale Abweichung der Sensoren bei 0.02 K. Dies demonstriert die sehr hohe Genauigkeit der relativen Kalibrierung der Sensoren. Bei Erhöhung der Temperatur im Luftkanal auf 60°C wurde eine maximale relative Abweichung der drei Temperatursensoren von 0.5 K zueinander gemessen. Die Temperatur nimmt von der Mitte des Rohrs zur Wandung ab, d.h. die Temperaturunterschiede sind trotz Isolierung des Luftkanals auf Wärmeleitung zur Kanalwand zurückzuführen. Wird der Mittelwert der Temperaturmessungen gebildet, so beträgt die maximale Abweichung des einzelnen Sensors zum Mittelwert 0.3 K. Die Inhomogenität der Temperaturen innerhalb des Luftkanals ist höher als die Unsicherheit des einzelnen Sensors.

Zur zusätzlichen Bewertung des Mittelwerts der drei Dünnschichtsensoren in der Position $T_{S,aus}$ wird dieser mit dem Mittelwert der zur Vermessung des zweiten Prototyps sieben zusätzlich installierten Sensoren verglichen. Dies ist in Abbildung 3.18 (oben) für eine Wärmeübertragungsmessung dargestellt. Die Differenz der verschiedenen Mittelwerte schwankt für die relevanten quasi-stationären Bereiche um etwa ± 0.2 K. Abbildung 3.18 (unten) zeigt zusätzlich den Unterschied zwischen dem Mittelwert der sieben Einpunktsensoren und dem Mittelwert der drei Dünnschichtsensoren am Austritt für eine Adsorptionsmessung mit Luftkühlung (keine Verdunstung). Im Bereich des niedrigeren

Temperaturniveaus der Adsorption liegt eine Differenz der Mittelwerte von bis zu 0.2 K vor. In der Desorption wird ein Großteil des Unterschiedes auch durch den stark transienten Verlauf der Temperatur geprägt, mit einer maximalen Temperaturdifferenz von 0.6 K. Diese ist auf die unterschiedlichen Zeitkonstanten der Sensortypen zurückzuführen. Gegen Ende der Desorption nähert sich die Temperatur einem konstanten Wert, hier stellt sich wie bei dem niedrigeren Temperaturniveau eine Temperaturdifferenz von maximal 0.2 K ein.

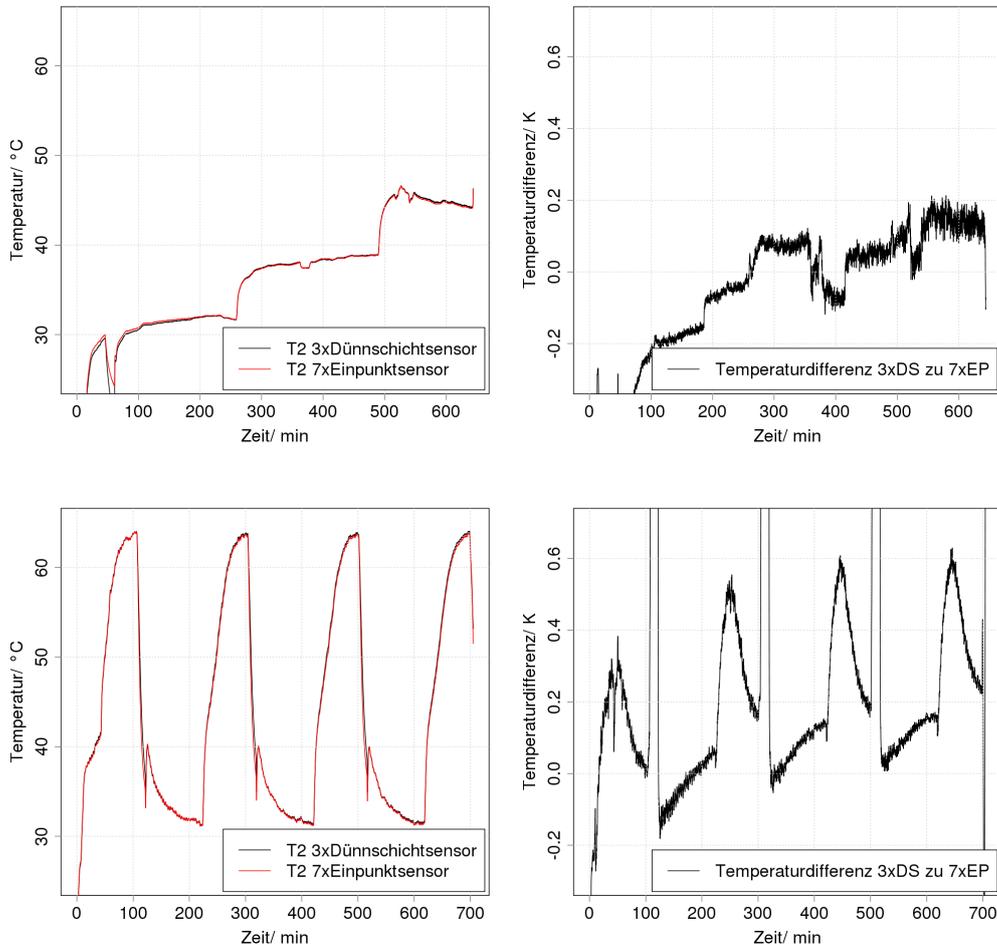


Abbildung 3.18.: Vergleich der Mittelwerte der sieben Temperatursensoren im Austrittsquerschnitt der Sorptionsseite und des Mittelwertes der drei Dünnschichtsensoren in der weiter hinten gelegenen Kanalverengung für eine Wärmeübertragungsmessung (oben) und eine Adsorptionsmessung (unten)

Dies zeigt, dass die Unsicherheit der Positionierung und der Zeitkonstanten der Sensoren im Vergleich zur Unsicherheit des einzelnen Sensors dominieren. Der Mittelwert der drei Dünnschichtsensoren wird für die Auswertungen verwendet, da dieser für beide

Wärmeübertrager ausgewertet werden kann. Für die Fehlerrechnung wird die Messunsicherheit mit ± 0.3 K angesetzt, was der Summe der Unsicherheiten des einzelnen Sensors und der Positionierung entspricht. Die Unsicherheit liegt in den stark dynamischen Prozessabschnitten mit bis zu 0.6 K bei Anströmung der Sensoren höher.

Messung des Absolutdrucks

Der Absolutdruck wird im kühlseitigen sowie im sorptionsseitigen Massenstrom vor dem Wärmeübertrager gemessen. Es werden zwei Absolutdrucktransmitter des Herstellers Endress und Hauser (Cerabar S PMC 71) eingesetzt. Die Messspanne zwischen 900 und 1050 mbar wird über das Messsignal zwischen 4 und 20 mA aufgelöst. Die Genauigkeit des Multiplexers wird für den relevanten Bereich bis 100 mA mit 0.05 % des Messwertes und zusätzlich 0.005 % des Messbereichs angegeben. Für die Absolutdruckmessung bedeutet dies eine Unsicherheit von maximal ± 0.15 mbar. Für den Absolutdruckaufnehmer wird hingegen eine Genauigkeit von 0.075 % der Messspanne genannt, was einer absoluten Unsicherheit von ± 0.1125 mbar entspricht. Um diese zu gewährleisten ist jedoch eine Korrektur für die Einbaulage des Messinstrumentes nötig. Ein Vergleich mit einem zweiten Absolutdrucktransmitter konnte nur mit einem Messgerät geringerer Genauigkeit (± 1 mbar) vorgenommen werden. Deswegen wird diese Genauigkeit für die Absolutdruckmessung angesetzt.

Messung des Differenzdrucks

Die Messung des Differenzdrucks ist für die Durchflussmessung und zur Messung des Druckverlustes erforderlich. Drei Differenzdrucktransmitter des Typs Fuji Electric (FKCV11V-4AAC-YYAA) werden zur Messung des Differenzdrucks in der Durchflussmessung eingesetzt. Der mit der Normblende eingesetzte Differenzdrucktransmitter misst in einem Messbereich zwischen 0 und 10 mbar. Die mit den Strömungsgittern eingesetzten Differenzdrucktransmitter messen in einem Messbereich zwischen 0 und 250 Pa. In beiden Fällen wird das Messsignal radiziert ($\sqrt{\Delta p}$) als Strom zwischen 4 und 20 mA ausgegeben. Die Genauigkeit wird vom Hersteller mit 0.1 % des Gesamtbereichs des Transmitters angegeben. Für den Messbereich von 10 mbar (1000 Pa) liegt die Genauigkeit des Transmitters bei 1 Pa. Zusätzlich sind die Unsicherheiten des Multiplexers für die Differenzdruckmessung an der Blende mit 2 Pa und an den Strömungsgittern mit 0.5 Pa zu berücksichtigen, so dass sich Gesamtunsicherheiten von 3 Pa und 1.5 Pa ergeben. Bei Einbau wurde ein Nullpunktgleich vorgenommen.

Zur Messung des Druckverlustes der Wärmeübertrager wurden zwei Differenzdrucktransmitter von Airflow PTSXR eingesetzt. Diese sind auf einen Messbereich bis 250 Pa eingestellt. Das Ausgangssignal wird linear als Strom zwischen 4 und 20 mA ausgegeben. Die vom Hersteller angegebene Unsicherheit beträgt 0.5 % des Endwertes des Messbereichs und beträgt absolut 1.5 Pa unter Berücksichtigung der Unsicherheit des Multiplexers (0.25 Pa).

Feuchtemessung

Die Luftfeuchte an Eintritt und Austritt der Sorptionsseite wird durch zwei baugleiche Taupunktsonden des Herstellers IL Metronic (MTR 2.1/ SA) erfasst. Die Taupunktsonden können in der gewählten Hochtemperaturlösung (Option X) bei Medientemperaturen bis zu 100 °C eingesetzt werden. Durch ein zweistufiges Peltier-Element (Option K) kann eine Temperaturabsenkung relativ zur Sondentemperatur von bis zu 50 K erreicht werden. Die Abkühlung des Sondenkopfes durch das Peltier-Element führt zu einer Bildung von Kondensat, welches zu einer Kapazitätsänderung in einem Streufeldkondensator führt. Diese signalisiert das Erreichen des Taupunktes, welcher über eine Temperaturmessung im Sondenkopf erfasst wird (Stromausgang 4-20 mA, Versorgungsspannung DC 10-35 V). Die gemessene Taupunkttemperatur wird unter Berücksichtigung des zusätzlich gemessenen Absolutdrucks in den Wasserdampfgehalt der Luft umgerechnet. Die Taupunktmessung ist laut Angaben des Herstellers mit einer Unsicherheit von 0.5 K behaftet. Die Taupunktsonden werden direkt im Luftkanal eingesetzt.

Die Luftfeuchte am Eintritt zur Kühlseite des Wärmeübertragers wird durch einen Taupunktspiegel von General Eastern gemessen. Die Oberfläche des Spiegels wird durch ein zweistufiges Peltier-Element bis zur Bildung von Kondensat auf der Spiegeloberfläche abgekühlt. Die Bildung des Kondensats wird optisch erfasst. Die an der Oberfläche des Spiegels gemessene Temperatur entspricht der Taupunkttemperatur, welche wiederum unter Kenntnis des Absolutdrucks in den Wasserdampfgehalt der Luft umgerechnet werden kann. Der Taupunktspiegel misst mit einer Unsicherheit von ± 0.2 K und somit genauer als die Taupunktsonden. Aufgrund der langsameren Dynamik wird er am Eintritt zur Kühlseite eingesetzt. Die Installation des Taupunktspiegels ist nicht direkt im Kanal möglich. Daher wird Probenluft durch eine Membranpumpe aus vier symmetrisch im Luftkanal angebrachten Entnahmestellen abgesaugt und durch den Taupunktspiegel gefördert.

Am Austritt der befeuchteten Luft auf der Kühlseite des Wärmeübertragers wird die Luftfeuchte über einen relativen Feuchtesensor der Firma Edge-Tech (HT 115 N) erfasst. In der gewählten Hochtemperaturlösung kann der Sensor bei Medientemperaturen bis zu 115 °C eingesetzt werden. Der Messbereich umfasst relative Feuchten zwischen 5 % und 95 % mit einer Unsicherheit von ± 1 %. Werden zusätzlich die Temperatur und der Absolutdruck erfasst, so kann die relative Feuchte in den Wasserdampfgehalt der Luft umgerechnet werden.

Zur Überprüfung der Feuchtemessung der für die Bilanzierung der ad- und desorbierten Wassermassen verwendeten Taupunktsonden wurden diese nebeneinander in den Luftstrom am Eintritt des Wärmeübertragers positioniert. Gleichzeitig wurde die Probenluft für den Taupunktspiegel an ebendieser Position entnommen. Es wurden Temperaturrampen (zwischen 25 °C und 55 °C) sowie Feuchterampen (zwischen 20 g/kg und 10 g/kg) gefahren. Hierbei zeigte sich, dass der Taupunktspiegel nur sinnvoll bei Medientemperaturen bis zu 40 °C und Feuchten bis zu 15 g/kg einsetzbar ist. Bei höheren Temperaturen kann die erforderliche Abkühlung des Probenmediums über das Probenahmesystem nicht mehr gewährleistet werden, bei höheren Feuchten tritt häufig eine partielle Kondensation

von Feuchtigkeit im Probenahmesystem auf. Im Bereich niedrigerer Medientemperaturen und Luftfeuchten wurden Taupunkte gemessen, die um maximal 0.2 K und somit im Rahmen der vom Hersteller angegebenen Messgenauigkeit von dem durch die Taupunktsonde $TP_{S,aus}$ gemessenen Wert abwich. Die maximale Abweichung beider Taupunktsonden zueinander betrug 0.5 K und liegt somit in der vom Hersteller angegebenen Unsicherheit. Da diese Abweichung zeitlich nicht konstant war, kann diese nicht korrigiert werden. Somit wird als Messfehler der einzelnen Taupunktsonden eine Unsicherheit von ± 0.3 K in der Fehlerrechnung angesetzt.

Durchflussmessung

Der Massenstrom der Sorptionsluft wird wegen der erforderlichen hohen Genauigkeit mit einer Normblende gemessen [DIN EN ISO 5167-1:2003; DIN EN ISO 5167-2:2003]. Die Blende wurde zur Kalibrierung der ungenaueren Staugitter verwendet, welche zur Messung des Desorptionsmassenstroms sowie des Kühlluftmassenstroms eingesetzt werden.

Normblenden sind Drosselgeräte, die eine definierte Querschnittsverengung eines Strömungskanals hervorrufen. Dies führt zu unterschiedlichen statischen Drücken an Blendeneinlauf (Plus-Entnahme) und Blendenauslauf (Minus-Entnahme). Der gemessene Wirkdruck Δp ist die Differenz dieser statischen Drücke. Der Massendurchfluss \dot{m} kann unter Berücksichtigung der Geometrie der Blende, sowie der Dichte des Fluids, hier der Luftdichte, anhand von Gleichung 3.10 ermittelt werden.

$$\dot{m} = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \epsilon \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_{fL}} \quad (3.10)$$

Geometrieparameter, die in der Blendenauslegung durch den Hersteller angegeben werden, sind der Durchflusskoeffizient C , das Durchmesser Verhältnis β , der Durchmesser der Drosselöffnung d und die Expansionszahl ϵ . Die Dichte der feuchten Luft ρ_{fL} wird in dem hier beschriebenen Aufbau durch die Messung der Lufttemperatur sowie der Luftfeuchte stromabwärts ermittelt. Um Wärmeverluste zu vermeiden wurden die Ein- und Auslaufstrecken isoliert. Der Wirkdruck wird mit einem Differenzdrucktransmitter mit radizierendem Ausgangssignal gemessen.

Die Auslegung der Blende erfolgte für einen Normvolumenstrom von $500 \text{ m}^3/\text{h}$ bei einem Wirkdruck von 10 mbar (dies entspricht einem Massendurchfluß von etwa $642 \text{ kg}/\text{h}$ bei Normbedingungen). Die höchste Genauigkeit der Blende liegt zwischen $330 \text{ m}^3/\text{h}$ ($2/3$ des Normvolumenstroms) und $500 \text{ m}^3/\text{h}$. Die Bestimmung der Genauigkeit der Durchflussmessung durch die Blende ist in den Normen DIN EN ISO 5167-1:2003 und in DIN EN ISO 5167-2:2003 festgelegt. Diese wird anteilig zum Durchfluß angegeben. Neben den in der Norm angegebenen Fehlerbeiträgen sind die Unsicherheit der Druckmessung sowie der Dichtebestimmung zu berücksichtigen. Die Unsicherheit der Blende kann über die Norm zu $\pm 1.3\%$ ermittelt werden. Unter Berücksichtigung weiterer 0.5% Zusatzunsicherheit aufgrund der Krümmer, die vor der Blendenmessstrecke angebracht sind, wird die Gesamtunsicherheit der Blendenmessung zu 1.8% bestimmt.

Zur Messung des Desorptionsluftstroms sowie des Kühlluftstroms werden Staugitter des Herstellers Halton eingesetzt. Im runden Strömungsquerschnitt sind zwei Rohrpaare senkrecht zur Luftströmung angebracht, die auf der Vorder- und der Rückseite mit Bohrungen versehen sind. Die vorderen Bohrungen sind dem Gesamtdruck, die hinteren dem statischen Druck ausgesetzt. Durch Verteilung der Bohrungen über die Rohrlänge wird der mittlere Druck über den angeströmten Querschnitt gemessen. Gemessen wird der Differenzdruck Δp , welcher dem dynamischen Druck p_{dyn} entspricht, und proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit w ist. Der dynamische Druck ist die Differenz des Gesamtdrucks p_{tot} und des statischen Drucks p_{stat} und wird durch einen radizierenden Differenzdrucktransmitter erfasst.

$$p_{dyn} = \rho \cdot \frac{w^2}{2} = p_{tot} - p_{stat} \quad (3.11)$$

$$w = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (3.12)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit ist proportional zu dem Durchfluss \dot{m} , der unter Berücksichtigung der Fluidichte ρ als Massenstrom angegeben werden kann.

$$\dot{m} = A \cdot \rho \cdot w = \rho \cdot \dot{V} \quad (3.13)$$

Die durch den Hersteller angegebene Berechnungsvorschrift zur Ermittlung des Volumenstroms mittels Strömungsgitter beinhaltet nicht die Luftdichte. Im Vergleich mit der Blende ist diese zu ungenau, um für die Berechnung des Durchflusses angewandt zu werden. Daher wurde eine Kalibrierung der Strömungsgitter durch eine Reihenschaltung mit der Normblende vorgenommen. Über eine Anpassung der Parameter a und b in Gleichung 3.14 kann die Genauigkeit der Durchflussmessung an den Strömungsgittern erhöht werden. ρ_{fL} ist die Dichte der feuchten Luft.

$$\dot{m}_{fL} = a \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_{fL}} + b \quad (3.14)$$

Aus dieser kann dann unter Kenntnis des Wasserdampfgehaltes der Luft der Massenstrom der trockenen Luft errechnet werden.

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{m}_{fL}}{1 + x} \quad (3.15)$$

Anhand der Kalibrierung wurden die Gleichungen 3.16 für den Desorptionsluftstrom $\dot{m}_{fL,Des}$ und 3.17 für den Kühlluftstrom $\dot{m}_{fL,V}$ ermittelt.

$$\dot{m}_{fL,Des} = 37.9271 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_{fL}} + 11.4878 \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_{fL,V} = 38.1903 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_{fL}} - 2.22938 \quad (3.17)$$

Die Kalibrierung wurde für einen Volumenstrombereich von 100-550 m³/h vorgenommen. Insbesondere aufgrund des in den Gleichungen auftretenden Offsets kann die Messung nicht über diesen Bereich hinaus extrapoliert werden. Die Kalibrierung erfolgte bei

zwei unterschiedlichen Temperaturen (24 °C und 38 °C). In einer Kontrollmessung konnte zwischen der Blendenmessung und der Messung mittels Strömungsgitter unter Anwendung der Gleichungen 3.16 und 3.17 eine maximale Abweichung von $\pm 2\%$ nachgewiesen werden.

Aufgrund der Anordnung der Kanalstrecken im Teststand war es nicht möglich, die Kalibrierung bei höheren Temperaturen durchzuführen. Daher wird bei der Messung des Desorptionsluftstroms eine zusätzliche Unsicherheit von $\pm 2\%$ veranschlagt. Insofern wird die Unsicherheit der Durchflussmessung auf der Kühlseite mit $\pm 4\%$ und auf der Desorptionsseite mit $\pm 6\%$ des gemessenen Durchflusses in der Fehlerrechnung berücksichtigt. Tabelle 3.7 fasst die in der Fehlerrechnung angesetzten Messunsicherheiten zusammen (vgl. Anhang A.4).

Tabelle 3.7.: Zusammenfassung der Unsicherheiten der eingesetzten Messtechnik

Messgröße	Position	Messbereich	Unsicherheit \pm
Temperatur	1,2,3,4	7-85 °C	0.3 K
Absolutdruck	1,3	900-1050 mbar	1 mbar
Taupunkttemperatur	1,2	-10 ... 70° C	0.3 K
Taupunkttemperatur	3	0 ... 85° C	0.2 K
Relative Feuchte	4	5-100 %	1 %
Druckdifferenz	1-2, 3-4	0-250 Pa	1.5 Pa
Differenzdruck S	1	0-10 mbar	3 Pa
Differenzdruck V,Des	1b,4	0-250 Pa	1.5 Pa
Massenstrom S	1	100-550 kg/h	1.8 %
Massenstrom V	4	100-550 kg/h	4 %
Massenstrom Des	1b	100-550 kg/h	6 %

3.3. Messungen und Vorgehen der Auswertung

Im Folgenden wird eine Übersicht über die unterschiedlichen Kategorien von Messungen gegeben und das Vorgehen der Messdatenauswertung exemplarisch demonstriert. Die detaillierte Diskussion der Messdaten erfolgt in Zusammenhang mit der Simulation in Kapitel 5, da dies eine weiter gehende physikalische Interpretation des Verhaltens der zwei sorptiv beschichteten Wärmeübertrager erlaubt.

3.3.1. Kategorien durchgeführter Messungen

Der Betrieb des durch Verdunstung gekühlten Sorptionswärmeübertragers stellt eine Kombination verschiedener physikalischer Vorgänge dar. So überlagern sich die Wärmeübertragung ohne Phasenwechsel, die Verdunstung von Wasser sowie die Adsorption als Mechanismen der Wärme- und Stoffübertragung. Um diese Mechanismen weitgehend separieren zu können, wurden unterschiedliche Kategorien von Messungen durchgeführt. Eine Zielsetzung der isolierten Betrachtung der Mechanismen ist die getrennte Identifikation von Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten mithilfe der Simulation. Abbildung 3.19 fasst die verschiedenen Messkategorien zusammen. Die gestrichelt umrandeten Messungen wurden nur an einem Wärmeübertrager durchgeführt.

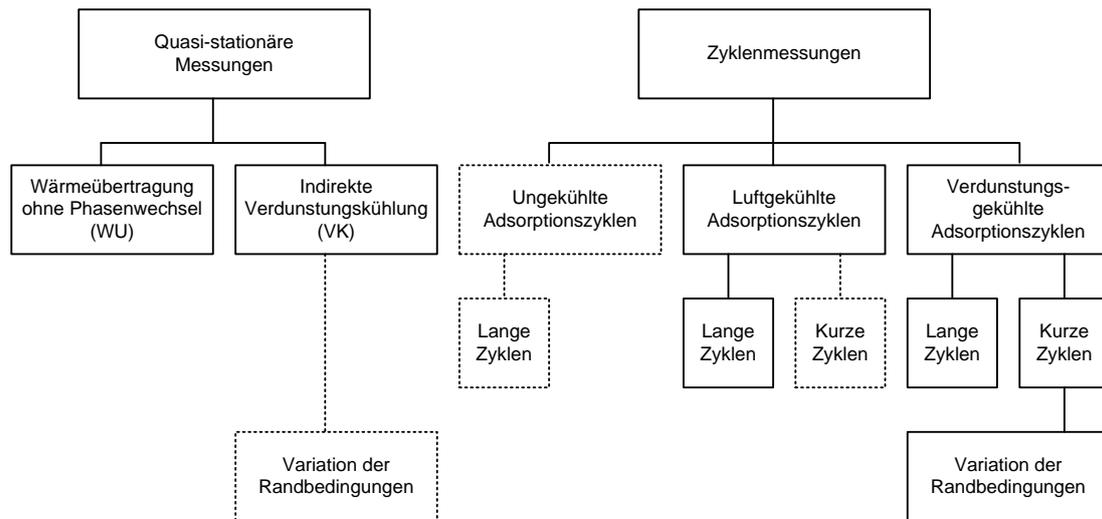


Abbildung 3.19.: Kategorien durchgeführter Messungen

Zur Messung des quasi-stationären Verhaltens der Wärmeübertragung und der indirekten Verdunstungskühlung wird der sorptiv beschichtete Wärmeübertrager mit Luft konstanter Temperatur, Feuchte und Massenstroms beidseitig durchströmt, bis sich das Sorptionsmaterial im Gleichgewicht befindet und messtechnisch keine Ad- oder Desorption nachgewiesen werden kann. Bei den Versuchen der indirekten Verdunstungskühlung ist zusätzlich die Befeuchtungseinheit auf der Kühlseite aktiv. Die Messung der Wärmeübertragung ermöglicht die Bestimmung der Betriebscharakteristik des Wärmeübertragers.

Durch die Messung der indirekten Verdunstungskühlung können zusätzlich Rückschlüsse über die Güte der Verdunstungskühlung und mittelbar über den effektiven Stoffübergangskoeffizienten gezogen werden.

Der Vergleich der Zyklusmessungen mit Luftkühlung und mit Verdunstungskühlung wird zum Nachweis des Effektes der Kühlung der Sorptionsschicht auf die Steigerung der Leistung des Sorptionswärmeübertragers herangezogen. Durch eine Verringerung der Zykluszeit wird dann eine Zykluszeit identifiziert, die zu einer maximalen Entfeuchtung führt. An Messungen kurzer Zyklen wird schließlich der Einfluss verschiedener Randbedingungen auf das Verhalten des sorptiv beschichteten, verdunstungsgekühlten Wärmeübertragers untersucht. Als Randbedingungen werden die Temperatur und der Wasserdampfgehalt der Sorptionsluft und der Kühlluft, die Desorptionstemperatur sowie die Massenströme variiert.

3.3.2. Auswertung quasi-stationärer Messungen: Wärmeübertragung ohne Phasenwechsel

Ziel der Wärmeübertragungsmessungen ist die Ermittlung der mittleren Übertragungsleistung, die Bestimmung der Betriebscharakteristik und die Überprüfung der Energiebilanz.

Für die Bilanzierung werden die Temperaturen der Luft an Eintritt und Austritt des Wärmeübertragers herangezogen. Für beide Prototypen I und II werden auf der Sorptionsseite die Temperaturen der drei Pt100-Dünnschichtsensoren im Mantelrohr gemittelt. Auf der Kühlseite wird der Messwert des mittelwertbildenden Temperatursensors verwendet. Für den zweiten Prototyp wird zusätzlich der Mittelwert der in den Austrittsquerschnitten installierten Temperatursensoren ausgewertet.

Zur Auswahl der quasi-stationären Zeitabschnitte wird zunächst für jeden Zeitschritt j die Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt der Sorptionsseite $\Delta T_{S,j}$ und der Kühlseite $\Delta T_{V,j}$ berechnet. Dann wird aus diesen Zeitreihen der Unterschied der Temperaturdifferenzen zweier Messpunkte mit einem zeitlichen Abstand von einer Minute errechnet (z.B. $\Delta T_{S,1min} = \Delta T_{S,j} - \Delta T_{S,j+12}$). Bei einer Messfrequenz von 5 Sekunden entsprechen 12 Messwerte einem Zeitraum von einer Minute. Die Zeitreihen von $\Delta T_{S,1min}$ und $\Delta T_{V,1min}$ werden dann graphisch dargestellt und manuell wird ein Zeitabschnitt von mindestens 10 Minuten (120 Messpunkte) ausgewählt, in dem $\Delta T_{S,1min}$ und $\Delta T_{V,1min}$ kleiner als 0.04 K sind. Als zusätzliches Kriterium wird für den ausgewählten Zeitabschnitt überprüft, dass die Einzelwerte der Eintritts- und Austrittstemperaturen maximal im Rahmen der Messgenauigkeit von 0.3 K von dem Mittelwert der Einzelwerte im gewählten Zeitabschnitt abweichen. Ist dies gegeben, so wird der Zeitabschnitt als quasi-stationär akzeptiert und ausgewertet.

Die mittleren Ein- und Austrittstemperaturen des ausgewählten Messzeitraums werden über das arithmetische Mittel der Mischtemperaturen für die n geloggtten Messwerte errechnet.

$$\bar{T} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{j=1}^n T_j \quad (3.18)$$

Für die Wärmeübertragung wird die Übertragungsleistung ohne Phasenwechsel, also nur sensibler Wärme \dot{Q}_{sens} über die Änderung der Lufttemperaturen berechnet. Dies ermöglicht, leichte Abweichungen der Wasserdampfgehalte, die auch bei quasi-stationärem Zustand zwischen Ein- und Austritt der Sorptionsseite auftreten können, in der Auswertung zu vernachlässigen. Diese Abweichungen können durch das Oszillieren der Eintrittsfeuchte aufgrund der internen Regelung der Dampfbefeuchter auftreten, auf leichte Ad- und Desorptionsvorgänge oder einen Offset der Taupunktsensoren zurückzuführen sein.

Zunächst wird der in einem Messintervall j umgesetzte Wärmestrom $\dot{Q}_{sens,j}$ berechnet. Dies erfolgt für die Sorptionsseite (S) sowie die Kühlseite (V) analog anhand von Gleichung 3.19.

$$\dot{Q}_{sens,j} = \dot{m}_{L,j} \cdot (c_{p,L} + x_{ein,j} \cdot c_{p,D}) \cdot (T_{aus,j} - T_{ein,j}) \quad (3.19)$$

Durch Multiplikation mit der Dauer des Messintervalls Δt wird die innerhalb eines Messintervalls umgesetzte Wärmemenge $Q_{sens,j}$ berechnet.

$$Q_{sens,j} = \dot{Q}_{sens,j} \cdot \Delta t \quad (3.20)$$

Zur Ermittlung der im ausgewählten Auswertzeitraum den Luftströmen entzogenen oder zugeführten Wärmemenge Q_{sens} wird die Integration der Wärmemengen der einzelnen Messintervalle $Q_{sens,j}$ durch Summation angenähert.

$$Q_{sens} = \int_{t_0}^{t_n} \dot{Q}_{sens,j} dt \approx \sum_{j=1}^n Q_{sens,j} \quad (3.21)$$

Anhand der Division dieser Wärmemenge Q_{sens} durch die Dauer des Auswertzeitraums $n \cdot \Delta t$ wird die Übertragungsleistung \dot{Q}_{sens} berechnet.

$$\dot{Q}_{sens} = \frac{Q_{sens}}{n \cdot \Delta t} \quad (3.22)$$

Zur Bestimmung der Betriebscharakteristik des Wärmeübertragers werden die in Abschnitt 2.1.1 diskutierten Kennzahlen dimensionslose Temperaturänderung P_S und P_V unter Verwendung des Diagramms für reinen Kreuzstrom [VDI, 2002, Diagramm 30, Ca26] die NTU ermittelt. Unter Kenntnis der NTU kann der kA -Wert und somit der Wärmedurchgangskoeffizient berechnet werden.

$$NTU_i = \frac{k \cdot A}{\dot{C}_i} \quad (3.23)$$

Wärmeübertragungsmessungen der Prototypen im Vergleich

Wärmeübertragungsmessungen wurden für beide Prototypen für drei Betriebspunkte unterschiedlicher treibender Temperaturdifferenz beim Auslegungsmassenstrom von $\dot{m}_V = \dot{m}_S = 450 \text{ kg/h}$ durchgeführt. Tabelle 3.8 stellt die gemessenen Größen zusammen. Da hohe Temperaturen am Teststand nur über den Desorptionsluftstrang realisiert werden können, wurde die Wärmeübertragung zwischen dem Desorptionsluftstrom und dem Kühlluftstrom gemessen.

Die auf beiden Seiten von Prototyp I gemessenen Übertragungsleistungen $\dot{Q}_{sens,V}$ und $\dot{Q}_{sens,S}$ sind in Abbildung 3.20 für die drei Arbeitspunkte dargestellt. Die Übertragungsleistung nimmt mit zunehmender treibender Temperaturdifferenz zu. Die Dauer der ausgewerteten quasi-stationären Zeitabschnitte variiert zwischen 10 Minuten (125 Messpunkte) und 25 Minuten (300 Messpunkte). Die Bilanzabweichungen liegen absolut zwischen 65 W und 135 W, relativ zwischen 7 % und 4 % der Übertragungsleistung und innerhalb des abgeschätzten Fehlers.

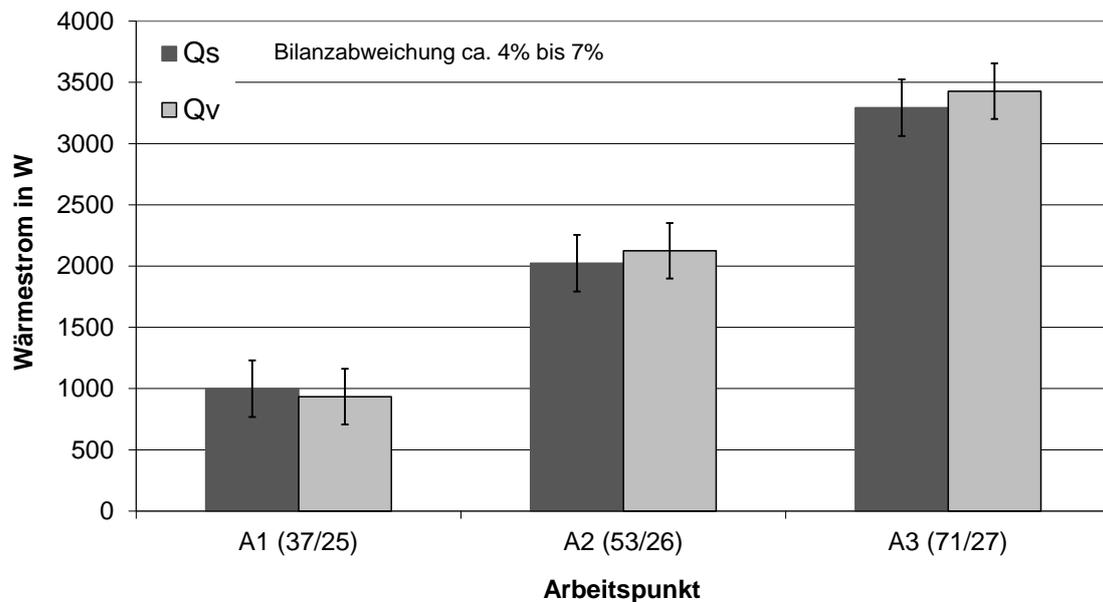


Abbildung 3.20.: Messungen der Übertragungsleistung an Prototyp I

Für Prototyp II wurden verschiedene Messungen mit unterschiedlicher Konfiguration der Messtechnik durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Abbildung 3.21 dargestellt. Die ausgewerteten quasi-stationären Zeitabschnitte sind mit einer zeitlichen Dauer zwischen 25 Minuten (300 Messpunkte) und 50 Minuten (600 Messpunkte) länger als in Prototyp I. Die Messreihen B, C und D unterscheiden sich durch die im Folgenden beschriebene Konfiguration der Messtechnik.

- **Messreihe B:** Die Messung der Temperaturen der Sorptions- und der Kühlseite erfolgt durch die in Prototyp I eingesetzten Sensoren. Auf der Kühlseite sind dies die zwei mittelwertbildenden Sensoren, auf der Sorptionsseite der Mittelwert der drei Dünnschichtsensoren im Mantelrohr. Die anhand dieser Sensoren ausgewerteten Übertragungsleistungen sind in Abbildung 3.21 durch \dot{Q}_V und \dot{Q}_S gekennzeichnet. In den Anströmstrecken waren Leitbleche installiert, die eine gleichmäßige Aufteilung der Strömung bewirken sollten. Zwar liegen die Abweichungen der Energiebilanz im Rahmen des Fehlers, aber eine Verbesserung der Temperaturmessung durch eine Verteilung und Mittelung mehrerer zusätzlicher Sensoren im Austrittsquerschnitt erschien möglich. Für die anschließende Messreihe C wurden daher weitere Sensoren installiert.
- **Messreihe C:** Auf der Sorptionsseite wurden sieben und auf der Kühlseite fünf baugleiche Pt100-Sensoren über den Austrittsquerschnitt verteilt. Auf der Sorptionsseite ergeben sich nur geringe Abweichungen des Mittelwertes dieser zusätzlichen Sensoren zu der ursprünglichen Temperaturmessung (s. Abschnitt 3.2.2). Daher ist in Abbildung 3.21 nur die Übertragungsleistung \dot{Q}_S dargestellt. Die durch Verwendung der zusätzlichen Sensoren ermittelte Übertragungsleistung auf der Kühlseite ist in der Abbildung durch $\dot{Q}_{V,mittelwert}$ gekennzeichnet. An den Arbeitspunkten C1 und C3 wurde eine Verbesserung der Energiebilanz erzielt. Eine genauere Betrachtung der fünf einzelnen Temperaturmessungen am Austritt der Kühlseite zeigte eine ungleichmäßige Verteilung der Temperaturen, so dass vermutet wurde, dass dies auf eine ungleichmäßige Anströmung zurückzuführen ist.
- **Messreihe D:** Die Leitbleche wurden entfernt, da eine Verzerrung der Einströmung durch diese vermutet wurde. Die Ergebnisse der Messreihe D ohne Leitbleche zeigen eine weiter verbesserte Energiebilanz für die Betriebspunkte D1 und D2 bei Auswertung der Übertragungsleistung der Kühlseite $\dot{Q}_{V,mittelwert}$. Die Abweichungen der Energiebilanz liegen hier absolut bei 20 W und 69 W und relativ bei 2.5 % und

Tabelle 3.8.: Daten der Versuche zur Wärmeübertragung ohne Phasenwechsel

Versuch	$T_{S, \text{ein}}$ [°C] ± 0.3 K	$T_{S, \text{aus}}$ [°C] ± 0.3 K	$\dot{m}_{L, \text{Des}}$ [kg/h] ± 6 %	x_S [g/kg] ≈ ± 0.3 g/kg	$T_{V, \text{ein}}$ [°C] ± 0.3 K	$T_{V, \text{aus}}$ [°C] ± 0.3 K	$\dot{m}_{L, V}$ [kg/h] ± 4 %
A1	37.6	29.8	451	11.0	25.0	32.4	442
A2	52.7	36.6	441	11.1	26.0	43.3	433
A3	70.9	44.1	431	11.3	27.2	56.0	418
B1	38.0	31.3	448	5.6	26.2	31.3	447
C1	38.1	31.3	452	5.9	26.3	32.1	446
D1	38.2	32.1	452	6.0	26.8	32.8	446
C2	53.0	38.2	449	5.3	25.8	37.8	450
D2	52.8	38.8	447	4.1	27.0	40.6	446
B3	71.2	46.2	451	5.5	25.4	47.7	450
C3	71.1	45.6	449	5.7	26.1	49.1	449
D3	71.1	46.0	447	9.4	26.4	48.5	447

4.5 % der Übertragungsleistung der Sorptionsseite \dot{Q}_S . Für den Arbeitspunkt C3 ist die Abweichung mit 380 W bei Verwendung von $\dot{Q}_{V,mittelwert}$ und 270 W für \dot{Q}_V deutlich größer. Dies entspricht einer Bilanzabweichung von 12 % respektive 9%. Die Fehlerbereiche der zwei Luftströme überschneiden sich noch.

Alle drei Messreihen demonstrieren, dass die Übertragungsleistungen \dot{Q}_S im Rahmen des Messfehlers reproduzierbar sind. Weiter wird deutlich, dass die Messung der Austrittstemperatur der Kühlseite größerer Unsicherheit unterliegt als diejenige der Sorptionsseite.

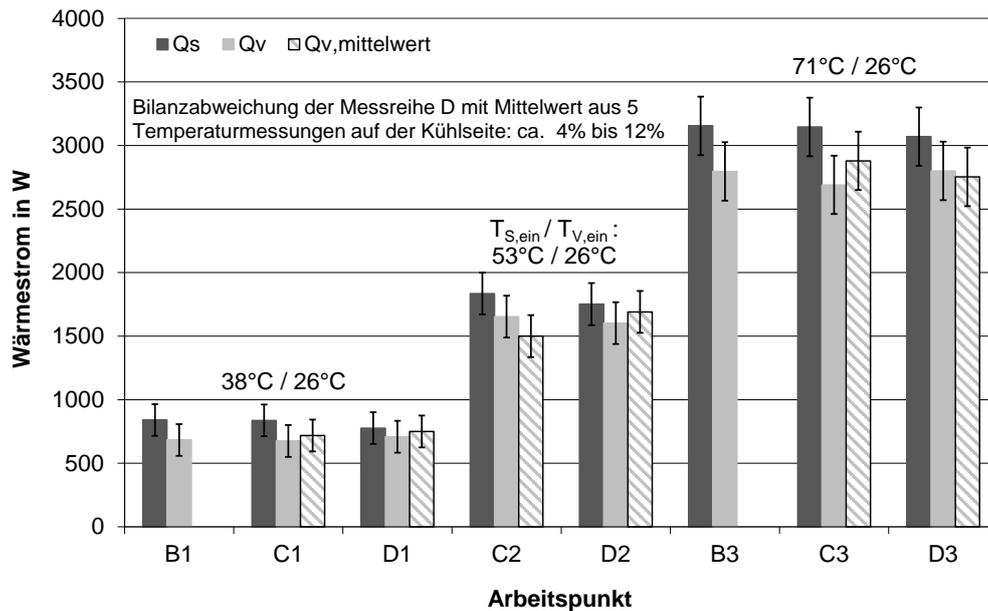


Abbildung 3.21.: Messungen der Übertragungsleistung an Prototyp II

Um die Qualität der zwei Prototypen in ihrer Funktion als Wärmeübertrager vergleichen zu können, wird die Betriebscharakteristik für die einzelnen Arbeitspunkte ermittelt und in Tabelle 3.9 zusammengefasst. Aufgrund der besseren Reproduzierbarkeit für die unterschiedlichen Messreihen werden hierzu die Werte der Sorptionsseite herangezogen. Abbildung 3.22 stellt die dimensionslosen Temperaturänderungen P_S für beide Prototypen dar.

Die Werte der dimensionslosen Temperaturänderung P_S liegen für den Prototyp I trotz kleinerer Wärmeübertragungsfläche für alle Messungen etwas höher als für Prototyp II. Da keine Abhängigkeit der dimensionslosen Temperaturänderung von der treibenden Temperaturdifferenz erkennbar ist, werden die Werte aller Messungen jedes Prototyps gemittelt. Die gemessene mittlere dimensionslose Temperaturänderung des Prototyps II liegt mit 0.56 nahe an der vom Hersteller für einen vergleichbaren Wärmeübertrager angegebenen Rückwärmezahl von 0.57 (vgl. Anhang A.3). Nach Bestimmung der NTU_S wurden gemittelte Wärmedurchgangszahlen von etwa $16 \text{ W/m}^2\text{K}$ für Prototyp I und von

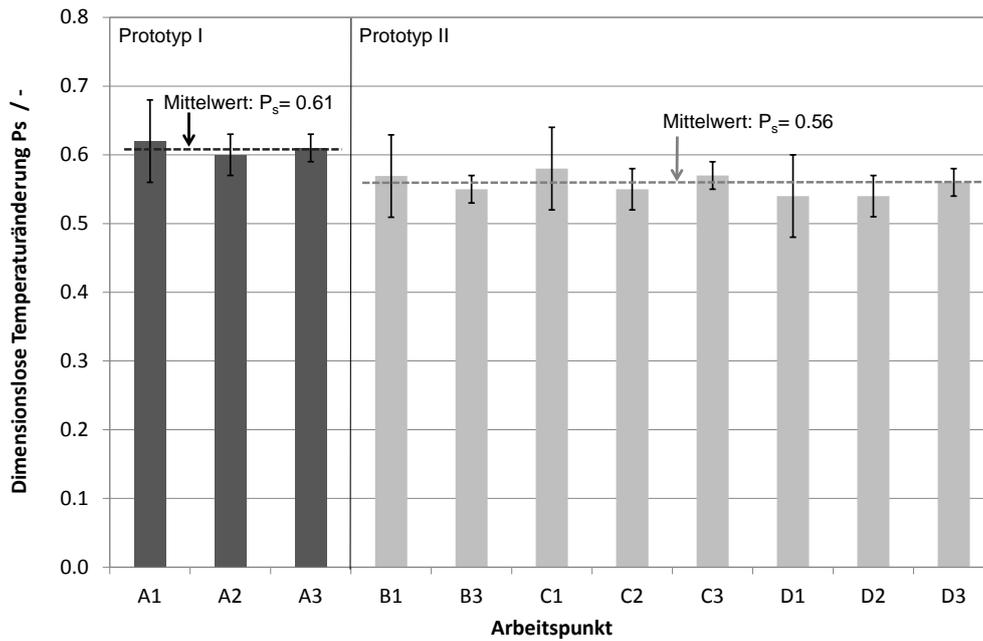


Abbildung 3.22.: Dimensionslose Temperaturänderung P_s für Prototyp I und II

etwa $12 \text{ W/m}^2\text{K}$ für Prototyp II ermittelt. Dies liegt am unteren Rand des in VDI [2002, Abschnitt Cc3] angegebenen Bereichs für Wärmedurchgangszahlen von 10 bis $30 \text{ W/m}^2\text{K}$ für Taschen-Wärmeübertrager bei beidseitiger Durchströmung mit Gas bei Umgebungsdruck.

Für die bessere Übertragungsfähigkeit des Prototyps I sind vermutlich die konstruktiven Unterschiede verantwortlich. Diese liegen in der unterschiedlichen Realisierung der Abstandhalter, welche in Prototyp I zu kleineren Kanaldurchmessern und höheren Strömungsgeschwindigkeiten führen, in einem geringeren Kanalabstand sowie einer im Mittel niedrigeren Dicke der Sorptionsschicht im Vergleich zu Prototyp II. Während sich die Unterschiede der Kanalgeometrie auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α auswirken, wirkt sich eine Veränderung der Schichtdicke auf den Wärmeübergangswiderstand aufgrund veränderter Wärmeleitung $\frac{\lambda}{s}$ aus.

Der dominierende Effekt kann anhand der aus der Theorie zu erwartenden Wärmedurchgangszahl k abgeschätzt werden. Dies ist der Kehrwert der Summen der thermischen Einzelwiderstände (konvektiver Wärmeübergang, Wärmeleitung durch die Wand und das Sorptionsmaterial, Kontaktwiderstand zwischen Sorptionsmaterial und Wand).

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_V} + \frac{s_{WU}}{\lambda_{WU}} + \frac{1}{\alpha_{CT}} + \frac{s_{Ads}}{\lambda_{Ads}} + \frac{1}{\alpha_S} \quad (3.24)$$

Zur Abschätzung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für Prototyp I können in der Literatur angegebene Nusselt-Zahlen für sinusförmige Kanäle herangezogen werden. Nusselt-Zahlen für sinusförmige Kanäle sind bei Casas [2005] und Goldsworthy und White [2011] zusammengefasst. Für das Verhältnis von Wellenhöhe $2a$ zu Wellenlänge $2b$

Tabelle 3.9.: Betriebscharakteristik der zwei Prototypen bei Annahme reinen Kreuzstroms

Messung	Prototyp	P_S [-]	NTU_S [-]	$k \cdot A$ [W/K]	k [W/m ² K]
A1	PT I	0.62 ± 0.06	2.00 ± 0.5	257 ± 66	17.5 ± 4.5
A2	PT I	0.60 ± 0.03	1.80 ± 0.1	226 ± 19	15.4 ± 1.3
A3	PT I	0.61 ± 0.02	1.90 ± 0.1	233 ± 19	15.8 ± 1.3
Mittelwert		0.61 ± 0.03	1.9 ± 0.1	239 ± 19	16.2 ± 1.3
B1	PT II	0.57 ± 0.06	1.60 ± 0.4	202 ± 53	12.3 ± 3.2
C1	PT II	0.58 ± 0.06	1.60 ± 0.4	204 ± 50	12.4 ± 3.0
D1	PT II	0.54 ± 0.06	1.40 ± 0.4	178 ± 52	10.9 ± 3.2
C2	PT II	0.55 ± 0.03	1.45 ± 0.2	183 ± 22	11.2 ± 1.3
D2	PT II	0.54 ± 0.03	1.40 ± 0.2	176 ± 24	10.7 ± 1.5
B3	PT II	0.55 ± 0.02	1.45 ± 0.1	187 ± 17	11.4 ± 1.0
C3	PT II	0.57 ± 0.02	1.60 ± 0.1	203 ± 18	12.3 ± 1.1
D3	PT II	0.56 ± 0.02	1.55 ± 0.1	197 ± 18	12.0 ± 1.1
Mittelwert		0.56 ± 0.03	1.5 ± 0.2	191 ± 22	11.6 ± 1.5

von $2a/2b=0.5$ werden Nusselt-Zahlen zwischen 2.1 und 2.135 bei der Randbedingung konstanter Wandtemperatur angeführt. Für die in Prototyp I eingesetzte Abstandswelle liegt dieses Verhältnis mit $2a/2b=2.5\text{ mm}/5.0\text{ mm}=0.45$ leicht unter diesem Wert. Zusätzlich werden Nusselt-Zahlen von 2.6 bis 2.62 für die Randbedingung konstanten Wärmestroms angegeben. Niu und Zhang [2002] geben an, dass die Nusselt-Zahl für die Randbedingung konstanten Wärmestroms etwa 30 % über der Nusselt-Zahl für konstante Wandtemperatur liegt. In der hier betrachteten Anwendung kann weder von konstanter Wandtemperatur noch von konstanter Wärmestromdichte ausgegangen werden. Jedoch grenzen Nusselt-Zahlen von 2.1 bis 2.62 den für sinusförmige Kanäle relevanten Bereich ein. Als Vergleichswert kann die Nusselt-Zahl weiter durch die Beziehungen für einen ebenen Parallelschlitz errechnet werden. Die Nusselt-Zahl für hydrodynamisch ausgebildete Laminarströmung unter der Randbedingung konstanter Wandtemperatur und Wärmeübertragung von beiden Seiten des Spalts wird durch Korrelation 3.25 errechnet [VDI, 2002, Abschnitt Gb2]. Korrelationen für die Randbedingung konstanter Wärmestromdichte sind für den Parallelschlitz nicht angegeben.

$$Nu_{m,lam} = \left[7.541^3 + (1.841 \cdot \sqrt[3]{Re \cdot Pr \cdot d_h/l}) \right]^{1/3} \quad (3.25)$$

Weiter können die thermischen Widerstände durch Wärmeleitung und der Kontaktierung zwischen Sorptionsmaterial und Metallträger abgeschätzt werden. Die Wärmeleitfähigkeiten des Sorptionsmaterials und des Aluminiums gehen mit Werten von $\lambda_{Ads} = 0.2\text{ W}/(\text{mK})$ [Kast, 1988] und $\lambda_{WU} = 235\text{ W}/(\text{mK})$ [Baehr und Stephan, 1996] in die Berechnung ein. Es werden die für Prototyp I geltenden Schichtdicken von $s_{Ads} = 0.35\text{ mm}$ und $s_{WU} = 0.1\text{ mm}$ angesetzt. Für den thermischen Übergangskoeffizienten der Kontaktierung wird angenommen, dass dieser aufgrund ähnlichen Schichtaufbaus in der an Adsorbens-Verbundproben identifizierten Größenordnung liegt. Es wird ein Wert von

$\alpha_{CT} = 250 \text{ W/m}^2\text{K}$ verwendet [Schnabel, 2009].

Tabelle 3.10 fasst die thermischen Übergangskoeffizienten der verschiedenen Übergangsmechanismen zusammen. Die in der letzten Spalte angegebenen Werte des Wärmedurchgangskoeffizienten liegen bei Anwendung der Nusselt-Zahlen für sinusförmige Kanäle zwischen $k = 12.3$ und $15.0 \text{ W/m}^2\text{K}$. Bei Anwendung der Korrelation für den Parallelspalt wird ein maximaler Wert von $k = 19.2 \text{ W/m}^2\text{K}$ ermittelt. Der gemittelte experimentelle Wert von $k = 16.2 \pm 1.3 \text{ W/m}^2\text{K}$ liegt etwas oberhalb des für sinusförmige Kanäle bei konstanter Wärmestromdichte berechneten Wertes, und deutlich unterhalb des für den Parallelspalt ermittelten Wert. Eine grobe Übereinstimmung mit dem theoretisch absteckbaren Bereich ist also gegeben.

Für Prototyp II wird berücksichtigt, dass sich die für die Strömung zugängliche Spaltbreite aufgrund der Beschichtung der Sorptionsseite mit Silikagelkugeln verringert. Wird ein maximaler Silikagelkugeldurchmesser von etwa 1.0 mm angesetzt, so verringert sich die Spaltbreite von ursprünglich 5.0 mm auf 3.0 mm . Dies führt zu einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit und somit des Wärmeübergangskoeffizienten. Bei Anwendung der Korrelation 3.25 für den ebenen Parallelspalt gelten Wärmeübergangskoeffizienten von etwa $\alpha_V = 22 \text{ W/m}^2\text{K}$ und $\alpha_S = 36 \text{ W/m}^2\text{K}$. Im Vergleich zu Prototyp I wird für den thermischen Übergangskoeffizienten α_{CT} aufgrund der punktuellen Kontaktierung der Silikagelkugeln ein auf die Gesamtfläche bezogen kleinerer Wert von $\alpha_{CT} = 150 \text{ W/m}^2\text{K}$ angesetzt. Die gemittelte homogenisierte Dicke der Sorptionsschicht wird mit 0.47 mm berücksichtigt (vgl. Abschnitt 5.1).

Der unter diesen Annahmen berechnete Wert $k = 12.2 \text{ W/m}^2\text{K}$ liegt innerhalb des Fehlers des experimentell ermittelten Übergangskoeffizienten von $k = 11.6 \pm 1.5 \text{ W/m}^2\text{K}$. Da der Wärmedurchgangskoeffizient durch eine Reihenschaltung der einzelnen Wärmeübergangswiderstände ermittelt wird, ist der kleinste Wärmeübergangskoeffizient limitierend. Der Größenordnungsvergleich zeigt, dass die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten im Luft-Luft-Wärmeübertrager dominierend sind. Bei einer Variation der Dicke der Sorptionsschicht zwischen 1 mm und 0.1 mm werden Wärmedurchgangskoeffizienten von 11.8 bis $12.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ berechnet. Das bessere Wärmeübertragungsverhalten des Prototyps I ist daher auf die Kanalgeometrie und nicht auf eine höhere Wärmeleitfähigkeit durch niedrigere Dicke des Sorptionsmaterials zurückzuführen.

Tabelle 3.10.: Abschätzung thermischer Übergangskoeffizienten für die zwei Prototypen

Prototyp	$2b$	Nu	α_V	α_S	$\frac{\lambda_{Ads}}{s_{Ads}}$	$\frac{\lambda_{WU}}{s_{WU}}$	α_{CT}	k
	[mm]	[-]	$[\frac{W}{m^2K}]$	$[\frac{W}{m^2K}]$	$[\frac{W}{m^2K}]$	$[\frac{W}{m^2K}]$	$[\frac{W}{m^2K}]$	$[\frac{W}{m^2K}]$
PT I (Nu_T)	2.5	2.1	26	26	571	$1.56 \cdot 10^6$	250	12.3
PT I (Nu_H)	2.5	2.617	29	29	571	$1.56 \cdot 10^6$	250	15.0
PT I (p.Spalt)	2.5	7.8	43	43	571	$1.56 \cdot 10^6$	250	19.2
PT II	$2b_V = 5.0$	7.9	22	s.u.	426	$0.2 \cdot 10^6$	150	12.2
(par. Spalt)	$2b_S = 3.0$	7.8	s.o.	36				

3.3.3. Auswertung quasi-stationärer Messungen: indirekte Verdunstungskühlung

Um die Messungen der Verdunstungskühlung vollständig bilanzieren zu können, werden im Folgenden die Massen- und Energiebilanzen aufgestellt. Dies ist in Abbildung 3.23 dargestellt. Die Systemgrenze für die Bilanzierung umschließt den gesamten Wärmeübertrager.

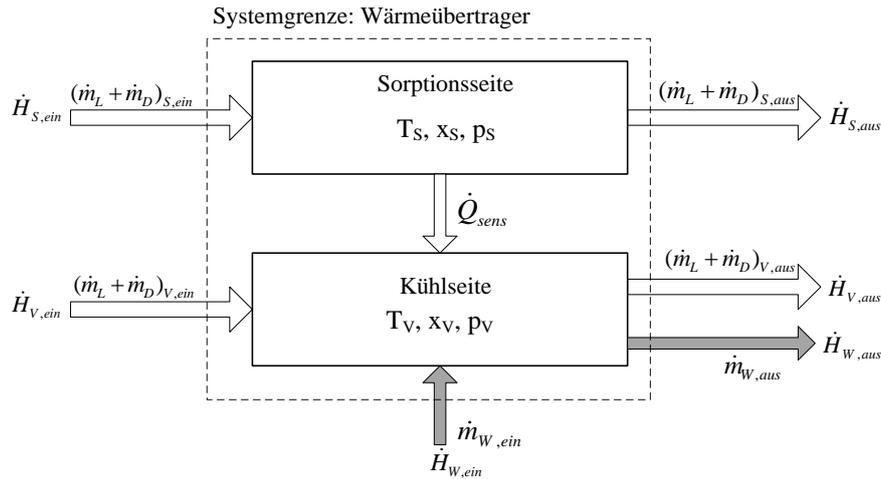


Abbildung 3.23.: Bilanzierung der indirekten Verdunstungskühlung

Der Nutzen der indirekten Verdunstungskühlung besteht in der Temperaturabsenkung der Luftstroms der Sorptionsseite. Da im quasi-stationären Betriebszustand die Speicherterme und aufgrund des geringen Temperaturunterschieds zur Umgebung ebenfalls die Wärmeverluste vernachlässigt werden dürfen, wird die Kühlleistung \dot{Q}_{sens} direkt aus der Bilanzierung der Sorptionsluftseite ermittelt. Wie bei der Berechnung der Kühlleistung der reinen Wärmeübertragung ohne Phasenwechsel wird davon ausgegangen, dass auf der Sorptionsseite kein Wasser ad- oder desorbiert wird. Um leichte gemessene Schwankungen in der Bilanzierung nicht zu berücksichtigen, werden die Wasserdampfgehalte $x_{S, ein}$ und $x_{S, aus}$ gleichgesetzt.

$$\dot{H}_{S, ein} - \dot{H}_{S, aus} - \dot{Q}_{sens} = 0 \quad (3.26)$$

$$\dot{Q}_{S, sens} = \dot{Q}_{sens} = \dot{m}_{L, S} \cdot [h_{fL}(x_{S, ein}, T_{S, ein}) - h_{fL}(x_{S, ein}, T_{S, aus})] \quad (3.27)$$

Der Wärmestrom \dot{Q}_{sens} muss auf die Verdunstungsseite übertragen werden. Wieder unter der Annahme der Zulässigkeit der Vernachlässigung der Speicherterme und von Wärmeverlusten an die Umgebung kann der Wärmestrom \dot{Q}_{sens} daher auch aus der Bilanzierung der Verdunstungsseite ermittelt werden. Der Vergleich der auf der Sorptions- und Kühlseite berechneten Wärmeströme ermöglicht dann die Überprüfung der Energiebilanz der Messung. Eine vollständige Bilanzierung der Verdunstungsseite muss dabei die Energieströme der feuchten Luft sowie des Wassers beinhalten.

Wasserseitig wird die Temperatur $T_{W, \text{ein}}$ im Wasserbehälter gemessen. Die Größenordnung des Massenstroms des eingesprühten Wassers $\dot{m}_{W, \text{ein}}$ ist aus der Düsenkennlinie ermittelbar und wurde für die relevanten Anwendungsfälle in Tabelle 3.6 aufgelistet. Der Massenstrom des in den Kühlluftstrom verdunstenden Wassers $\Delta\dot{m}_W$ wird aus Feuchtemessungen am Eintritt und Austritt der Kühlseite unter Kenntnis des gemessenen Trockenluftmassenstroms berechnet. Per Definition ist bei auftretender Verdunstung $\Delta\dot{m}_W > 0$.

$$\Delta\dot{m}_W = \dot{m}_{L, V} \cdot (x_{V, \text{aus}} - x_{V, \text{ein}}) \quad (3.28)$$

Der wieder in flüssiger Form mit der Kühlluft aus dem Wärmeübertrager ausgetragene Wassermassenstrom $\dot{m}_{W, \text{aus}}$ wird aus der Differenz des eingesprühten und des verdunstenden Wassermassenstroms berechnet (Annahme: stationärer Wasserfilm).

$$\dot{m}_{W, \text{aus}} = \dot{m}_{W, \text{ein}} - \Delta\dot{m}_W \quad (3.29)$$

Die Energiebilanz der Kühlseite bei Auftreten von Verdunstung lautet dann:

$$\dot{H}_{V, \text{ein}} + \dot{H}_{W, \text{ein}} + \dot{Q}_{\text{sens}} - \dot{H}_{V, \text{aus}} - \dot{H}_{W, \text{aus}} = 0 \quad (3.30)$$

Diese setzt sich zusammen aus Termen, welche die Enthalpieänderung der Kühlluft umfassen, und Termen, welche die Änderung der Enthalpie des Wassers umfassen. Die relative Größenordnung dieser Terme wird im Folgenden an einer Messung erläutert. Die Temperatur $T_{W, \text{ein}}$ der austretenden Wassertröpfchen in der Luft konnte nicht messtechnisch erfasst werden. Für die Berechnung der Energiebilanz wird die Annahme getroffen, dass die Wassertröpfchen mit der Temperatur $T_{V, \text{aus}}$ der Kühlluft aus dem Wärmeübertrager austreten. Die Wärmeströme $\dot{Q}_{V, \text{sens}}$ und $\dot{Q}_{S, \text{sens}}$, die durch Einsetzen von Messwerten der Sorptions- und der Kühlseite errechnet werden, können dann verglichen werden, um die Bilanz zu überprüfen.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{V, \text{sens}} = \dot{Q}_{\text{sens}} = \dot{m}_{L, V} \cdot [h_{fL}(x_{V, \text{aus}}, T_{V, \text{aus}}) - h_{fL}(x_{V, \text{ein}}, T_{V, \text{ein}})] \\ - [\dot{m}_{W, \text{ein}} \cdot c_{p, W} \cdot (T_{W, \text{ein}} - T_{W, \text{aus}}) + \Delta\dot{m}_W \cdot c_{p, W} \cdot T_{W, \text{aus}}] \end{aligned} \quad (3.31)$$

Die Randbedingungen und Ergebnisse eines Versuchs der indirekten Verdunstungskühlung an Prototyp II sind beispielhaft in Tabelle 3.11 zusammengefasst. Dieser stellt den Stützversuch einer Variation von Randbedingungen der indirekten Verdunstungskühlung an Prototyp II dar. Diese wird in Abschnitt 5.2.2 in Verbindung mit der Modellvalidierung diskutiert.

Die Auswertung der Messwerte erfolgt analog zu den Berechnungen der Übertragungsleistung der quasi-stationären Wärmeübertragung über einen Mindestzeitraum von 15 Minuten. Das für die Wärmeübertragung eingeführte Stationaritätskriterium kann hier nicht eingehalten werden, da die Regelung der Dampfbefeuchter zu einer stärkeren Schwankung des Wasserdampfgehaltes der Kühlseite und der für die treibende Temperaturdifferenz ausschlaggebenden Feuchtkugeltemperatur führt. Für den in Tabelle 3.11 angegebenen Versuch beträgt die Standardabweichung der Feuchtkugeltemperatur von ihrem Mittelwert im ausgewerteten Zeitraum 0.3 K. Die Schwankung der Temperatur-

differenzen zwischen Eintritt und Austritt liegt daher auf der Kühlseite und der Sorptionsseite in derselben Größenordnung. Die Bilanzabweichung liegt für den dargestellten Versuch in der Größenordnung von 80 W und innerhalb des Messfehlers.

Tabelle 3.11.: Mess- und Bilanzwerte eines Verdunstungskühlversuchs an Prototyp II

Größe	$T_{S,ein}$ [°C]	$T_{S,aus}$ [°C]	$T_{V,ein}$ [°C]	$T_{V,aus}$ [°C]	\dot{m}_S [kg/h]	\dot{m}_V [kg/h]	$x_{S,ein}$ [g/kg]	$x_{S,aus}$ [g/kg]
Fehler \pm	0.3 K	0.3 K	0.3 K	0.3 K	1.8 %	4 %	0.3 g/kg	0.3 g/kg
PT II	35.0	24.3	28.1	23.7	452	451	8.7	8.6

Größe	$x_{V,ein}$ [g/kg]	$x_{V,aus}$ [g/kg]	ΔT_S [K]	$\dot{Q}_{S,sens}$ [W]	\dot{Q}_V [W]	ϵ_{FK} [-]
Fehler \pm	0.3 g/kg	0.4 g/kg	0.5 K	125 W	125 W	0.09
PT II	12.0	18.2	10.7	1380	1460	0.72

Die letzten zwei Terme in Gleichung 3.31 fassen die Änderung der Wasserenthalpie zusammen. Die gemessene Temperatur des eingesprühten Wassers betrug 18.4°C und aufgrund der Düsenkennlinie (vgl. Tabelle 3.6) kann ein eingesprühter Wasservolumenstrom von 15l/h in der Berechnung angesetzt werden. Wird davon ausgegangen, dass das nicht verdunstende Wasser mit der Lufttemperatur $T_{V,aus}$ wieder austritt, so erwärmt sich dieses im Wärmeübertrager. Unter Berücksichtigung dieser Angaben liegt die Summe der letzten zwei Terme in Gleichung 3.28 in der Größenordnung von -25 W. Diese fallen mit unter 2% der Kühlleistung \dot{Q}_{sens} in der Gesamtbilanz nur geringfügig ins Gewicht. Aufgrund dessen kann die Wasserenthalpie in der Energiebilanz von Verdunstungskühlprozessen, die zur Kühlung von Luft eingesetzt werden, in erster Näherung vernachlässigt werden.

3.3.4. Umsetzung der zyklischen Adsorptionsmessung

Die drei Zyklusphasen Adsorption, Desorption und Zwischenkühlung werden durch unterschiedliche Stellung der Klappen vor und hinter der Messeinheit geschaltet. Die Abbildungen 3.24 bis 3.26 geben diese Klappenstellungen schematisch wieder.

Während der Adsorption (Abbildung 3.24) sind die Klappen S1 und S2 der Sorptionsseite und V1 und V2 der Kühlseite geöffnet, so dass Luft den Wärmeübertrager beidseitig durchströmen kann. Die Klappe S3 zum Bypass ist geschlossen. Die in den Abbildungen auf der Kühlseite eingezeichneten Klappen V1 und V2 wurden erst bei Umbau zur Vermessung von Prototyp II in der Luftleitung direkt vor und hinter dem Wärmeübertrager installiert. Bei den Messungen an Prototyp I war die Klappe V1 hingegen weiter von dem Wärmeübertrager entfernt in der Versorgungseinheit eingebaut. Die Klappe V2 wurde erst zur Vermessung des Prototyps II hinzugefügt. So konnten auf der Kühlseite des Wärmeübertragers Konvektionsströmungen und Rückströmungen von Luft aus der Versorgungseinheit verhindert werden, die während der Desorption in der Vermessung von Prototyp I aufgetreten waren.

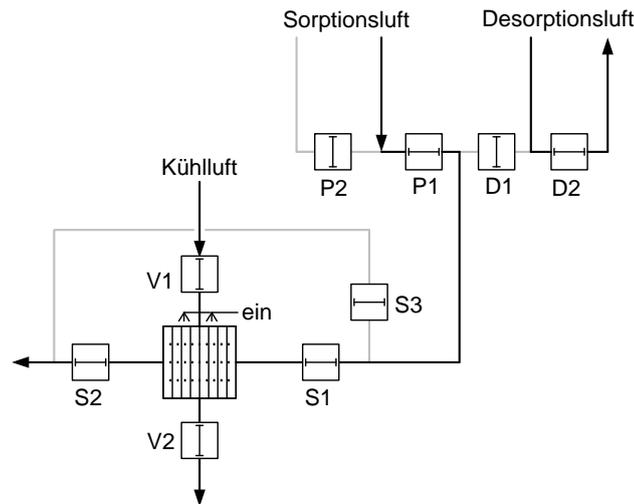


Abbildung 3.24.: Klappenstellung in der Adsorptionsphase (nach [Lukito, 2010])

Bei Umschalten auf die Desorptionsphase (Abbildung 3.25) werden die Klappen V1 (und V2 für Prototyp II) geschlossen. An der Versorgungseinheit werden die Klappen D1 und P2 geöffnet, während die Klappen P1 und D2 geschlossen werden. So strömt heiße Desorptionsluft durch die Zuflussstrecke in den Wärmeübertrager. Da die Desorptionsluft dieselbe Strecke durchströmt wie die Sorptionsluft in der Adsorptionsphase, wird nicht nur der Prototyp, sondern die gesamte Zuflussstrecke thermisch zyklert. In der Desorptionsphase führt dies dazu, dass die Lufttemperatur bei Eintritt in den Prototyp nur langsam ansteigt, und die Zufuhr der Desorptionswärme zum Prototyp verzögert erfolgt.

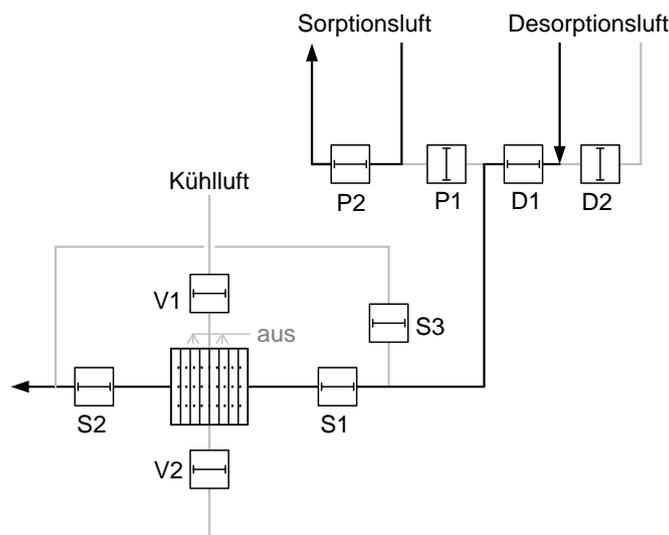


Abbildung 3.25.: Klappenstellung in der Desorptionsphase (nach [Lukito, 2010])

Das Umschalten auf die Zwischenkühlphase (Abbildung 3.26) erfolgt durch Öffnen der Klappen V1 und V2 auf der Kühlseite, so dass Kühlluft den Wärmeübertrager wieder durchströmen kann. Zeitgleich werden die Klappen S1 und S2 zur Sorptionsseite des Wärmeübertragers geschlossen und die Bypassklappe S3 geöffnet. An der Versorgungseinheit werden die Klappen P1 und D2 geöffnet und die Klappen D1 und P2 geschlossen. Somit durchströmt wieder kühlere Sorptionsluft die Zuströmstrecke zum Prototyp und den Bypass. Dies ermöglicht, die Dauer der Zwischenkühlphase für die Abkühlung der Zuströmstrecke zu nutzen, um die Lufterwärmung durch die noch heiße Zuströmstrecke zu Beginn der Adsorptionsphase zu vermindern. Der Zyklus wird durch erneutes Umschalten auf die Adsorptionsphase abgeschlossen. Dazu werden die Klappen S1 und S2 der Sorptionsseite des Wärmeübertragers geöffnet und die Bypass-Klappe S3 geschlossen.

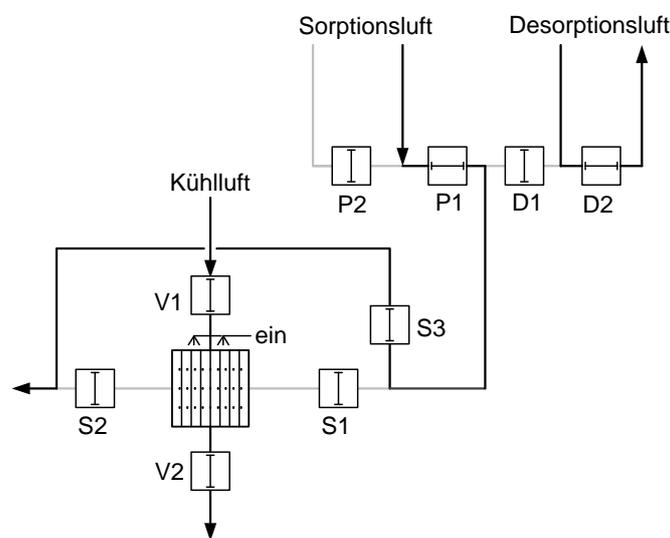


Abbildung 3.26.: Klappenstellung in der Zwischenkühlphase (nach [Lukito, 2010])

Bei rein luftgekühlten Adsorptionsprozessen ist die Befeuchtungseinheit nicht aktiv. Wird der Adsorptionsprozess durch Verdunstung gekühlt, so wird die Sprüheinrichtung während der Adsorptions- und der Zwischenkühlphase eingeschaltet. Die Besprühung erfolgt kontinuierlich bei konstantem Düsenvordruck.

3.3.5. Temperatur- und Feuchteverläufe eines exemplarischen Sorptionszyklus

Die Temperatur- und Feuchteverläufe eines langen Adsorptionszyklus in Reihenfolge der Adsorptions-, Desorptions- und Zwischenkühlphase sind in Abbildungen 3.27 und 3.28 dargestellt. Die Messung der verdunstungsgekühlten Adsorption wurde an Prototyp I unter Verwendung der CoolNet-Düsen durchgeführt. Bei dem langen Zyklus wurden die Adsorptions- und Desorptionsphase erst beendet, nachdem die Ad- und Desorption vollständig abgeschlossen sind. Als Abbruchkriterium dient eine Übereinstimmung der gemessenen Eintrittsfeuchte $x_{S, \text{ein}}$ mit der Austrittsfeuchte $x_{S, \text{aus}}$ im Rahmen des Messfehlers $\pm 0.3 \text{ g/kg}$. Für den Zyklus, der in den Abbildungen 3.27 und 3.28 dargestellt ist, wurde dieses Abbruchkriterium über einen Zeitraum von 4 Minuten in der Adsorption und 5 Minuten in der Desorption eingehalten.

Feuchteverläufe

Der gemessene Eintrittswasserdampfgehalt $x_{S, \text{ein}}$ ist in Abbildung 3.27 als graue Linie eingezeichnet. Es treten durch kleine Spitzen erkennbare Schwankungen auf, welche auf die Regelung der Dampfbefeuchter der Versorgungseinheit zurückzuführen sind, und das Eindosieren des Wasserdampfes in den Luftstrom markieren. Diese Schwankungen werden durch die Berechnung eines gleitenden Mittels aus 10 Messpunkten geglättet. Dieses gleitende Mittel ist in Abbildung 3.27 durch die schwarze durchgezogene Linie dargestellt. Der geglättete Verlauf wird für die Auswertung der Sorptionszyklen herangezogen und auch bei der Erzeugung von Eintrittsdaten in die Simulation verwendet, um numerische Stabilität zu gewährleisten. Da bei den Messungen des Prototyps I nur eine manuelle Regelung des Wasserdampfgehaltes möglich war, treten auch größere Abweichungen vom Sollwert auf, wie in Abbildung 3.27 nach dem Zeitpunkt von 20 Minuten zu erkennen ist. Diese werden durch das gleitende Mittel richtig wiedergegeben.

Für den Austrittswasserdampfgehalt $x_{S, \text{aus}}$ ist der nicht geglättete gemessene Verlauf dargestellt, in welchem die Schwankungen des Eintrittswasserdampfgehaltes gedämpft auftauchen. Die gestrichelt eingezeichneten Linien, welche den Verlauf der geglätteten Eintrittsfeuchte sowie der gemessenen Austrittsfeuchte wie ein Tunnel umschliessen, stellen den Messfehler der Feuchtemessung dar. Dieser nimmt mit zunehmendem Wasserdampfgehalt zu.

Zu Beginn der Adsorptionsphase fällt der Austrittswasserdampfgehalt schlagartig auf einen minimalen Wert. Diese Entfeuchtungsspitze kennzeichnet den Zeitpunkt der stärksten Adsorption und ist auf die zu Beginn der Adsorption größten treibenden Kräfte zurückzuführen. Mit fortschreitender Adsorption steigt der Austrittswasserdampfgehalt stetig, bis dieser den Eintrittswasserdampfgehalt erreicht hat und keine Adsorption mehr nachgewiesen werden kann. Nach etwa 45 Minuten wird auf die Desorptionsphase umgeschaltet. Zu Beginn der Desorption steigt die Temperatur der in die Sorptionsseite eintretenden Luft stark an. Dies führt zu einem schnellen Anstieg des Austrittswasserdampfgehaltes über den Eintrittswasserdampfgehalt. Durch die Desorption erhöht sich der Wasserdampfgehalt der Luft. Nach Erreichen eines Maximums fällt der Austrittswasserdampfgehalt wieder bis die Eintrittsfeuchte erreicht und der Sorptionswärmeüber-

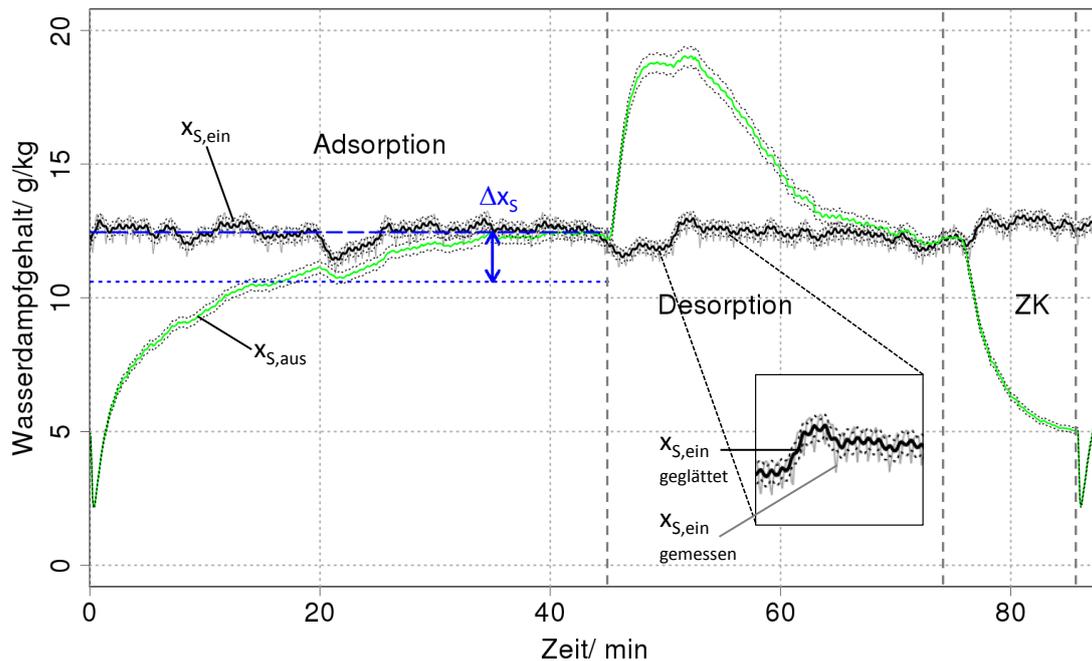


Abbildung 3.27.: Verlauf der Wasserdampfgehalte der Sorptionsseite für einen langen, verdunstungsgekühlten Sorptionszyklus an Prototyp I

trager vollständig regeneriert ist. In der nun einsetzenden Zwischenkühlphase fällt der gemessene Austrittswasserdampfgehalt wieder ab. Aufgrund der Abkühlung des Wärmeübertragers ändert sich die Aufnahmefähigkeit (Gleichgewicht) des Sorptionsmaterials, so dass Wasserdampf aus dem Luftvolumen, das zwischen den Klappen S1 und S2 eingeschlossen ist, adsorbiert wird. Da der Taupunktsensor in der Zwischenkühlphase nicht angeströmt wird, ist der gemessene Wert nicht repräsentativ für das gesamte Volumen und wird nicht ausgewertet. Gleiches gilt für die in der Zwischenkühlphase auf der Sorptionsseite gemessenen Temperaturen. Der Beginn des folgenden Zyklus (Spitze in $x_{S,aus}$ nach unten) ist in der Abbildung 3.27 mit dargestellt.

Verläufe der äußeren Temperaturen

Die Temperaturverläufe der Sorptions- und der Kühlseite sind in Abbildung 3.28 dargestellt. Alle Temperaturen sind mit einem Fehlerbereich umgeben, der durch die gestrichelten Linien gekennzeichnet ist. Die schwarze durchgezogene Linie kennzeichnet die Eintrittstemperatur $T_{S,ein}$ zur Sorptionsseite, die schwarze gestrichelte Linie die Eintrittstemperatur $T_{V,ein}$ zur Kühlseite. Die grüne durchgezogene Linie stellt die Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ der Sorptionsseite dar und liegt oberhalb der Austrittstemperatur $T_{V,aus}$ der Kühlseite.

Zu Beginn der Adsorption fällt die Eintrittstemperatur $T_{S,ein}$ stark ab, bis der erwünschte Wert für die Messung erreicht wird. Dieser nur langsame Abfall der Temperatur ist zum einen auf die Abkühlung der von der vorangehenden Desorption noch warmen

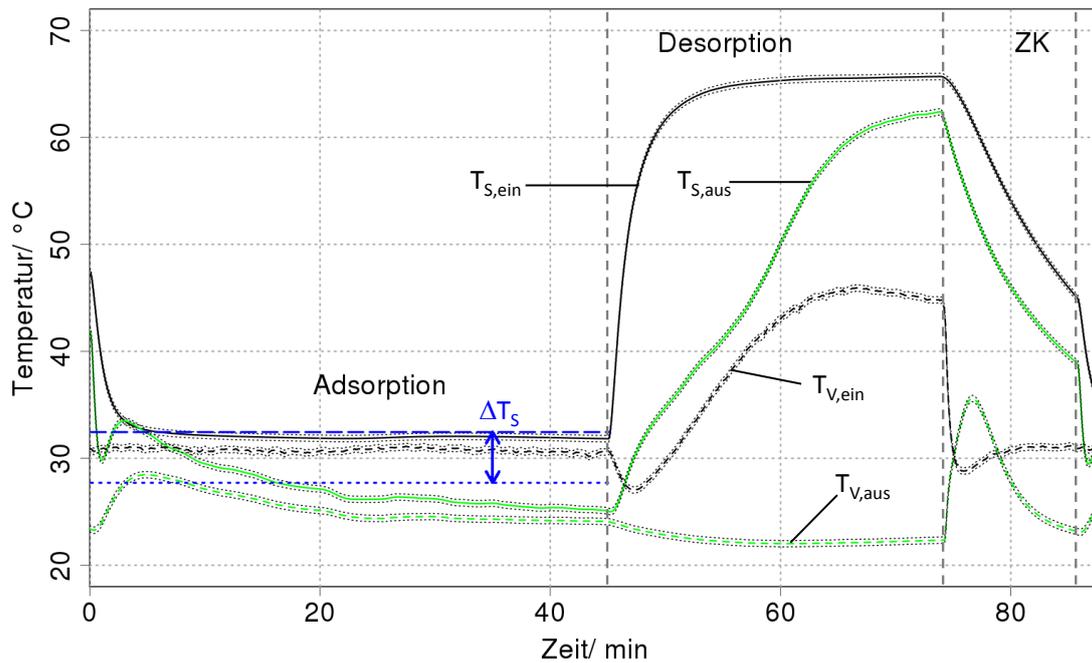


Abbildung 3.28.: Verlauf der Temperaturen der Sorptions- und Kühlseite für einen langen, verdunstungsgekühlten Sorptionszyklus an Prototyp I

Zuströmstrecke zwischen der Klappe S1 und der Temperaturmessstelle $T_{S,ein}$ zurückzuführen, zum anderen auf die Zeitkonstante des Temperatursensors. In Vorversuchen konnten die Aufheiz- und Abkühlzeiten der Zuströmstrecke der Sorptionsseite zwischen Klappe D1 und der Messstelle $T_{S,ein}$ bei einer Aufheizung von 25 °C auf 80 °C und einem Massenstrom von 450 kg/h zu etwa zehn Minuten bestimmt werden. Da eine weitgehende Abkühlung der Zuströmstrecke innerhalb von sieben Minuten erfolgt, wurde für die Zwischenkühlphase für alle Versuche eine Dauer von mindestens sieben Minuten umgesetzt. Die Eintrittstemperatur $T_{V,ein}$ ist während der gesamten Adsorptionsphase annähernd konstant, da eine Abkühlung des Temperatursensors schon in der vorangegangenen Zwischenkühlphase erfolgt ist.

Die Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ fällt zu Beginn der Adsorptionsphase ebenfalls ab. Die Freisetzung der Adsorptionswärme führt dann aber zu einer Umkehr des Temperaturverlaufes. Nach einer Temperaturspitze ($T_{S,aus} \gtrsim T_{S,ein}$) fällt die Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ stetig bis zum Ende der Adsorptionsphase. Dabei nimmt die Steigung des Temperaturverlaufes mit fortschreitender Adsorption ab. Der zeitliche Versatz zwischen Entfeuchtungsspitze und Temperaturspitze wird auf die thermische Masse des Wärmeübertragers zurückgeführt. Durch dessen Abkühlung in der vorangegangenen Zwischenkühlphase agiert er zu Beginn der Adsorptionsphase als Kältespeicher.

Die Austrittstemperatur der Kühlseite $T_{V,aus}$ steigt durch die Freisetzung der Adsorptionswärme bis zum Erreichen eines Temperaturmaximums an, um dann bis zum Ende der Adsorptionsphase wieder abzufallen. Sie liegt immer unter der Austrittstemperatur

$T_{S,aus}$ der Sorptionsseite.

Das wichtigste Ergebnis der Temperaturverläufe in der Adsorptionsphase ist die über die gesamte Zyklenphase realisierte Abkühlung der Sorptionsluft. Selbst bei maximalem Entfeuchtungsspeak zu Beginn der Adsorptionsphase wird keine Erwärmung nachgewiesen. Somit kann über die Verdunstungskühlung die gesamte Adsorptionswärme und zusätzliche Wärme abgeführt werden. Der Vergleich eines Sorptionsprozesses mit einer reinen Luftkühlung ohne Verdunstung von Wasser und mit Verdunstungskühlung wird im Detail in Abschnitt 3.3.7 diskutiert.

Während der Desorption steigt die Temperatur der Sorptionsluft am Eintritt zur Sorptionsseite $T_{S,ein}$ bis die gewünschte Desorptionstemperatur erreicht ist. Der graduelle Verlauf des Temperaturanstiegs ist wieder auf die Erwärmung der Zuströmstrecke zurückzuführen. Die Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ liegt deutlich unter der Eintrittstemperatur, da Wärme für die Desorption und die Erwärmung des Wärmeübertragers aufgebracht wird. Gegen Ende der Desorption nähert sich die Austrittstemperatur der Eintrittstemperatur an, erreicht diese jedoch nicht vollständig. Dies ist zum einen durch einen Abbruch der Desorptionsphase vor Erreichen des thermischen Gleichgewichts (konstanter Temperatur) des Wärmeübertragers zu erklären. Wie zuvor erläutert, wurde die Übereinstimmung der Wasserdampfgehalte am Eintritt und Austritt der Sorptionsseite als Abbruchkriterium der Desorption verwendet (vgl. Abbildung 3.27). Zum anderen führte ein unerwünschtes Durchströmen der Kühlseite mit rückströmender Luft aus der Versorgungseinheit, gekoppelt mit einer Verdunstung von überschüssigem Wasser zu einer niedrigeren Austrittstemperatur während der Desorption. Für spätere Versuche an Prototyp II wurden deshalb Klappen ober- und unterhalb des Wärmeübertragers eingebaut.

Da der Massenstrom rückströmender Luft nicht messtechnisch erfasst wird, können die Temperaturverläufe auf der Kühlseite nur qualitativ interpretiert werden. Mit Einsetzen der Desorptionsphase fällt die Temperatur der Kühlseite $T_{V,aus}$ leicht und die Temperatur $T_{V,ein}$ stärker ab. Beides wird auf eine Verdunstung des Wassers zurückgeführt, das sich im Wärmeübertrager und den Ausströmstrecken angesammelt hat. Die Temperatur $T_{V,ein}$ steigt mit fortschreitender Desorptionsphase an, da sich die Luft beim Rückströmen im Wärmeübertrager (von unten nach oben) erwärmt.

Bei Umschalten auf die Zwischenkühlphase wird die Kühlseite wieder in die vorgesehene Richtung durchströmt und die Sprühbefeuchtung wird wieder eingeschaltet. Die Eintrittstemperatur $T_{V,ein}$ pendelt sich während der Zwischenkühlphase wieder auf den angeregten Wert ein. Am Austritt ist zunächst ein Anstieg der Temperatur $T_{V,aus}$ zu beobachten, welcher auf das Abführen der im Wärmeübertrager gespeicherten Wärme zurückzuführen ist. Die Temperatur $T_{S,aus}$ sinkt dann wieder auf das Niveau bei reiner Verdunstungskühlung ab. Da die Temperatursensoren der Sorptionsseite nicht angeströmt werden, können diese nicht quantitativ bewertet werden. Qualitativ ist durch die Abkühlung des Wärmeübertragers ein Absinken der Temperaturen $T_{S,ein}$ und $T_{S,aus}$ zu beobachten.

3.3.6. Messdatenauswertung des Sorptionszyklus

Im Zuge der Aggregation der Messdaten werden die folgenden Kennzahlen ermittelt, deren Berechnung im Folgenden erläutert wird. Für die Fehlerrechnung wird auf den Anhang A.4 verwiesen.

- m_{Adt} in kg: adsorbierte Wassermasse
- $\Delta\bar{x}_S$ in g/kg: mittlere Entfeuchtung
- $\Delta\bar{T}_S$ in K: mittlere Temperaturabsenkung
- \dot{Q}_{Ads} in W: mittlere Kühlleistung der Adsorptionsphase
- COP : Coefficient of Performance/ Wärmeverhältnis

Zur Berechnung der ad- oder desorbierten Wassermenge wird zunächst für jedes Messintervall j die Differenz des Wasserdampfgehalts Δx_j zwischen dem Eintritt und Austritt der Luft auf der Sorptionsseite berechnet. Im Falle der Adsorption ist diese Differenz positiv, im Falle der Desorption negativ.

$$\Delta x_{S,j} = x_{S, \text{ein}, j} - x_{S, \text{aus}, j} \quad (3.32)$$

Die in jedem Messintervall umgesetzte Wassermenge $m_{Adt,j}$ wird dann durch Multiplikation des Adsorbatmassenstroms $\dot{m}_{Adt,j}$ mit der Schrittweite des Messintervalls Δt ermittelt. Der Adsorbatmassenstrom errechnet sich dabei aus dem Produkt des trockenen Luftmassenstroms der Sorptionsseite $\dot{m}_{L,S}$ und der Differenz des Wasserdampfgehaltes $\Delta x_{S,j}$.

$$m_{Adt,j} = \dot{m}_{Adt,j} \cdot \Delta t = \dot{m}_{L,S} \cdot \Delta x_{S,j} \cdot \Delta t \quad (3.33)$$

Die Berechnung der adsorbierten Wassermasse m_{Adt} erfolgt über die Integration der ad- oder desorbierten Wassermenge der einzelnen Messintervalle $m_{Adt,j}$. Diese wird durch Summation über die Anzahl der Messintervalle während der Zyklusphase Adsorption angenähert.

$$m_{Adt} = \int_{ads, \text{start}}^{ads, \text{end}} \dot{m}_{Adt,j} dt \approx \sum_{ads, \text{start}}^{ads, \text{end}} m_{Adt,j} \quad (3.34)$$

Dies gilt analog für die Berechnung der desorbierten Wassermenge.

$$m_{Des} = \int_{des, \text{start}}^{des, \text{end}} \dot{m}_{Adt,j} dt \approx \sum_{des, \text{start}}^{des, \text{end}} m_{Adt,j} \quad (3.35)$$

Als Vergleichsgröße zu quasi-stationär ablaufenden Prozessen wird die mittlere Entfeuchtung $\Delta\bar{x}_S$ berechnet. Diese kann anhand von Gleichung 3.36 oder direkt anhand der Differenz des Mittelwertes der Eintrittsfeuchte $\bar{x}_{S, \text{ein}}$ und der Austrittsfeuchte $\bar{x}_{S, \text{aus}}$ berechnet werden. Diese sind in Abbildung 3.27 als horizontale Linien eingezeichnet.

$$\Delta \bar{x}_S = \frac{m_{Adt}}{n_{ads} \cdot \Delta t \cdot \dot{m}_{L,S}} = \frac{\sum_{ads,start}^{ads,end} \Delta x_{S,j} \cdot \dot{m}_{L,S} \cdot \Delta t}{n_{ads} \cdot \Delta t \cdot \dot{m}_{L,S}} = \frac{1}{n_{ads}} \cdot \sum_{ads,start}^{ads,end} \Delta x_{S,j} \quad (3.36)$$

Die mittleren Ein- und Austrittstemperaturen der Adsorption werden analog zu Gleichung 3.18 gebildet. Die horizontalen Linien in Abbildung 3.28 stellen diese Temperaturmittelwerte dar. Die mittlere Temperaturabsenkung $\Delta \bar{T}_S$ errechnet sich aus der Differenz dieser Werte. Im Falle einer Erwärmung der Sorptionsluft hat diese ein negatives Vorzeichen.

$$\Delta \bar{T}_S = \bar{T}_{S,ein} - \bar{T}_{S,aus} \quad (3.37)$$

In der Adsorptionsphase findet die erwünschte Zuluftkonditionierung statt. Der Nutzen dieser Zuluftkonditionierung ist die Absenkung der Feuchte und der Temperatur der Sorptionsluft. Der in der Adsorption umgesetzte Wärmestrom der Sorptionsseite \dot{Q}_{Ads} wird als Kühlleistung bezeichnet und über die Differenz der Enthalpien am Eintritt und Austritt der Sorptionsseite berechnet. In der gewählten Definition umfasst die Kühlleistung daher sowohl die Entfeuchtung (latente Kühlung) als auch die Temperaturabsenkung (sensible Kühlung) der Zuluft.

Im Folgenden werden zwei unterschiedliche Definitionen der abgeführten Wärmemenge eingeführt, die sich in der Wahl der Systemgrenze für die Berechnung der Kennzahlen unterscheiden. Diese Systemgrenzen sind in Abbildung 3.29 dargestellt. Die Systemgrenze 1 wird direkt um den Sorptionswärmeübertrager gelegt. Die Systemgrenze 2 ist weiter gefasst und beinhaltet die Zuflörmstrecke zum Wärmeübertrager mit ihrer thermischen Kapazität. Die Kennzahlen unterscheiden sich in der zur Berechnung angesetzten Eintrittstemperatur in den Wärmeübertrager.

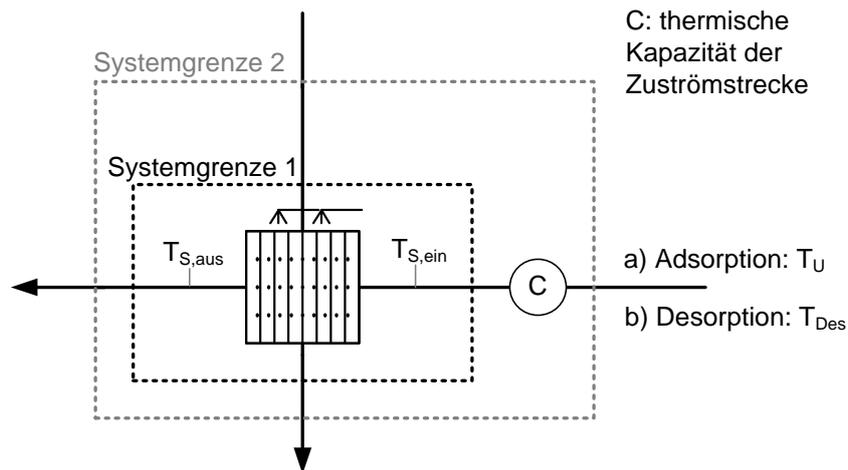


Abbildung 3.29.: Schematische Darstellung der zwei Systemgrenzen zur Definition der Kennzahlen \dot{Q}_{Ads} und COP

Für die erste Systemgrenze wird die abgeführte Wärmemenge $Q_{Ads,1}$ mittels der gemessenen Eintrittstemperatur $T_{S,ein}$ errechnet. Durch die thermische Kapazität der Zu-
strömstrecke ist die Temperatur $T_{S,ein}$ zu Beginn der Adsorptionsphase noch hoch. Daher wird ein starker Kühleffekt errechnet. Die Größe $Q_{Ads,1}$ quantifiziert die tatsächlich im
Wärmeübertrager abgeführte Wärmemenge und entkoppelt den Wärmeübertrager rechnerisch von der Zu-
strömstrecke.

$$Q_{Ads,1} = \sum_{ads,start}^{ads,end} \dot{m}_{L,S} \cdot [h(x_{S,ein}, T_{S,ein}) - h(x_{S,aus}, T_{S,aus})] \cdot \Delta t \quad (3.38)$$

In der Definition der abgeführten Wärmemenge $Q_{Ads,2}$ für die zweite Systemgrenze wird die theoretische Außenlufttemperatur T_U als die relevante Eingangstemperatur in den Wärmeübertrager angesetzt. Diese wird aus dem Mittelwert der in den letzten fünf Minuten vor Umschalten zur Desorptionsphase gemessenen Eintrittstemperatur der Sorptionsseite $T_{S,ein}$ errechnet. Die Temperatur T_U ist niedriger als der über die gesamte Adsorptionsphase errechnete Mittelwert der Eintrittstemperatur $\bar{T}_{S,ein}$. Die Wärmemenge $Q_{Ads,2}$ wird daher niedriger ausfallen als die Wärmemenge $Q_{Ads,1}$ und spiegelt das Verhalten des Systems "Wärmeübertrager und Zu-
strömstrecke" wieder.

$$Q_{Ads,2} = \sum_{ads,start}^{ads,end} \dot{m}_{L,S} \cdot [h(x_{S,ein}, T_U) - h(x_{S,aus}, T_{S,aus})] \cdot \Delta t \quad (3.39)$$

Die mittleren Kühlleistungen $\dot{Q}_{Ads,1}$ und $\dot{Q}_{Ads,2}$ berechnen sich dann aus den folgenden Gleichungen.

$$\dot{Q}_{Ads,1} = \frac{Q_{Ads,1}}{n_{ads} \cdot \Delta t} \quad (3.40)$$

$$\dot{Q}_{Ads,2} = \frac{Q_{Ads,2}}{n_{ads} \cdot \Delta t} \quad (3.41)$$

Zur Berechnung der aufzubringenden Desorptionswärme werden ebenfalls zwei Definitionen angewendet, die den zwei Systemgrenzen entsprechen. Für beide Systemgrenzen wird die Annahme getroffen, dass Umgebungsluft auf die Temperatur des Desorptionsluftstroms aufgeheizt werden muss. Um die hohe thermische Kapazität der Zu-
strömstrecke von der Evaluation des thermischen Verhaltens des Wärmeübertragers zu entkoppeln, wird der Systemgrenze 1 entsprechend der gemessene Temperaturverlauf des Desorptionsluftstroms am Eintritt zum Wärmeübertrager $T_{S,ein}$ herangezogen. Die während der Desorption der Außenluft zuzuführende Wärmemenge $Q_{Des,1}$ kann dann durch Gleichung 3.42 berechnet werden.

$$Q_{Des,1} = \sum_{des,start}^{des,end} \dot{m}_{L,Des} \cdot (c_{p,L} + \bar{x}_{S,ein} \cdot c_{p,D}) \cdot (T_{S,ein} - T_U) \cdot \Delta t \quad (3.42)$$

Zur Abbildung der Systemgrenze 2 wird die benötigte Wärmemenge durch Verwendung der am Ende der Desorptionsphase erreichten Desorptionstemperatur T_{Des} errechnet. Letztere wird für die Angabe der Desorptionstemperatur bei Auflistung der Randbedingungen der Messungen verwendet. Die so berechnete Wärmemenge $Q_{Des,2}$ ist größer als

die mit dem Eintrittstemperturverlauf $T_{S, \text{ein}}$ berechnete Wärmemenge $Q_{Des,1}$. Die Wärmemenge $Q_{Des,2}$ ist im System "Wärmeübertrager und Zuströmstrecke" zur Desorption aufzubringen.

$$Q_{Des,2} = \sum_{des,start}^{des,end} \dot{m}_{L,Des} \cdot (c_{p,L} + \bar{x}_{S,ein} \cdot c_{p,D}) \cdot (T_{Des} - T_U) \cdot \Delta t \quad (3.43)$$

Mithilfe der für die zwei Systemgrenzen definierten Wärmemengen kann das jeweils zur Systemgrenze korrespondierende Wärmeverhältnis, der "Thermal Coefficient of Performance" (COP), definiert werden. In dieser Arbeit wird zur Berechnung des COP eine Definition verwendet, die die Wärmemenge Q_{Ads} , die der Sorptionsluft während der Adsorptionsphase entzogen wird, ins Verhältnis zu der für die Desorption aufzubringenden Wärmemenge setzt. Den vorangegangenen Erläuterungen entsprechend berücksichtigt der COP₂ das thermische Zyklieren der Zuströmstrecken während dies durch den COP₁ nicht berücksichtigt wird. Da in dieser Arbeit die Bewertung des Wärmeübertragers im Verhältnis zur Systembewertung von übergeordneter Bedeutung ist, ist der COP₁ die relevante Bewertungsgröße. Der COP₂ wird an einigen Stellen jedoch als mögliche Kennzahl des Verhaltens des Systems "Wärmeübertrager und Zuströmstrecke" mit angegeben.

$$COP_1 = \left| \frac{Q_{Ads,1}}{Q_{Des,1}} \right| \quad (3.44)$$

$$COP_2 = \left| \frac{Q_{Ads,2}}{Q_{Des,2}} \right| \quad (3.45)$$

Sollen die so berechneten COP-Werte mit Werten, die in der Literatur angeführt werden, verglichen werden, so ist die jeweils verwendete Definition genau zu prüfen. Es werden im Allgemeinen zwei unterschiedliche Definitionen des thermischen COP verwendet, die sich in der Berechnung der Kühlleistung unterscheiden. Die am häufigsten verwendete Definition des COP für offene Sorptionssysteme verwendet die tatsächlich dem Raum zugeführte Kühlleistung, welche aus der Enthalpiedifferenz der Zuluft und der Abluft des zu klimatisierenden Raumes errechnet wird (Definition a) [Carpinlioglu und Yildirim, 2005; Daou et al., 2006; Ge et al., 2010; White et al., 2011]. Diese Definition führt in Ge et al. [2010, Definition des dortigen COP₁] zu COP-Werten in der Größenordnung zwischen 0.3 und 0.6. Wird hingegen die Kühlleistung wie in dieser Arbeit als der Wärmestrom definiert, welcher der Sorptionsluft entzogen wird (Definition b), so führt dies zu höheren COP-Werten (0.7-1.0, ebenfalls Ge et al. [2010, Definition des dortigen COP₂]). Diese zweite Definition (b) wurde auch in den Arbeiten zu luftgekühlten Sorptionswärmeübertragern verwendet [Monnier, 1981; Worek, 1980]. Wegen der unterschiedlichen Systemkonfiguration kann aber kein direkter Vergleich zu dieser Arbeit gezogen werden. Die hier gewählte Definition b eignet sich besser zur Evaluierung des verdunstungsgekühlten Sorptionsprozesses auf Komponentenebene als die eher auf Systembetrachtungen zugeschnittene Definition a.

3.3.7. Beispielhafte Auswertungen langer und kurzer Adsorptionszyklen

Im Folgenden werden die Auswertungen von Sorptionsversuchen an langen und an kürzeren Zyklen exemplarisch dargestellt. Anhand von Versuchen langer Sorptionszyklen an Prototyp II wird der leistungssteigernde Effekt der Verdunstungskühlung des Adsorptionsprozesses demonstriert. Weiter wird für die kurzen Zyklen das Kriterium dynamischen Gleichgewichts erläutert, welches erfüllt sein muss, um Aussagen über das Verhalten des Sorptionswärmeübertragers in einem definierten Betriebspunkt treffen zu können.

Lange Adsorptionszyklen: Leistungssteigerung durch Verdunstungskühlung

Die Temperatur- und Feuchteverläufe von Messungen langer Zyklen an Prototyp II mit reiner Luftkühlung (kein Einsprühen von Wasser) und mit Verdunstungskühlung sind in Abbildung 3.30 dargestellt. Aufgrund der Implementierung einer teilautomatisierten Regelung zur Vermessung des Prototyps II konnten hier übereinstimmende Zykluszeiten und eine genaue Einregelung der Eintrittstemperaturen realisiert werden. Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit wurden die Messungen an unterschiedlichen Messtagen wiederholt. In Abbildung 3.30 sind für den luftgekühlten und den verdunstungsgekühlten Prozess jeweils drei Zyklen mit sehr genauer Übereinstimmung der Eintrittsbedingungen übereinander gelegt dargestellt, um die gute Reproduzierbarkeit dieser Messungen auch visuell zu demonstrieren. Der Zyklus ist in der Reihenfolge Zwischenkühlphase, Adsorptionsphase und Desorptionsphase abgebildet.

In den Temperaturverläufen zeigt sich für den verdunstungsgekühlten Zyklus während der Adsorptionsphase eine fast parallele Verschiebung der Austrittstemperatur unter den Verlauf des luftgekühlten Zyklus. Bereits zu Beginn der Adsorptionsphase liegt die Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ deutlich unter der Eintrittstemperatur $T_{S,ein}$. Beim luftgekühlten Prozess erwärmt sich hingegen im Mittel die Sorptionsluft. Die Adsorptionswärme kann nicht vollständig über die reine Luftkühlung ohne Verdunstung abgeführt werden. In beiden Fällen ist die Reproduzierbarkeit der Temperaturverläufe der vergleichbaren Messungen sehr gut.

Der Feuchteverlauf weist im Vergleich zu den in Abbildung 3.27 für Prototyp I gezeigten Verläufen eine deutlich stärkere Schwankung der Eintrittsfeuchte während der Ad- und Desorption auf. Diese ist auf eine niedrigere erforderliche Befeuchterleistung und hiermit verbundenes Takten zurückzuführen. Die in Tabelle 3.12 angeführte Standardabweichung σ ist in diesem Fall größer als die Messgenauigkeit des Sensors. Der Verlauf der Austrittsfeuchten liegt für den verdunstungsgekühlten Prozess deutlich niedriger als für den luftgekühlten Prozess. Für alle Messungen liegt die Reproduzierbarkeit innerhalb der Messgenauigkeit, ist für den luftgekühlten Prozess aber höher als für den verdunstungsgekühlten Prozess.

Anhand der in Tabelle 3.12 aufgeführten Werte lässt sich der Vorteil der verdunstungsgekühlten Adsorption im Vergleich zur luftgekühlten Adsorption quantifizieren. Während sich die Sorptionsluft beim luftgekühlten Zyklus im Mittel um 1.2 bis 1.3 K erwärmt, wird beim verdunstungsgekühlten Zyklus eine deutliche Temperaturabsenkung von 6.0 bis 6.2 K erzielt. Die mittlere Entfeuchtung und die adsorbierte Wassermasse m_{Adt} kön-

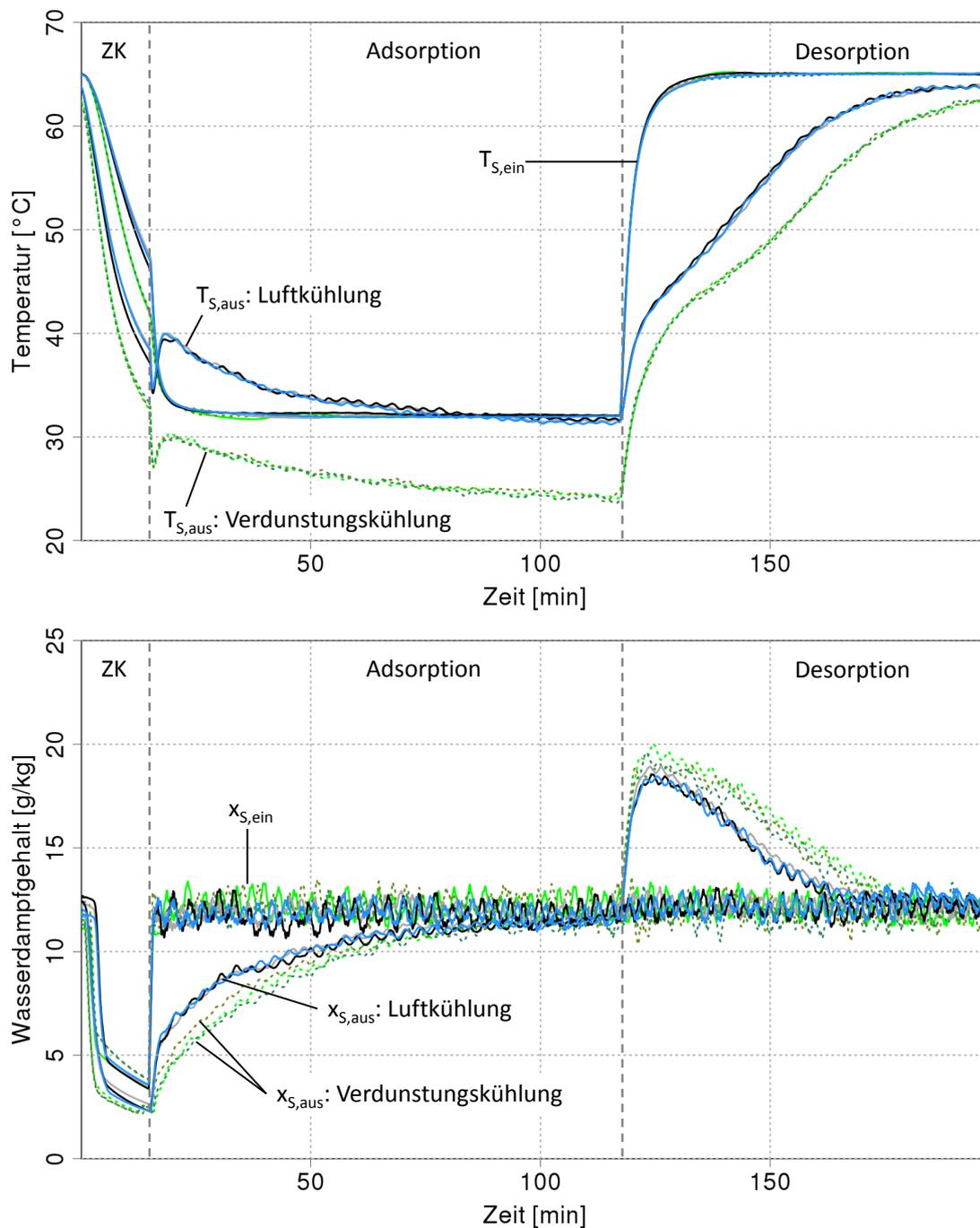


Abbildung 3.30.: Verläufe des luftgekühlten und verdunstungsgekühlten langen Sorptionsprozesses an Prototyp II

nen durch die Verdunstungskühlung um 47 % gesteigert werden. Die sowohl Entfeuchtung als auch Temperaturabsenkung beinhaltende Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ erhöht sich um einen Faktor von 4.2. Aus dem Vergleich der Steigerung der Kühlleistung und der adsorbierten

Wassermenge wird deutlich, dass die Temperaturabsenkung hier stärker zur Steigerung der Gesamtkühlleistung beiträgt als die Zunahme der Entfeuchtung. Durch die Kühlung des Sorptionsmaterials wird eine Verschiebung hin zu einem Sorptionsgleichgewicht höherer Beladung erzielt. Die Zunahme der adsorbierten Wassermasse ist durch den Verlauf der charakteristischen Kurve im Bereich hoher Beladungen festgelegt und verhält sich nicht linear zu der Absenkung der Temperatur des Sorptionsmaterials. Die Leistungskennzahlen COP_1 und COP_2 werden durch die Verdunstungskühlung vervierfacht. Der Zusammenhang zwischen der Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ und dem COP_1 ist linear, da sich mit $\dot{Q}_{Ads,1}$ nur der Zähler in Gleichung 3.44 ändert (gilt ebenso für die Kennzahlen der Systemgrenze 2). Es wird beim luftgekühlten und verdunstungsgekühlten Prozess die gleiche Desorptionswärmemenge zugeführt. Der nur den Sorptionswärmeübertrager bewertende COP_1 liegt etwas höher als der auch die Zuströmstrecke mit berücksichtigende COP_2 .

Tabelle 3.12.: Messungen langer luftgekühlter und verdunstungsgekühlter Zyklen an Prototyp II - Bilanzwerte und Fehlerangaben

	LK2_Z2	LK2_Z3	VK2_Z2	VK2_Z3	Fehler ±	Schwankung M. einzeln
Eingangsparmeter						
$\bar{T}_{S,ein}$ [°C]	32.4	32.3	32.2	32.3	0.3	0.1
$\bar{x}_{S,ein}$ [g/kg]	11.8	11.8	12.2	11.8	0.3	0.5
	$\sigma = 0.8$	$\sigma = 0.7$	$\sigma = 0.9$	$\sigma = 0.8$		
$\bar{T}_{V,ein}$ [°C]	30.4	30.0	30.2	30.1	0.3	0.4
$\bar{x}_{V,ein}$ [g/kg]	12.1	12.1	12.2	11.7	0.3	0.5
T_{Des} [°C]	65.0	65.1	65.0	65.0	0.3	0.1
Ergebnisse						
ΔT_S [K]	-1.3	-1.2	6.0	6.2	0.4	0.2
$\Delta \bar{x}_S$ [g/kg]	1.7	1.7	2.5	2.5	0.3	<0.1
m_{Adt} [g]	1298	1298	1891	1922	243	31
$\dot{Q}_{Ads,1}$ [W]	379	386	1562	1603	120	41
COP_1 [-]	0.12	0.12	0.49	0.51	0.05	0.02
COP_2 [-]	0.10	0.10	0.46	0.47	0.05	0.02

Auswertung kürzerer Zyklen: Diskussion des dynamischen Gleichgewichts

Anders als bei Messungen langer Sorptionzyklen, erfordert die Messung kurzer Sorptionszyklen eine höhere Anzahl an gemessenen Zyklen, um zu gewährleisten, dass ein dynamisches Gleichgewicht erreicht wird. Dieses liegt vor, wenn aufeinander folgende Zyklen in Bezug auf die erzielte Entfeuchtung und Abkühlung reproduzierbar und unabhängig von den Startbedingungen der Messung sind.

Abbildung 3.31 stellt die Temperatur- und Feuchteverläufe der Sorptionsseite für eine Messung kürzerer Zyklen in einem Betriebspunkt an Prototyp I exemplarisch dar. Die eingezeichneten Zyklen beginnen mit der Adsorptionsphase, gefolgt von der Desorptionsphase und der Zwischenkühlphase. Vor Beginn des ersten Zyklus liegen die Eintritts- und Austrittstemperaturen der Sorptionsseite bei etwa 80 °C. Die Eintritts- und Austrittsfeuchten sind fast deckungsgleich. Daraus ist ersichtlich, dass sich das Sorptionsmaterial zu Beginn des ersten Zyklus in einem bei 80 °C und bei 12-13 g/kg vollständig desorbierten Zustand befindet. Die Adsorptionsphase von Zyklus 1 folgt auf eine Zwischenkühlphase, in der die gemessene Austrittstemperatur und -feuchte absinken. Im Vergleich der aufeinanderfolgenden Zyklen 1 bis 7 ist zu erkennen, dass der erste aus diesem vollständig desorbierten Zustand folgende Zyklus die höchste Entfeuchtung und die stärkste Entfeuchtungsspitze zu Beginn der Adsorption aufweist. Dies führt zu der Freisetzung einer größeren Menge von Adsorptionswärme als in den anderen Zyklen und daraus folgend zu der höchsten Austrittstemperatur zu Beginn der Adsorptionsphase. In den darauf folgenden Zyklen 2 bis 7 ist optisch bereits eine große Ähnlichkeit der Verläufe der Austrittstemperaturen und -feuchten festzustellen.

Eine genauere Beurteilung des Erreichens des dynamischen Gleichgewichts ermöglicht die Berechnung der Kennzahlen adsorbierte Wassermasse m_{Adt} und Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$. Für die beschriebene Messung sind diese in Abbildung 3.32 graphisch dargestellt. Bereits im zweiten Zyklus ist die Abweichung der adsorbierten Wassermasse mit 4% im Verhältnis zum Mittelwert der letzten drei Zyklen (Zyklen 4 bis 6) gering. Der dritte Zyklus stellt einen kleinen Ausreißer nach unten dar, der auf die in Abbildung 3.31 mit dargestellten Einbruch der Eintrittsfeuchte etwa zur Hälfte von Zyklus 3 zurückzuführen ist. Die Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ steigt von Zyklus 1 bis 6 leicht an. Die maximale Abweichung zum Mittelwert der letzten drei Zyklen tritt in Zyklus 2 auf und liegt mit 5% deutlich innerhalb der Messgenauigkeit.

Dieses Beispiel macht deutlich, dass sogar bei vollständiger Desorption als Startpunkt für die Zyklierung bereits nach 2 bis 3 Zyklen ein dynamisches Gleichgewicht erreicht werden kann. Wird von einem eingeschwungenen Betriebspunkt ausgehend ein zweiter Betriebspunkt angefahren (z.B. bei einer Variation der Eintrittsfeuchte), so ist davon auszugehen, dass das dynamische Gleichgewicht schon schneller erreicht werden kann. Als Richtwert ist die Messung von vier Zyklen, von denen die letzten zwei Zyklen für die Auswertung herangezogen werden, sinnvoll. Für die Vermessung weiterer Sorptionswärmeübertrager sollte dies aber immer überprüft werden, da der Einsatz unterschiedlicher Mengen von Sorptionsmaterial zu einer unterschiedlichen Anzahl erforderlicher Einschwingzyklen führen kann.

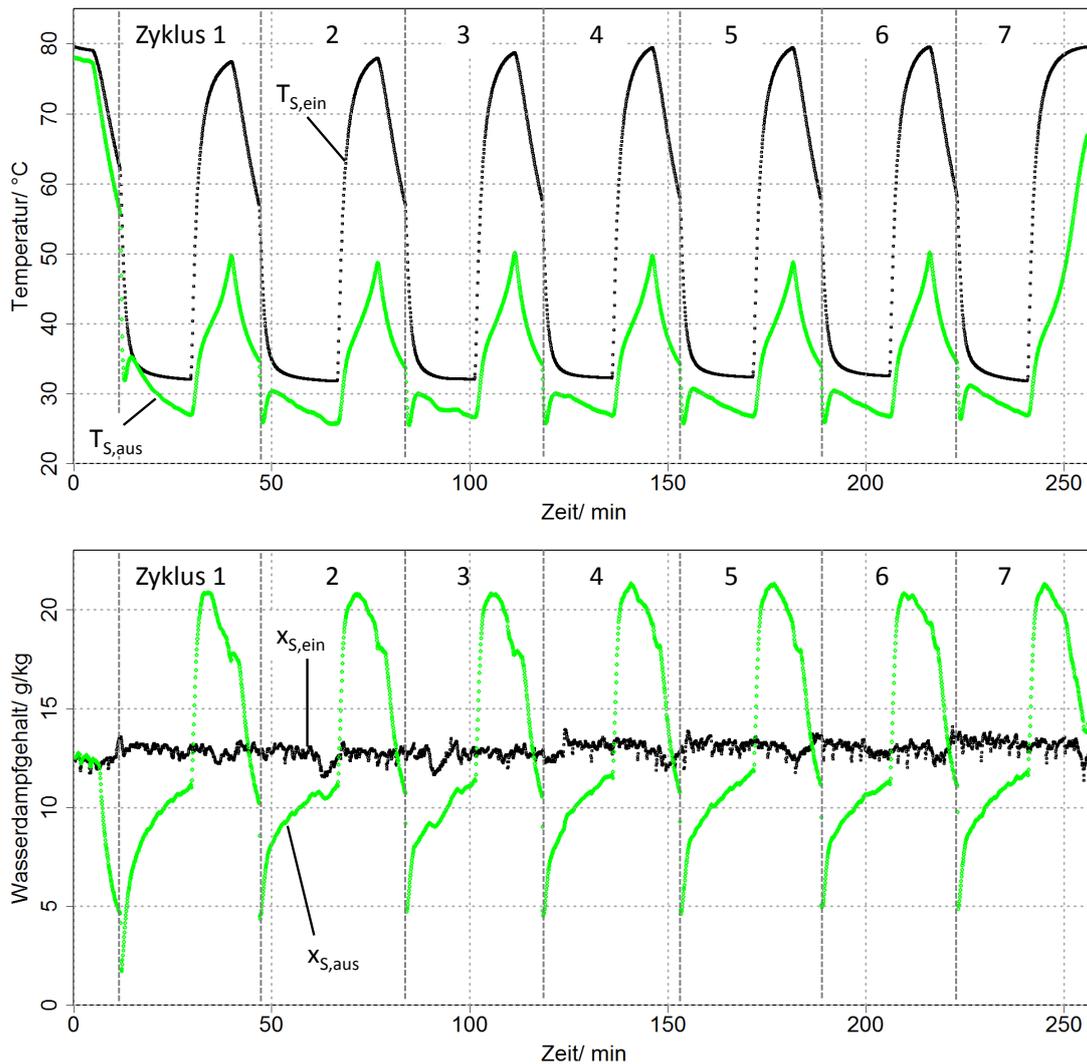


Abbildung 3.31.: Temperatur- und Feuchteverläufe der Sorptionsseite einer Messung an Prototyp I zur Veranschaulichung des dynamischen Gleichgewichts

Im Zuge der Messungen kürzerer Adsorptionszyklen an Prototyp II konnte die gute Reproduzierbarkeit nacheinander folgender kurzer Zyklen an Prototyp I sowie der zuvor beschriebenen langen Zyklen an Prototyp II nicht erreicht werden. Auch nach einer Vielzahl von Zyklen mit gleichen Eintrittsbedingungen traten bei den verdunstungsgekühlten Sorptionsprozessen Schwankungen der gemessenen Austrittsgrößen auf. Die luftgekühlten Prozesse zeigten hingegen eine deutlich höhere Reproduzierbarkeit. Aufgrund dessen wurde der Messaufbau untersucht und es konnte ein Wasserübertritt an den äußeren Übergängen der Kühlseite auf die Sorptionsseite beobachtet werden. Diese wurden daraufhin wieder abgedichtet, aber trotz dessen traten weitere Schwankungen auf. Durch zusätzliche Experimente konnte nachgewiesen werden, dass die Reproduzierbarkeit in der folgenden Reihenfolge abnimmt. Der in Klammern angegebene Wert (Schwankungs-

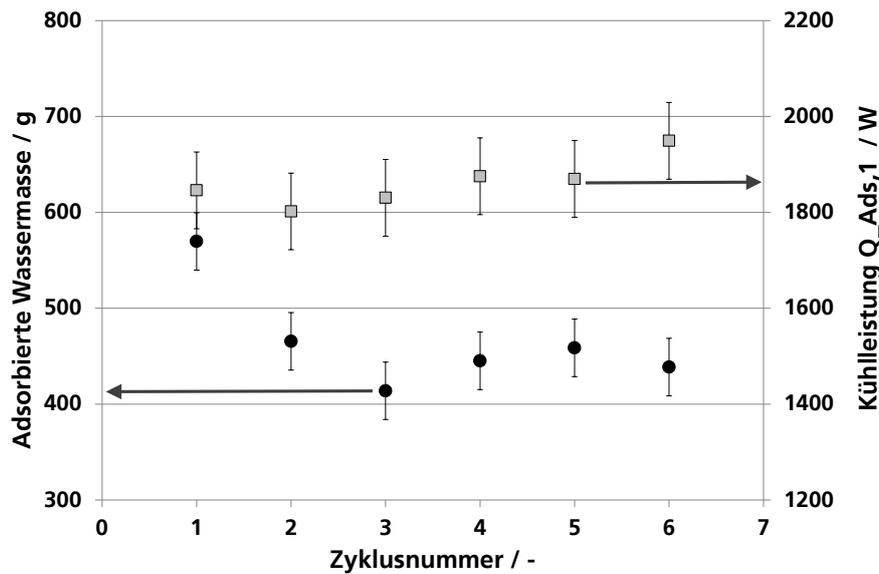


Abbildung 3.32.: Adsorbierte Wassermasse m_{Adt} und Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ aufeinander folgender Zyklen an Prototyp I

breite) ist die maximale relative Abweichung der adsorbierten Wassermasse m_{Adt} zu dem Mittelwert dreier aufeinander folgender ausgewerteter Zyklen zueinander (weitere Werte und Abbildungen s. Anhang A.2).

1. Luftgekühlte Zyklen (Schwankungsbreite m_{Adt} : 1.2-1.8 %)
2. Verdunstungsgekühlte Zyklen ohne Zwischenkühlphase (Schwankungsbreite m_{Adt} : 2.1 %)
3. Verdunstungsgekühlte Zyklen ohne Befeuchtung in der Zwischenkühlphase (Schwankungsbreite m_{Adt} : 4.6 %)
4. Verdunstungsgekühlte Zyklen mit Befeuchtung in der Zwischenkühlphase (Schwankungsbreite m_{Adt} : 9.5 %)

Daher wird auf Undichtigkeiten im Wärmeübertrager geschlossen, die insbesondere in der Zwischenkühlphase aufgrund der Druckdifferenz zwischen der Kühl- und Sorptionsseite zu einem Wasserübertrag führen. Diese Undichtigkeit des Prototyps II war nicht beherrschbar und führt dazu, dass die Reproduzierbarkeit aufeinander folgender Zyklen nicht für alle Messungen innerhalb des Messfehlers der Sensorik liegt. Die Messungen müssen somit im Hinblick auf diese erhöhte Unsicherheit interpretiert werden.

4. Modellierung des verdunstungsgekühlten Sorptionswärmeübertragers

Um zu einem besseren Verständnis der Prozesse im verdunstungsgekühlten Sorptionswärmeübertrager zu gelangen, wurde ein physikalisch-mathematisches Modell aufgestellt. Dieses wird im Folgenden hergeleitet und beschrieben. Im Anschluss wird dieses im Rahmen einer Grenzwertbetrachtung auf die Plausibilität der Ergebnisse überprüft. Durch eine zusätzliche Sensitivitätsanalyse bezüglich der Parameter mit Einfluss auf Wärme- und Stofftransport werden die wichtigsten in der Modellkalibrierung zu berücksichtigenden Größen bestimmt. Zusätzlich wird der Zusammenhang zwischen der Modelldiskretisierung und den zuvor bestimmten wichtigsten Übergangskoeffizienten diskutiert.

4.1. Physikalisch-Mathematische Beschreibung

Aufgrund der in Abschnitt 2.2.4 erfolgten Diskussion von Modellvarianten wird der sorptiv beschichtete Wärmeübertrager mittels eines homogenen, pseudo-gasseitig limitierten Sorptionsmodells beschrieben. Als Grundmodell wird zunächst ein einzelnes Wärmeübertragerelement ohne örtliche Auflösung entlang der Strömungswege der Sorptions- und Kühlluft modelliert. Dieses Grundmodell enthält die physikalische Beschreibung der Sorption, der Verdunstungskühlung sowie der einzelnen Wärmetransportwiderstände zwischen den Luftströmen. Durch die unterschiedliche Verknüpfung mehrerer Grundmodelle kann dann die gewünschte Strömungskonfiguration (Gegenstrom, Gleichstrom, Kreuzstrom) abgebildet werden. Das Grundmodell eines Wärmeübertragerelements sowie die exemplarische Verknüpfung zu einem Kreuzstrommodell sind in Abbildung 4.1 graphisch dargestellt.

Die Umsetzung der Modellierung erfolgte in dieser Arbeit in der Modellierungssprache Modelica unter Verwendung der Simulationsumgebung Dymola (Version 6.0). Im Folgenden werden die Modellgleichungen und ihre Vereinfachungen vorgestellt, die die Anwendung des Modells in hinreichender Auflösung und bei vertretbaren Rechenzeiten ermöglichen. Die Sorptionsgleichgewichte wurde in das von Schicktanz [2013] entworfene und in dieser Arbeit verwendete Adsorptionsmaterial-Package aufgenommen.

Das Grundmodell besteht aus drei Untermodellen, in denen die folgenden Übergangsmechanismen modelliert werden. Das Sorptionsmodell (Untermodell 1) beinhaltet sowohl das Luftkontrollvolumen als auch das Volumenmodell des Sorptionsmaterials. Es berücksichtigt den konvektiven Wärmeübergang zwischen dem Sorptionsmaterial und

Volumen berechnen zu können. Die erste Massenbilanz umfasst die Änderung der Masse der trockenen Luft im Kontrollvolumen. Der Index L bezeichnet, wie üblich, die trockene Luft. Die folgende Notierung richtet sich nach Baehr [2000].

$$\frac{dm_L}{dt} = \sum_{ein} \dot{m}_{L,ein} - \sum_{aus} \dot{m}_{L,aus} \quad (4.1)$$

Als zweite Gleichung wird die Masse des Wasserdampfes im Volumen bilanziert. Der Index D bezeichnet den Wasserdampf.

$$\frac{dm_D}{dt} = \sum_{ein} \dot{m}_{D,ein} - \sum_{aus} \dot{m}_{D,aus} \quad (4.2)$$

Die Leistungsbilanz wird nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik für offene, instationäre Fließprozesse aufgestellt. Die zeitliche Änderung der Energie E eines Stoffes im Kontrollvolumen wird durch die Energie der ein- und ausströmenden Massenströme, die über die Grenze des Kontrollvolumens zu- und abgeführten Wärmeströme \dot{Q} sowie die zu- und abgeführte mechanische oder elektrische Leistung P hervorgerufen. \dot{Q} und P sind als die Zusammenfassung der die Grenzen des Kontrollvolumens übertretenden Wärmeströme und mechanischen oder elektrischen Leistungen aufzufassen.

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{ein} \dot{m}_{ein} \cdot \left(h_{ein} + \frac{w_{ein}^2}{2} + g \cdot z_{ein} \right) - \sum_{aus} \dot{m}_{aus} \cdot \left(h_{aus} + \frac{w_{aus}^2}{2} + g \cdot z_{aus} \right) + \dot{Q} + P \quad (4.3)$$

Da die Terme kinetischer und potentieller Energie für die hier betrachteten Anwendungen mehrere Größenordnungen kleiner sind als die thermischen Energieterme, können diese vernachlässigt werden. Die Energieänderung im Kontrollvolumen (linke Seite von Gleichung 4.3) wird über die innere Energie U beschrieben werden. Der Enthalpiestrom $\dot{H} = \dot{m} \cdot h$ ist das Produkt des Massenstroms \dot{m} und der spezifischen Enthalpie h .

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{ein} \dot{H}_{ein} - \sum_{aus} \dot{H}_{aus} + \dot{Q} + P \quad (4.4)$$

Die innere Energie U steht mit der Enthalpie H in folgendem Zusammenhang.

$$U = H - p \cdot V \quad (4.5)$$

Durch Einsetzen auf der linken Seite der Leistungsbilanz (Gleichung 4.4) kann diese von einer Notierung als Änderung der inneren Energie des Fluids im Kontrollvolumen in die für offene Sorptionsprozesse mehrheitlich verwendete Notierung der Änderung der Enthalpie des Fluids im Kontrollvolumen umgeschrieben werden.

$$\frac{d(H - p \cdot V)}{dt} = \frac{dH}{dt} - p \frac{dV}{dt} - V \frac{dp}{dt} \quad (4.6)$$

Dabei werden die folgenden vereinfachenden Annahmen getroffen. Aufgrund des konstanten Kontrollvolumens V fällt der Term $p \frac{dV}{dt}$ weg. Der druckabhängige Term $V \frac{dp}{dt}$ kann dann auf die rechte Seite der Leistungsbilanz gebracht werden. Diese vereinfacht sich daher zu:

$$\frac{dH}{dt} = \sum_{ein} \dot{H}_{ein} - \sum_{aus} \dot{H}_{aus} + \dot{Q} + P + V \frac{dp}{dt} \quad (4.7)$$

Der Gesamtdruck p im Volumen setzt sich aus den Partialdrücken der trockenen Luft sowie des Wasserdampfes zusammen.

$$p = p_L + p_D \quad (4.8)$$

Der real zu erwartende Druckverlust bei Durchströmen des Wärmeübertragers ist vier Größenordnungen kleiner als der Gesamtdruck und hat somit einen geringen Einfluss auf die kalorischen Größen des Kontrollvolumens. In Abwägung der nur gering reduzierten Modellgenauigkeit im Verhältnis zu einer Verkürzung der Simulationszeit, welche insbesondere bei höher diskretisierten Modellen von Bedeutung ist, wird der Druckverlust vernachlässigt.

$$\Delta p = \Delta(p_L + p_D) = 0 \quad (4.9)$$

Es wird weiter angenommen, dass der Gesamtdruck p auch in zeitlicher Hinsicht konstant ist.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{d(p_L + p_D)}{dt} = 0 \quad (4.10)$$

Daher fällt der Term $V \frac{dp}{dt}$ ebenfalls weg. Wird weiter keine Leistung P über die Systemgrenze zugeführt, so lautet die stark vereinfachte Leistungsbilanz für das Kontrollvolumen:

$$\frac{dH}{dt} = \sum_{ein} \dot{H}_{ein} - \sum_{aus} \dot{H}_{aus} + \dot{Q} \quad (4.11)$$

Für ein Kontrollvolumen, in dem nur ein feuchter Luftstrom ein- und austritt, kann diese Bilanzgleichung auch geschrieben werden:

$$\frac{d(m_L \cdot h_{fL})}{dt} = \dot{m}_{L,ein} \cdot h_{fL,ein} - \dot{m}_{L,aus} \cdot h_{fL,aus} + \dot{Q} \quad (4.12)$$

Die Masse der trockenen Luft m_L kann über die ideale Gasgleichung berechnet werden. R_L ist die spezifische Gaskonstante der trockenen Luft.

$$m_L = \frac{p_L \cdot V}{R_L \cdot T} \quad (4.13)$$

Durch Änderungen der Feuchte aufgrund von Adsorptions- oder Verdunstungsprozessen ändert sich der Partialdruck des Wasserdampfes p_D . Bei konstantem Gesamtdruck führt dies zu einer entgegengesetzten Änderung des Partialdrucks der trockenen Luft p_L . Daher ist die Luftmasse m_L im Kontrollvolumen zeitlich veränderlich. Dies führt dazu, dass der das Kontrollvolumen verlassende Trockenluftstrom $\dot{m}_{L,aus}$ von dem einströmenden Luftstrom $\dot{m}_{L,ein}$ abweichen kann. Da der Partialdampfdruck des Wasserdampfes p_D mehrere Größenordnungen kleiner ist als der Partialdampfdruck der trockenen Luft p_L sind die Unterschiede zwischen den ein- und ausströmendem Luftmassen mit deutlich

unter 0.1 % des Trockenluftmassenstroms aber sehr gering.

Die Erweiterung dieser allgemeinen Formulierung des Luftvolumens um die Beschreibung der Adsorption und der Verdunstung wird im Folgenden dargestellt.

4.1.2. Sorptionsmodell

Für das Sorptionsmodell werden zusätzlich die folgenden Annahmen getroffen:

- Masse und Beladung in der Sorptionsschicht sind homogen verteilt.
- Das Adsorbens ist gleichmäßig und in konstanter Schichtdicke auf dem Wärmeübertrager verteilt.
- Das Adsorbens verhält sich thermodynamisch inert. Mischungseffekte werden vollständig dem Adsorbat zugeschrieben.
- Der Stoffübergang kann durch ein homogenes, pseudo-gasseitig limitiertes Kinetikmodell beschrieben.
- Es können mittlere, zeitlich und örtlich konstante Übergangskoeffizienten des Wärme- und Stofftransports verwendet werden.
- Die Wärmeleitfähigkeit des Adsorbens ist konstant und homogen.
- Die Freisetzung der Adsorptionswärme erfolgt mittig im Adsorbens.

Das Modell des Sorptionsvolumens ist in Abbildung 4.2 mit den berücksichtigten Wärme-, Enthalpie- und Massenströmen dargestellt. Das Luftvolumen bildet den durchströmten Sorptionskanal ab. Um das Luftvolumen der Sorptionsseite zu kennzeichnen wird im Folgenden der Index Svol verwendet.

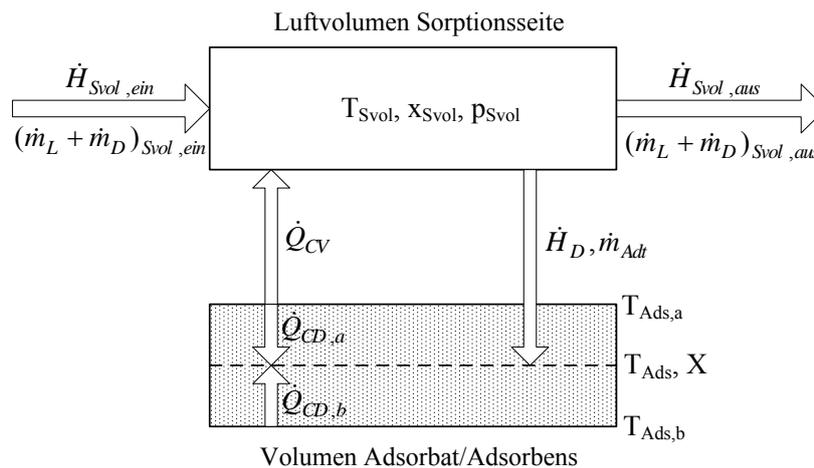


Abbildung 4.2.: Schematische Darstellung des Sorptionsmodells

Bilanzierung des Luftvolumens

Es sind wieder zwei Massenbilanzen für das Luftvolumen aufzustellen. Die Änderung der Masse trockener Luft im Kontrollvolumen wird durch die ein- und ausströmenden Luftmassenströme bestimmt.

$$\frac{dm_{L,Svol}}{dt} = \dot{m}_{L,ein} - \dot{m}_{L,aus} \quad (4.14)$$

Die Massenbilanz des Wasserdampfes berücksichtigt den Massenstrom des ad- oder desorbierten Wassers $\frac{dm_{Adt}}{dt}$. Im Falle der Adsorption ist $\frac{dm_{Adt}}{dt}$ positiv und in der Massenbilanz des Volumens als abströmender Massenstrom mit negativem Vorzeichen definiert. In der Desorption wird $\frac{dm_{Adt}}{dt}$ negativ, so dass der desorbierte Wasserdampfmassenstrom in das Luftvolumen einströmt.

$$\frac{dm_{D,Svol}}{dt} = \dot{m}_{L,ein} \cdot x_{ein} - \frac{dm_{Adt}}{dt} - \dot{m}_{L,aus} \cdot x_{aus} \quad (4.15)$$

Der adsorbierte Wassermassenstrom wird in linearer Abhängigkeit von einer treibenden Kraft beschrieben. Diese ist hier definiert als die Differenz des Wasserdampfgehalts im Luftvolumen x_{Svol} sowie des Wasserdampfgehalts, der sich im Gleichgewicht mit mittlerer Temperatur und Beladung des Adsorbens $x_{Ads}(T_{Ads}, X)$ im Kontrollvolumen einstellt. Der effektive Stoffübergangskoeffizient $\beta_{S,eff}$ fasst den konvektiven Stoffübergang sowie die Stofftransportmechanismen im Sorptionsmaterial zusammen.

$$\dot{m}_{Adt} = \frac{dm_{Adt}}{dt} = \beta_{S,eff} \cdot \rho_L \cdot A \cdot [x_{Svol} - x_{Ads}(T_{Ads}, X)] \quad (4.16)$$

Der Wasserdampfgehalt $x_{Ads}(T_{Ads}, X)$ wird aus dem Gleichgewichtsdruck $p_{Ads}(T_{Ads}, X)$ des Adsorptionsmaterials bestimmt. Dieser wird aus den Sorptionsgleichgewichten anhand der Temperatur und Beladung des Adsorbens ermittelt. Dies erfolgt über eine rekursive Berechnung aus dem Zusammenhang $X = f(p_{Ads}, T_{Ads})$. Ist p_{Ads} bekannt, wird $x_{Ads}(T_{Ads}, X)$ über die für feuchte Luft erläuterten Beziehungen errechnet. p_{Svol} ist der Gesamtdruck im Sorptionsluftvolumen.

$$x_{Ads}(T_{Ads}, X) = \frac{\frac{R_L}{R_D} \cdot p_{Ads}(T_{Ads}, X)}{p_{Svol} - p_{Ads}(T_{Ads}, X)} \quad (4.17)$$

Die Energiebilanz des Luftvolumens 4.18 berücksichtigt die ein- und ausströmenden Enthalpieströme der feuchten Luft $\dot{H}_{fL,ein}$ und $\dot{H}_{fL,aus}$, den konvektiv zwischen Luftvolumen und Sorptionsmaterial übertragenen Wärmestrom $\dot{Q}_{CV,Svol}$ sowie den Enthalpiestrom des aufgrund der Adsorption aus dem Volumen ausströmenden Wasserdampfes $\dot{H}_{D,Svol}$.

$$\frac{dH_{fL,Svol}}{dt} = \dot{H}_{fL,ein} + \dot{Q}_{CV,Svol} - \dot{H}_{D,Svol} - \dot{H}_{fL,aus} \quad (4.18)$$

Der konvektiv übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{CV,Svol}$ tritt aufgrund der Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur $T_{Ads,a}$ an der Oberfläche des Adsorbens, die an das Luftvolumen angrenzt, und der Lufttemperatur T_{Svol} auf.

$$\dot{Q}_{CV,Svol} = \alpha_{S,eff} \cdot A \cdot (T_{Ads,a} - T_{Svol}) \quad (4.19)$$

Der Enthalpiestrom des adsorbierten Wassers berücksichtigt, dass dieses in gasförmiger Form aus dem Luftvolumen austritt.

$$\dot{H}_{D,Svol} = \frac{dm_{Adt}}{dt} \cdot h_D(T_{Svol}) \quad (4.20)$$

Die spezifische Enthalpie des Wasserdampfes wird anhand der in Abschnitt 2.1.3 vorgestellten Gleichung definiert, um die Konsistenz mit dem Modell feuchter Luft zu gewährleisten.

$$h_D = c_{p,D} \cdot (T - T_0) + r_0 \quad (4.21)$$

Bilanzierung des Sorptionsmaterials

Die Massenbilanz des Sorptionsmaterials setzt sich aus den Termen des trockenen Adsorbens m_{Ads} sowie des Adsorbats m_{Adt} zusammen. Die Masse des trockenen Adsorbens wird als konstant betrachtet und taucht somit nicht weiter in der differentiellen Massenbilanz auf. Die zeitliche Änderung der Adsorbatmasse entspricht dem adsorbierten Massenstrom.

$$\frac{d(m_{Ads} + m_{Adt})}{dt} = \frac{dm_{Adt}}{dt} = m_{Ads} \cdot \frac{dX}{dt} \quad (4.22)$$

Die Grundform der Energiebilanz des Sorptionsvolumens kann wieder in Abhängigkeit der inneren Energie beschrieben werden. Die Änderung der inneren Energie entspricht der Summe der zu- und abgeführten Wärmeströme (zusammengefasst durch \dot{Q}) und dem Enthalpiestrom des in der Adsorption einströmenden Wasserdampfes $\dot{H}_{D,Svol}$.

$$\frac{dU_S}{dt} = \dot{Q} + \dot{H}_{D,Svol} \quad (4.23)$$

Im Folgenden wird zunächst die linke Seite der Gleichung 4.23 betrachtet. Diese setzt sich aus einem Term für das trockene Adsorbens sowie einem Adsorbatterm zusammen. Da angenommen wird, dass der in das Adsorbensvolumen eintretende Wasserdampf vollständig adsorbiert wird, befindet sich kein Wasser in gasförmigem Zustand im Volumen.

Es wird die in der Adsorptionsthermodynamik übliche Annahme eines thermodynamisch inerten Adsorbens getroffen. Dies bedeutet, dass der thermodynamische Zustand des Adsorbens unabhängig von der Temperatur des umgebenden Gases (Adsorptiv), dem Druck des umgebenden Gases und von der Beladung mit Wasser in der Adsorbatphase ist [Ruthven, 1984, S.62]. Weiter impliziert diese Modellvorstellung, dass die Wechselwirkungen zwischen Adsorbens und Adsorbat rechnerisch vollständig dem Adsorbat zugeordnet werden. Die Beladung beeinflusst daher die innere Energie des Adsorbats, nicht aber diejenige des Adsorbens. Eine Betrachtung der Adsorptionsthermodynamik anhand einer Herleitung aus der Lösungsthermodynamik wurde von Myers [2002] dargestellt. Sowohl das Inert-Adsorbens-Modell als auch die Herleitung durch den Ansatz der Lösungsthermodynamik führen zu demselben Formelwerk, das in unterschiedlicher Weise interpretiert wird. Aufgrund dieser Übereinstimmung sowie aufgrund der weiten

Verbreitung des Inert-Adsorbens-Modells zur Beschreibung der Adsorptionsthermodynamik wird hier das Inert-Adsorbens-Modell angewandt. Unter der Annahme des inerten Adsorbens und der Zuordnung der Wechselwirkungen zum Adsorbat ist nur die innere Energie des Adsorbats von der Beladung abhängig. Eine getrennte Betrachtung der inneren Energie des Adsorbens und des Adsorbats ist im Inert-Adsorbens-Modell möglich.

$$\frac{dU_S}{dt} = \frac{d(U_{Ads} + U_{Adt})}{dt} \quad (4.24)$$

Das vollständige Differential der inneren Energie des Adsorbens kann nun folgendermaßen geschrieben werden:

$$\frac{dU_{Ads}}{dt} = \underbrace{u_{Ads} \cdot \frac{dm_{Ads}}{dt}}_{\rightarrow 0} + m_{Ads} \cdot \frac{du_{Ads}}{dt} \quad (4.25)$$

Da sich die Masse des trockenen Adsorbens nicht ändert, fällt der erste Term auf der rechten Seite der Gleichung weg und muss nicht weiter ausformuliert werden. In der weiteren Betrachtung des zweiten Terms kann zunächst der allgemeine Zusammenhang zwischen der inneren Energie und der Enthalpie in Erinnerung gerufen werden.

$$h = u + p \cdot v \quad (4.26)$$

Differentiell gilt dann der folgende Zusammenhang:

$$dh = du + p \cdot dv + v \cdot dp \quad (4.27)$$

Als inkompressibler Feststoff hat das Adsorbens eine konstante Masse sowie ein konstantes spezifisches Volumen. Das Adsorbens ist dem Gesamtdruck $p_{Svol} = p_{D,Svol} + p_{L,Svol}$ ausgesetzt, der bereits als konstant angenommen wurde. Daher entspricht die Änderung der spezifischen inneren Energie des Adsorbens der Änderung der spezifischen Enthalpie.

$$\frac{du_{Ads}}{dt} = \frac{dh_{Ads}}{dt} \quad (4.28)$$

Wird die Annahme eines inerten Adsorbens getroffen, dann ist dessen Enthalpie nur abhängig von der Temperatur. Daher gilt:

$$\frac{dh_{Ads}(T)}{dt} = \frac{\partial h_{Ads}(T)}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} = c_{p,Ads}^{tr} \cdot \frac{dT}{dt} \quad (4.29)$$

Für die weitere Beschreibung der inneren Energie des Adsorbats ist eine Unterscheidung zu treffen zwischen der mittleren inneren Energie des Adsorbats \bar{u}_{Adt} und der partiellen inneren Energie des Adsorbats u_{Adt}^* . Im Folgenden wird zunächst die partielle Größe u_{Adt}^* betrachtet, welche die spezifische innere Energie des zuletzt an die Oberfläche adsorbierten Adsorptivmoleküls beschreibt. Um diese genauer zu bestimmen, wird der Zusammenhang zwischen der partiellen Enthalpie des Adsorbats h_{Adt}^* und der differentiellen isothermen Adsorptionenthalpie $\Delta h_{Ad}(X, T)$ betrachtet. Die differentielle isotherme Adsorptionenthalpie wird aus dem thermodynamischen Gleichgewicht zwischen Adsorptiv und Adsorbat hergeleitet und entspricht der Enthalpie, die bei einem reversiblen iso-

thermen und isobaren Übergang von der Gasphase in die Adsorbatphase frei wird. Es wird auf die Herleitung in Ruthven [1984] verwiesen. Die differentielle isostere Adsorptionseenthalpie ist die Differenz der Enthalpie des Adsorptivs in der Gasphase und der partiellen Enthalpie des Adsorbats.

$$\Delta h_{Ad}(X, T) = h_D(T) - h_{Adt}^*(X, T) \quad (4.30)$$

Unter Berücksichtigung des Zusammenhangs zwischen Enthalpie und innerer Energie kann auch geschrieben werden:

$$\Delta h_{Ad}(X, T) = [u_D(T) + p_D \cdot v_D] - [u_{Adt}^*(X, T) + p_{Adt} \cdot v_{Adt}^*] \quad (4.31)$$

Im Gleichgewicht entspricht der Adsorptivdruck p_D dem Adsorbatdruck p_{Adt} und es gilt:

$$\Delta h_{Ad}(X, T) = u_D(T) - u_{Adt}^* + p_D \cdot (v_D - v_{Adt}^*) \quad (4.32)$$

Die Dichte des Adsorbats ist ähnlich groß wie die Dichte des flüssigen Wassers. Das spezifische Volumen des Wassers in der Adsorbatphase ist daher sehr viel kleiner als das spezifische Volumen des Wassers in der Gasphase.

$$v_D \gg v_{Adt}^* \quad (4.33)$$

Daher kann für die isostere Adsorptionseenthalpie auch geschrieben werden:

$$\Delta h_{Ad}(X, T) \approx h_D(T) - u_{Adt}^*(X, T) \quad (4.34)$$

Im Vergleich mit Gleichung 4.30 ist erkennbar, dass die partielle innere Energie des Adsorbats über dessen partielle Enthalpie genähert werden kann [Ruthven, 1984, S.64] [Roquerol et al., 1999, S.32].

$$u_{Adt}^* \approx h_{Adt}^* \quad (4.35)$$

Myers [2002] geht hier sogar weiter und setzt die von Gibbs zuerst formulierte Modellvorstellung einer mathematischen Grenzfläche zwischen Adsorbens und Gasraum an, die zweidimensional ist und somit kein Volumen aufweist. Damit wird die Identität der inneren Energie des Adsorbats mit der Enthalpie des Adsorbats durch die Modellvorstellung direkt postuliert.

Die im Folgenden beschriebene Vereinfachung der Energiebilanz des Adsorbats wurde gemeinschaftlich mit Eric Laurenz, Matthias Schicktanz und Valentin Schwamberger erarbeitet. Es wird zunächst die mittlere innere Energie des Adsorbats \bar{u}_{Adt} eingeführt.

$$\bar{u}_{Adt} := \frac{U_{Adt}}{m_{Adt}} \quad (4.36)$$

Dieser liegt die folgende Vorstellung zugrunde. Die zuerst bei niedriger Beladung an das trockene Adsorbens angelagerten Adsorptivmoleküle sind fester gebunden als die bei hohen Beladungen in einer höheren Schicht angelagerten Adsorptivmoleküle. Daher ist die Energieverteilung im Adsorbat nicht homogen. Die mittlere und die partielle innere

Energie des Adsorbats stimmen nicht überein. Nach Schwamberger und Schmidt [2013] kann die mittlere innere Energie des Adsorbats über die Integration der partiellen inneren Energien des Adsorbats von dem unbeladenen Zustand bis zum Zustand der vorliegenden Beladung X und anschließende Mittelung errechnet werden.

$$\bar{u}_{Adt}(X, T) = \frac{1}{X} \int_0^X u_{Adt}^*(\chi, T) d\chi \quad (4.37)$$

Nun kann die innere Energie des Adsorbats in der Energiebilanz folgendermaßen beschrieben werden.

$$\frac{dU_{Adt}}{dt} = m_{Adt} \cdot \frac{d\bar{u}_{Adt}(X, T)}{dt} + \bar{u}_{Adt}(X, T) \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} \quad (4.38)$$

Es wird zunächst der erste Term in Gleichung 4.38 betrachtet.

$$m_{Adt} \cdot \frac{d\bar{u}_{Adt}(X, T)}{dt} = m_{Adt} \cdot \frac{\partial \bar{u}_{Adt}(X, T)}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} + m_{Adt} \cdot \frac{\partial \bar{u}_{Adt}(X, T)}{\partial X} \cdot \frac{dX}{dt} \quad (4.39)$$

Bei konstanter Adsorbensmasse gilt weiter der folgende Zusammenhang:

$$\frac{dX}{dt} = \frac{1}{m_{Ads}} \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} \quad (4.40)$$

Daher kann auch geschrieben werden:

$$\begin{aligned} \frac{dU_{Adt}}{dt} &= m_{Adt} \cdot \frac{\partial \bar{u}_{Adt}(X, T)}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} + m_{Adt} \cdot \frac{\partial \frac{1}{X} \int_0^X u_{Adt}^* d\chi}{\partial X} \cdot \frac{dX}{dt} + \frac{1}{X} \int_0^X u_{Adt}^* d\chi \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} \\ &= m_{Adt} \cdot \frac{\partial \bar{u}_{Adt}(X, T)}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} + X \cdot \frac{\partial \frac{1}{X} \int_0^X u_{Adt}^* d\chi}{\partial X} \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} + \frac{1}{X} \int_0^X u_{Adt}^* d\chi \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} \end{aligned} \quad (4.41)$$

Nun werden die letzten zwei Terme aus Gleichung 4.41 zusammengefasst und vereinfacht. Dazu wird die Produktregel angewandt und weiter der Zusammenhang aus Gleichung 4.34 eingesetzt.

$$\begin{aligned} &\left\{ X \cdot \frac{\partial \frac{1}{X} \int_0^X u_{Adt}^* d\chi}{\partial X} + \frac{1}{X} \int_0^X u_{Adt}^* d\chi \right\} \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} \\ &= \left\{ X \cdot \left[-\frac{1}{X^2} \int_0^X u_{Adt}^* d\chi + \frac{1}{X} \cdot u_{Adt}^* \right] + \frac{1}{X} \int_0^X u_{Adt}^* d\chi \right\} \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} \\ &= \left\{ -\frac{1}{X} \int_0^X u_{Adt}^* d\chi + u_{Adt}^* + \frac{1}{X} \int_0^X u_{Adt}^* d\chi \right\} \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} \\ &= u_{Adt}^* \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} \\ &\approx [h_D(T) - \Delta h_{Ad}(X, T)] \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} \end{aligned} \quad (4.42)$$

Der mit der Temperatur verknüpfte Term erste Term in Gleichung 4.41 wird folgendermaßen konkretisiert. Dazu wird die Näherung der partiellen inneren Energie durch die partielle innere Enthalpie (Gleichung 4.35) auf die mittleren spezifischen Größen ausgeweitet.

$$\bar{u}_{Adt} \approx \bar{h}_{Adt} \quad (4.43)$$

Die Änderung der inneren Energie des Adsorbats in Abhängigkeit der Temperatur lautet dann:

$$\begin{aligned} m_{Adt} \cdot \frac{\partial \bar{u}_{Adt}(X, T)}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} \\ \approx m_{Adt} \cdot \frac{\partial \bar{h}_{Adt}(X, T)}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} \\ \approx m_{Adt} \cdot \bar{c}_{p,Adt} \cdot \frac{dT}{dt} \end{aligned} \quad (4.44)$$

Für die spezifische Wärmekapazität des Adsorbats wird häufig ein konstanter Wert verwendet, der niedriger als die spezifische Wärmekapazität des flüssigen Wassers angenommen wird [Núñez, 2001; Schnabel, 2009]. Dies reflektiert das niedrigere Energieniveau des angelagerten Adsorbats im Verhältnis zum Wasser in der freien flüssigen Phase und daher die Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Adsorbens und Adsorbat in der Adsorbatenthalpie. Eine beladungsabhängige spezifische Wärmekapazität wird in der Modellierung bei Maggio et al. [2006] angesetzt. Diese stützen sich auf die an einem 4A-Zeolith experimentell demonstrierten Werte von Cacciola et al. [1998]. Da vergleichbare Messwerte für die in dieser Arbeit verwendeten Stoffpaarungen nicht vorliegen und der Einfluss auf die Ergebnisse der Modellrechnungen gering sind (wie schon in Schnabel [2009] gezeigt), wird auch in dieser Arbeit eine konstante spezifische Wärmekapazität angesetzt.

Unter Verwendung dieser Zusammenhänge kann Gleichung 4.24 nun folgendermaßen umformuliert werden. Dabei entspricht die Temperatur des Adsorbats der Temperatur des Adsorbens ($T_{Ads} = T_{Adt}$). Die mit der Temperatur verknüpften Terme werden zusammengefasst.

$$\frac{dU_S}{dt} \approx m_{Ads} \cdot (c_{p,Ads}^{tr} + X \cdot \bar{c}_{p,Adt}) \cdot \frac{dT_{Adt}}{dt} + [h_D(T) - \Delta h_{Ads}(X, T)] \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} \quad (4.45)$$

Wird nun die rechte Seite der Gleichung 4.23 betrachtet, so sind die einzelnen in das Adsorbensvolumen einströmenden Wärme- und Stoffströme zu definieren. Zum einen wird Wärme konvektiv zwischen der Adsorbensoberfläche und dem Luftvolumen übertragen und resultiert im Wärmestrom \dot{Q}_{CV} . Zum anderen tritt der Wärmestrom \dot{Q}_{CD} aufgrund von Wärmeleitung durch das Adsorbens zu der angrenzenden Metalloberfläche des Wärmeübertragers auf.

$$\dot{Q} + \dot{H}_{D,Svol} = \dot{Q}_{CD,a} + \dot{Q}_{CD,b} + h_D(T_{Svol}) \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} \quad (4.46)$$

Zur Modellierung der Wärmeleitung im Adsorbens werden diesem drei Temperaturen zugewiesen: die mittlere Adsorbenstemperatur T_{Ads} , welche auch zur Auswertung des Adsorbens-/Adsorbat-Zustandes herangezogen wird, die Adsorbenstemperatur an der Kontaktseite zum Luftvolumen $T_{Ads,a}$ und an der Kontaktseite zur Wärmeübertragerwand $T_{Ads,b}$. Bei den in dieser Arbeit auftretenden geringen Adsorbensschichtdicken liegen diese drei Temperaturen sehr nah aneinander, so dass das Adsorptionsgleichgewicht bei der mittleren Temperatur T_{Ads} und der Beladung X ohne großen Fehler ausgewertet werden kann.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{CD,a} &= \frac{\lambda_{Ads}}{s_{Ads}/2} \cdot A \cdot (T_{Ads,a} - T_{Ads}) \\ \dot{Q}_{CD,b} &= \frac{\lambda_{Ads}}{s_{Ads}/2} \cdot A \cdot (T_{Ads,b} - T_{Ads})\end{aligned}\tag{4.47}$$

Die Gleichungen 4.45, 4.46 und 4.47 können nun zur Gesamtenergiebilanz des Sorptionsmaterials kombiniert werden. Die Enthalpie des Wasserdampfes wird hier entsprechend dem Modell feuchter Luft durch $h_D = c_{p,D} \cdot (T - T_0) + r_0$ am Tripelpunkt als Referenzpunkt ($T_0 = 0.01^\circ C$) berechnet.

$$\begin{aligned}m_{Ads} \cdot (c_{p,Ads}^{tr} + X \cdot \bar{c}_{p,Adt}) \cdot \frac{dT_{Adt}}{dt} &= \\ &= \dot{Q} + (h_D(T_{Svol}) - h_D(T_{Adt})) \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} + \Delta h_{Ad}(X, T_{Adt}) \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} \\ &= \dot{Q}_{CD,a} + \dot{Q}_{CD,b} + c_{p,D} \cdot (T_{Svol} - T_{Adt}) \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt} + \Delta h_{Ad}(X, T_{Adt}) \cdot \frac{dm_{Adt}}{dt}\end{aligned}\tag{4.48}$$

Die mittlere Adsorbenstemperatur $T_{Ads} = T_{Adt}$ tritt in Gleichung 4.48 im Speicherterm auf. Dies entspricht der Vorstellung, dass die Adsorptionswärme mittig im Adsorbens freigesetzt wird und nicht an der Oberfläche, die an das Luftvolumen angrenzt. Die Freisetzung der Adsorptionswärme wird daher nicht als örtlich im Adsorbens verteilte Wärmequelle sondern als punktuelle Wärmequelle modelliert. Durch Temperaturgradienten zwischen der mittleren Adsorbenstemperatur und den Temperaturen an den Grenzflächen des Adsorbens werden dann Wärmeströme aufgrund von Wärmeleitung im Adsorbens berechnet.

Die thermische Kopplung des Sorptionsvolumens an das Luftvolumen der Sorptionsseite erfolgt über den Zusammenhang zwischen dem konvektiven Wärmestrom $\dot{Q}_{CV,Svol}$ und dem Wärmestrom durch Wärmeleitung $\dot{Q}_{CD,a}$.

$$\dot{Q}_{CD,a} = -\dot{Q}_{CV,Svol}\tag{4.49}$$

Die thermische Kopplung des Sorptionsvolumens an die Wand des Wärmeübertragers wird durch den Zusammenhang zwischen dem Wärmestrom aufgrund von Wärmeleitung $\dot{Q}_{CD,b}$ und dem Wärmestrom \dot{Q}_{CT} bestimmt, der den Wärmeübergangswiderstand der Kontaktierung zwischen Sorptionsmaterial und Wärmeübertragerwand berücksichtigt.

$$\dot{Q}_{CD,b} = -\dot{Q}_{CT} \quad (4.50)$$

4.1.3. Wandmodell

Folgende Annahmen werden für das Wandmodell getroffen:

- Die Masse in den Wänden des Wärmeübertragers ist homogen verteilt.
- Die spezifische Wärmekapazität kann im betrachteten Temperaturbereich als konstant angenommen werden.
- Die Dicke der Wärmeübertragerwand ist sehr gering. Wärmeleitung durch die Wand erfolgt daher annähernd eindimensional. Axiale Wärmeleitung ist in guter Näherung vernachlässigbar (vgl. Abschnitt 2.1.4).

Das Wandmodell berücksichtigt den Wärmeübergangswiderstand aufgrund der Kontaktierung zwischen dem Sorptionsmaterial und der Wand des Wärmeübertragers, auf welcher dieses aufgebracht ist, die Wärmeleitung in der Wärmeübertragerwand sowie deren thermische Kapazität. Abbildung 4.3 stellt die hier auftretenden Wärmeströme schematisch dar.

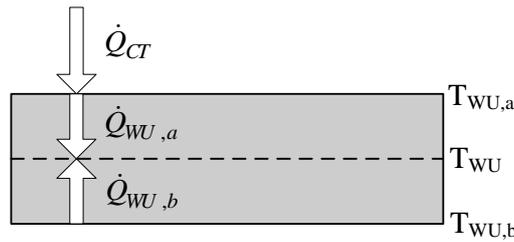


Abbildung 4.3.: Schematische Darstellung des Wandmodells mit Kontaktwiderstand

Der Wärmestrom zwischen Sorptionsmaterial und Wärmeübertragerwand \dot{Q}_{CT} wird mithilfe des effektiven Wärmeübergangskoeffizienten der Kontaktierung α_{CT} bestimmt.

$$\dot{Q}_{CT} = \alpha_{CT} \cdot A \cdot (T_{Ads,b} - T_{WU,a}) \quad (4.51)$$

Dieser entspricht dem Wärmestrom aufgrund von Wärmeleitung $\dot{Q}_{WU,a}$.

$$\dot{Q}_{CT} = \dot{Q}_{WU,a} \quad (4.52)$$

Die Energiebilanz der Wärmeübertragerwand kann dann folgendermaßen geschrieben werden:

$$\begin{aligned} m_{WU} \cdot \bar{c}_{p,WU} \cdot \frac{dT_{WU}}{dt} &= \dot{Q}_{WU,a} + \dot{Q}_{WU,b} \\ &= \frac{\lambda_{WU}}{s_{WU}/2} \cdot A \cdot (T_{WU,a} - T_{WU}) + \frac{\lambda_{WU}}{s_{WU}/2} \cdot A \cdot (T_{WU,b} - T_{WU}) \end{aligned} \quad (4.53)$$

Der Wärmestrom aufgrund von Wärmeleitung $\dot{Q}_{WU,b}$ wird dann über den Wärmestrom zum Verdunstungsmodell \dot{Q}_W an dieses gekoppelt.

$$\dot{Q}_W = -\dot{Q}_{WU,b} \quad (4.54)$$

4.1.4. Verdunstungsmodell

Für die Verdunstung von Wasser in Luft sind zunächst zwei Modellvorstellungen denkbar, die sich nach der Lokalisierung des Wassers im Verdunstungsvolumen unterscheiden. In der ersten Modellvorstellung liegt das Wasser bei Einsprühen in die Luft in Tröpfchenform vor. In diesem Fall ist das Wasser nicht im Kontakt mit der Wärmeübertragerwand. Da es thermisch nicht an die Wand angekoppelt ist, wird die Energie zur Verdunstung des Wassers der Luft entzogen. Dies bewirkt eine Abkühlung der befeuchteten Luft. Der Sorptionsluftstrom wird dann aufgrund des Temperaturunterschieds zur kühleren befeuchteten Kühlluft abgekühlt.

In der zweiten Modellvorstellung sind die Oberflächen des Wärmeübertragers vollständig mit einem Wasserfilm benetzt. Die Verdunstung erfolgt aufgrund des Unterschieds des Partialdampfdrucks im Luftvolumen und des Sättigungsdampfdrucks des Wasserfilms. In diesem Fall ist das Wasser thermisch an die Wärmeübertragerwand angekoppelt. Die Energie zur Verdunstung des Wassers wird zunächst von den Quellen zu Verfügung gestellt, die am besten an den Wasserfilm angekoppelt sind. In dem hier betrachteten Fall ist dies die Wärmeübertragerwand mit dem Sorptionsmaterial, die Wärme zum Wasserfilm leitet. Zusätzlich wird durch konvektiven Wärmeübergang Energie von den Luftströmen an das Wasser übertragen. Auch diese zweite Modellvorstellung bewirkt eine Abkühlung beider Luftströme, so dass die zwei erläuterten Mechanismen in der Realität schwer zu trennen sind.

Die in der Literaturübersicht in Abschnitt 2.1.4 zusammengefassten Modelle der indirekten Verdunstungskühlung entsprechen der Vorstellung der Verdunstung aus einem Wasserfilm. Das schwerpunktmäßig in dieser Arbeit betrachtete Modell beruht ebenfalls auf dieser zweiten Modellvorstellung. Zusätzlich sind die Gleichungen für die erste Modellvorstellung im Anhang A.5 aufgeführt.

Verdunstungsmodell: Filmverdunstung

Für das im Weiteren beschriebene Verdunstungsmodell werden die folgenden Vereinfachungen getroffen.

- Die Oberflächen werden im Modell vollständig von einem Wasserfilm konstanter Dicke benetzt.
- Das verdunstende Wasser wird ständig durch einströmendes Wasser ersetzt.
- Das in jeden Knoten einströmende Wasser hat die Temperatur des Wasserfilms des Knotens. Somit ist die Temperatur des Wasserfilms im diskretisierten Wärmeübertrager nicht homogen. Diese Annahme wird in der folgenden Modellbeschreibung genauer begründet.

- Es wird mit einem konstanten effektiven Stoffübergangskoeffizienten gerechnet. Dieser kann die Information über eine real auftretende unvollständige Benetzung der Wärmeübertragerflächen enthalten.
- Stoff- und Wärmeübergangskoeffizienten werden als zeitlich und örtlich konstant angenommen. Die Dynamik der Benetzung wird daher nicht abgebildet.
- Die spezifischen Wärmekapazitäten der Luft, des Wassers sowie des Wasserdampfes können in dem relevanten Temperaturbereich als konstant angenommen werden.
- Wärmeverluste an die Umgebung werden vernachlässigt.

Abbildung 4.4 ist eine schematische Darstellung der auftretenden Massen- und Enthalpieströme.

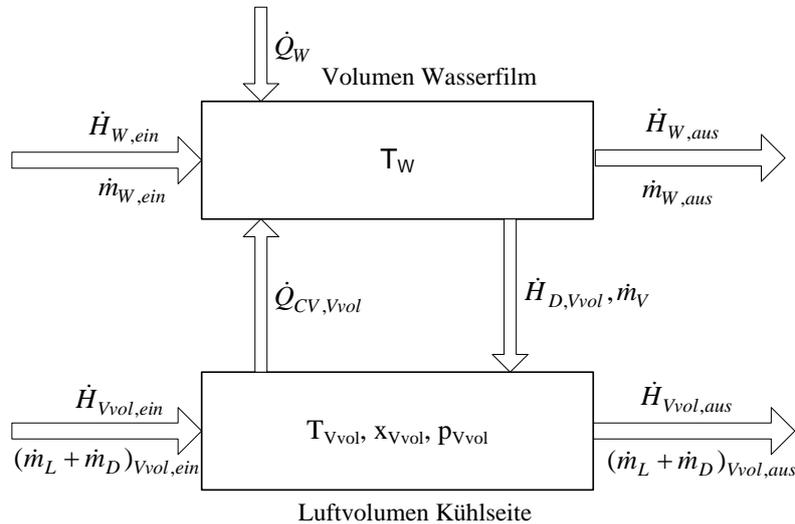


Abbildung 4.4.: Modellschema der Filmverdunstung

Bilanzierung des Luftvolumens

Analog zum Sorptionsmodell werden die Massenbilanzen für die trockene Luft sowie den Wasserdampf im Verdunstungsvolumen aufgestellt.

$$\frac{dm_{L,Vvol}}{dt} = \dot{m}_{L,ein} - \dot{m}_{L,aus} \quad (4.55)$$

$$\frac{dm_{D,Vvol}}{dt} = \dot{m}_{L,ein} \cdot x_{ein} + \frac{dm_D}{dt} - \dot{m}_{L,aus} \cdot x_{aus} \quad (4.56)$$

Auch die Formulierung der Energiebilanz des Luftvolumens ist ähnlich. Es treten ein konvektiver Wärmestrom $\dot{Q}_{CV,Vvol}$ sowie ein Enthalpiestrom des verdunstenden Wasserdampfes in das Luftvolumen $\dot{H}_{D,Vvol}$ auf.

$$\frac{dH_{fL,Vvol}}{dt} = \dot{H}_{fL,ein} - \dot{Q}_{CV,Vvol} + \dot{H}_{D,Vvol} - \dot{H}_{fL,aus} \quad (4.57)$$

Der konvektive Wärmestrom ist proportional zur Differenz der Temperaturen im Luftvolumen und an der Oberfläche des Wasserfilms.

$$\dot{Q}_{CV,Vvol} = \alpha_V \cdot A \cdot (T_{Vvol} - T_W) \quad (4.58)$$

Das verdunstende Wasser tritt in gasförmiger Form in das Luftvolumen ein, was sich in dem Enthalpiestrom $\dot{H}_{D,Vvol}$ widerspiegelt. Dies bedeutet, dass die Energie für die Verdunstung nicht direkt dem Luftvolumen entzogen wird. Die Abkühlung der Luft erfolgt ausschließlich über den konvektiven Wärmestrom $\dot{Q}_{CV,Vvol}$. Die auf diesem Wege dem Wasser übertragene Wärme trägt zur Verdunstung des Wassers bei.

$$\dot{H}_{D,Vvol} = \dot{m}_V \cdot h_D(T_W) \quad (4.59)$$

Bilanzierung des Wasserfilms

Um den Wasserfilm zu beschreiben, muss diesem zunächst ein Volumen und eine Masse zugewiesen werden. Das Modell ist hier dahingehend vereinfacht, dass von einem konstant bestehenden Wasserfilm einer konstanten Dicke s_W sowie einer vollständigen Benetzung der Oberfläche des Wärmeübertragers ausgegangen wird. Die Annahme eines konstant bestehenden Films ist hinsichtlich der Modellstabilität notwendig, damit alle für die Berechnungen benötigten Temperaturen und Größen definiert sind. Für den Fall der Wärmeübertragung ohne Verdunstungskühlung wird der Stoffübergangskoeffizient $\beta_{V,eff}$ zu Null gesetzt. Aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit des flüssigen Wassers ist der Wärmeübergangswiderstand des Wasserfilms niedrig und wird vernachlässigt. Er führt also auch im Falle der Modellierung der reinen Wärmeübertragung ohne Verdunstungskühlung zu keiner signifikanten Änderung der Ergebnisse. Die Wärmekapazität des Wassers hat bei geringen Filmdicken (Größenordnung bis etwa 0.1 mm) einen geringen Einfluss auf den Verlauf der Temperatur- und Feuchteverläufe. Mit zunehmender Filmdicke nimmt dieser Einfluss zu und steigert merklich die thermische Kapazität des Wärmeübertragers.

Das Wasservolumen V_W errechnet sich über die konstant vorgegebene Dicke des Wasserfilms s_W und die bedeckte Fläche A , die der Wärmeübertragungsfläche entspricht.

$$V_W = A \cdot s_W \quad (4.60)$$

Mithilfe der Dichte des flüssigen Wassers wird die Masse des Wasserfilms berechnet. Die Dichte des flüssigen Wassers wurde mit $\rho_W = 997 \text{ kg/m}^3$ konstant angesetzt.

$$m_W = V_W \cdot \rho_W \quad (4.61)$$

Die Massenbilanz erfasst die ein- und ausfließenden Wasserströme sowie den Massenstrom des verdunstenden Wassers \dot{m}_V .

$$\frac{dm_W}{dt} = \dot{m}_{W,ein} - \dot{m}_V - \dot{m}_{W,aus} \quad (4.62)$$

Die treibende Kraft der Wasserverdunstung ist die Differenz des Wasserdampfgehalts

des Luftvolumens x_{Vvol} und des Wasserdampfgehaltes an der Grenzfläche zwischen Wasserfilm und Luftvolumen $x_{sat}(T_W)$.

$$\dot{m}_V = \frac{dm_D}{dt} = \beta_{V,eff} \cdot \rho_L \cdot A \cdot (x_{sat}(T_W) - x_{Vvol}) \quad (4.63)$$

Die Kinetik des Stoffübergangs wird durch den Stoffübergangskoeffizienten $\beta_{V,eff}$ beschrieben. Bei der Identifikation anhand von Messdaten kann sich dieser von dem über eine Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport berechneten Stoffübergangskoeffizienten β_V unterscheiden. Unter Anwendung der Lewis-Beziehung kann letzterer bestimmt werden (vgl. Gleichung 2.33). Die Anwendung eines effektiven Stoffübergangskoeffizienten $\beta_{V,eff}$ ermöglicht, über den Benetzungsfaktor ψ eine unvollständige Benetzung zu berücksichtigen.

$$\beta_{V,eff} = \beta_V \cdot \psi \quad (4.64)$$

Aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit des Wasserfilms entspricht die Temperatur der Grenzschicht bei dünnen Filmdicken (Größenordnung von 0.1 mm) näherungsweise der Wassertemperatur, so dass der Wasserdampfgehalt $x_{sat}(T_W)$ nach Gleichung 4.65 berechnet wird.

$$x_{sat}(T_W) = \frac{\frac{R_L}{R_D} \cdot p_{sat}(T_W)}{p_{Vvol} - p_{sat}(T_W)} \quad (4.65)$$

Für den Wärmestrom zwischen der Wand des Wärmeübertragers und dem Wasserfilm wird der Vollständigkeit halber ein Übergangskoeffizient α_W modelliert. In realen Systemen ist dieser Wärmeübergang sehr hoch im Vergleich zum konvektiven Wärmeübergang von Luft an die Wand oder das Wasser, so dass er auch vernachlässigt werden darf. Wärmeübertragerwand und Wasserfilm haben bei sehr hohem α_W annähernd dieselbe Temperatur.

$$\dot{Q}_W = \alpha_W \cdot A \cdot (T_{WU,b} - T_W) \quad (4.66)$$

Die Energiebilanz des Wasservolumens wird im Folgenden für das in Abbildung 4.4 dargestellte Modellschema aufgestellt. In der Energiebilanz enthaltene Terme sind der Wärmestrom \dot{Q}_W , der dem Wasserfilm von Seiten des Adsorptionsmaterials zugeführt wird, der konvektive Wärmestrom $\dot{Q}_{CV,Vvol}$, der dem Wasserfilm vom Luftvolumen der Verdunstungsseite zugeführt wird, der abströmende Enthalpiestrom des Wasserdampfes $\dot{H}_{D,Vvol}$ sowie die ein- und ausströmenden Enthalpieströme des flüssigen Wassers $\dot{H}_{W,ein}$ und $\dot{H}_{W,aus}$. Diese Terme können zunächst vollständig aufgeschrieben werden. T_0 ist die Temperatur der Wassers am Tripelpunkt und r_0 die dazugehörige Verdampfungsenthalpie.

$$\begin{aligned} \frac{dH_W}{dt} = & \dot{Q}_W + \dot{Q}_{CV,Vvol} + \dot{H}_{W,ein} - \dot{H}_{D,Vvol} - \dot{H}_{W,aus} \\ & \dot{m}_V \cdot [c_{p,D} \cdot (T_W - T_0) + r_0] - \underbrace{(\dot{m}_{W,ein} - \dot{m}_V)}_{\dot{m}_{W,aus}} \cdot c_{p,W} \cdot (T_W - T_0) \end{aligned} \quad (4.67)$$

Dabei wird die Enthalpie des Wassers im Speicherterm auf der linken Seite von Gleichung 4.67 mit einer konstanten Wärmekapazität berechnet.

$$H_W = m_W \cdot c_{p,W} \cdot (T_W - T_0). \quad (4.68)$$

Die einzelnen Terme in Gleichung 4.67 können folgendermaßen weiter zusammengefasst werden.

$$\begin{aligned} \frac{dH_W}{dt} = & \alpha_W \cdot A \cdot (T_{WU,b} - T_W) + \alpha_V \cdot A \cdot (T_{Vvol} - T_W) + \\ & \dot{m}_{W,ein} \cdot c_{p,W} \cdot (T_{W,ein} - T_W) + \dot{m}_V \cdot (c_{p,W} - c_{p,D}) \cdot (T_W - T_0) - \dot{m}_V \cdot r_0 \end{aligned} \quad (4.69)$$

Die zur Verdunstung benötigte Verdampfungswärme $\dot{m}_V \cdot r_0$ taucht also in der Energiebilanz des Wassers und nicht in der Energiebilanz des Luftvolumens auf. Die Verdampfungswärme wird im Modell dem Wasser direkt entzogen. Durch die daraus folgende Abkühlung des Wassers wird diesem durch Wärmeleitung und Konvektion Wärme von den angrenzenden Luftvolumen sowie dem Adsorptionsmaterial zugeführt.

Die Kopplung an den Wärmestrom $\dot{Q}_{WU,b}$ des Wandmodells erfolgt über den Wärmestrom \dot{Q}_W .

$$\dot{Q}_W = -\dot{Q}_{WU,b} \quad (4.70)$$

Die in Gleichung 4.69 dargelegte Energiebilanz kann weiter vereinfacht werden. Dies erfolgt durch die Annahme, dass dem Wasserfilm nur die verdunstende Wassermenge zugeführt wird, aber kein Wasserstrom abfließt. Die vereinfachte Energiebilanz des Wasserfilms kann dann folgendermaßen geschrieben werden:

$$\begin{aligned} \frac{dH_W}{dt} = & \dot{Q}_W + \dot{Q}_{CV,Vvol} + \dot{H}_{W,ein} - \dot{H}_{D,Vvol} \\ = & \alpha_W \cdot A \cdot (T_{WU,b} - T_W) + \alpha_V \cdot A \cdot (T_{Vvol} - T_W) + \\ & \dot{m}_V \cdot c_{p,W} \cdot (T_W - T_0) - \dot{m}_V \cdot [c_{p,D} \cdot (T_W - T_0) + r_0] \\ = & \alpha_W \cdot A \cdot (T_{WU,b} - T_W) + \alpha_V \cdot A \cdot (T_{Vvol} - T_W) + \\ & \dot{m}_V \cdot (c_{p,W} - c_{p,D}) \cdot (T_W - T_0) - \dot{m}_V \cdot r_0 \end{aligned} \quad (4.71)$$

Das Fehlen des Terms $\dot{m}_{W,ein} \cdot c_{p,W} \cdot (T_{W,ein} - T_W)$ unterscheidet die so vereinfachte Energiebilanz von der detaillierteren Energiebilanz. Wird für die detaillierte Energiebilanz die Annahme getroffen, dass das Wasser bereits mit Filmtemperatur T_W eintritt, so stimmen die Bilanzen überein. Wird der Wärmeübertrager diskretisiert, so ist die Temperaturdifferenz $T_{W,ein} - T_W$ im ersten Element maximal. Da das Wasser aus dem ersten Element schon mit Filmtemperatur austritt, wird die Differenz immer kleiner. Im Vergleich zur latent umgesetzten Wärme $\dot{m}_V \cdot r_0$ ist der Term sehr klein, so dass im Folgenden die vereinfachte Energiebilanz ohne signifikanten Fehler angewandt werden darf.

4.1.5. Implementierung verschiedener Strömungskonfigurationen

Durch die Verknüpfung der oben beschriebenen Untermodelle lässt sich zunächst das Grundmodell des verdunstungsgekühlten Sorptionswärmeübertragers erzeugen. Soll ein vollständiger Wärmeübertrager abgebildet werden, so ist eine Verknüpfung mehrerer Instanzen dieses Grundmodells zu implementieren. Die Instanz des Grundmodells wird im Folgenden als Wärmeübertragerelement bezeichnet. Die Verknüpfung fällt je nach Strömungskonfiguration unterschiedlich aus. Unabhängig von der Strömungskonfiguration gelten für die Abbildung des Wärmeübertragers die folgenden Annahmen:

- Der Wärmeübertrager wird gleichmäßig angeströmt. Daher kann er durch einen einzelnen Wärmeübertragerkanal wiedergegeben werden.
- Der Aufbau der Wärmeübertragerkanäle ist symmetrisch. Daher kann der Kanal durch einen Halbkanal abgebildet werden.
- Aufgrund der gleichmäßigen Anströmung werden alle Kanäle mit demselben Teilmassenstrom durchströmt.
- Die axiale Wärmeleitung ist aufgrund der geringen Dicke der Wärmeübertragerwand gering. Die axiale Wärmeleitung wird daher vernachlässigt.
- Der Luftstrom wird im Wärmeübertrager nicht umgeleitet. Quervermischung im Wärmeübertrager wird daher vernachlässigt.
- Der Wärmeübertrager ist nach außen isoliert. Daher werden Wärmeverluste an die Umgebung vernachlässigt.

Die Implementierung der Gegen- und Gleichstromkonfiguration erfolgt durch In-Reihenschalten einer frei wählbaren Anzahl an Wärmeübertragerelementen. Der in Temperatur und Feuchte homogene Massenstrom tritt in das erste Wärmeübertragerelement in Flußrichtung ein. Der Luftzustand am Austritt der Wärmeübertragerelemente stellt dann den Eintrittszustand in das folgende Element dar. Die Umsetzung der Kreuzstromkonfiguration ist in Abbildung 4.5 schematisch dargestellt. Der Gesamtmassenstrom wird zunächst gleichmäßig auf die Anzahl der Elemente quer zur Flußrichtung der Luft in den Sorptions- sowie in den Kühlkanälen aufgeteilt. Dabei ist die Anzahl der Elemente in beiden Strömungsrichtungen unterschiedlich wählbar. Die Teilmassenströme treten mit homogener Temperatur, Feuchte und Druck in die als parallel modellierten und somit axial thermisch nicht gekoppelten Kanalpässe ein. Bei Austritt aus den in Flußrichtung zuletzt durchströmten Elementen werden die Massenströme addiert und eine Mischtemperatur und Mischfeuchte ermittelt. Diese Werte können mit den gemessenen Temperaturen und Feuchten am Wärmeübertrageraustritt verglichen werden, und werden zur Bilanzierung des Prozesses herangezogen.

Energie- und Stoffbilanzen der Simulation wurden für das dynamisch zwischen Ad- und Desorption zyklerte Wärmeübertragerelement sowie einen in 10x10 Elemente diskretisierten Wärmeübertrager überprüft. Im luftgekühlten Sorptionsprozess betrug der Fehlbetrag der Massenbilanz für das diskretisierte Modell maximal 0.13 % der umgesetzten Wassermasse, der Fehlbetrag der Energiebilanz maximal 0.56 %. Für den verdunstungsgekühlten Prozess war der Fehlbetrag der Energiebilanz mit 1.2 % etwas höher,

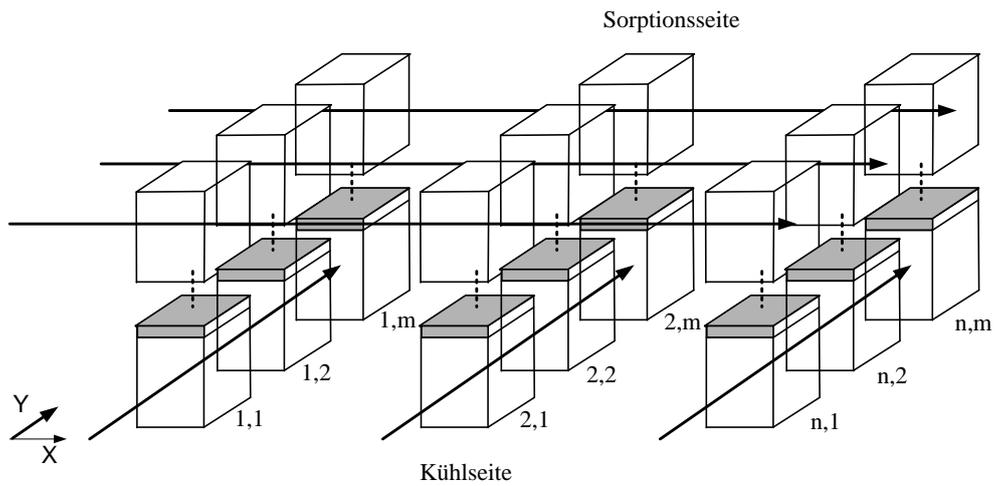


Abbildung 4.5.: Schematische Darstellung der Diskretisierung im Kreuzstrommodell

die relative Abweichung der Massenbilanz aufgrund der höheren umgesetzten Masse mit 0.09 % etwas niedriger. Es kann geschlossen werden, dass das Modell auch in der dynamischen Simulation hinreichend genau rechnet und somit im Weiteren angewendet werden darf.

4.2. Grenzwertbetrachtung und Sensitivitätsanalyse des Modells des Sorptionswärmeübertragers

Im Folgenden wird zunächst durch eine Grenzwertbetrachtung die Plausibilität der Modellrechnungen überprüft. Im Anschluß werden im Rahmen einer Sensitivitätsanalyse die in der Modellkalibrierung zu berücksichtigenden Modellparameter bestimmt. Es werden vorwiegend Modellparameter betrachtet, die die Güte der Wärme- und Stoffübertragung beeinflussen. Diese sind in Abbildung 4.6 schematisch dargestellt.

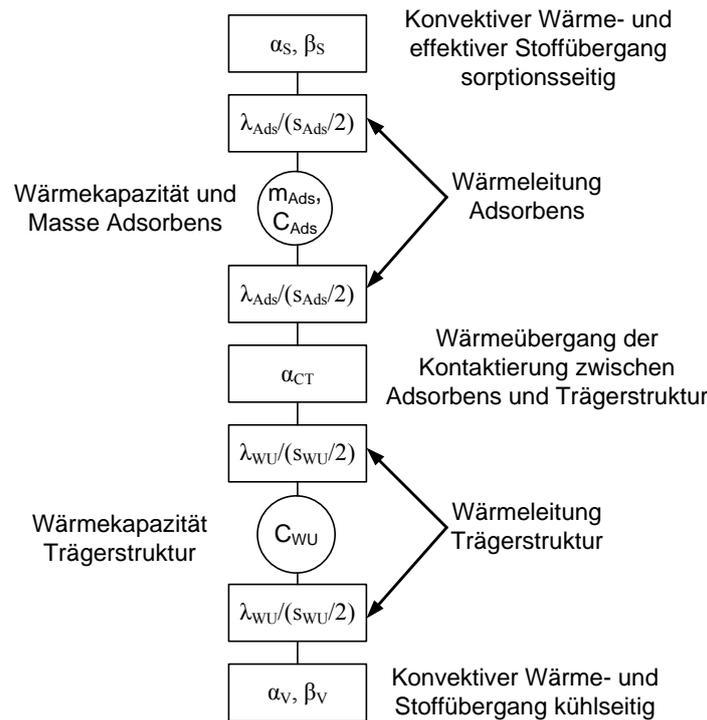


Abbildung 4.6.: Schematische Darstellung der Wärme- und Stoffübergangsmechanismen und Wärmekapazitäten, die in der Grenzwertbetrachtung und Sensitivitätsanalyse berücksichtigt werden

Die betrachteten Modellparameter sind die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten auf der Sorptions- und der Kühlseite (α_s , α_v), der Wärmeübergangskoeffizient der Kontaktierung zwischen Sorptionsmaterial und Wärmeübertragerwand α_{CT} , die Wärmeleitung der Sorptionsschicht und der Wärmeübertragerwand (λ_{Ads} , λ_{WU}) und die spezifische Wärmekapazität des Wärmeübertragers und des Adsorbens ($c_{p,WU}$, $c_{p,Ads}^{tr}$). Aufgrund der geringen Schichtdicke ($s_{WU} = 0.15$ mm) und der hohen Wärmeleitfähigkeit des Aluminiums ist die Wärmeleitung in der Wärmeübertragerwand nicht limitierend im Vergleich zur Wärmeleitung in der Sorptionsschicht. Daher wird im Folgenden nur der Einfluss der Wärmeleitung der Sorptionsschicht diskutiert. Ebenfalls wird nur der Einfluss der Wärmekapazität des Adsorbens diskutiert, da diese aufgrund der höheren Adsor-

bensmasse im Vergleich zur Adsorbatmasse die Wärmekapazität des beladenen Adsorbens ($c_{p,Ads}^{tr} + X \cdot c_{p,Adt}$) bestimmt. Weiter werden die effektiven Stoffübergangskoeffizienten der Sorption sowie der Verdunstung (β_S, β_V) sowie die Masse des Adsorptionsmaterials betrachtet. Diese wird über die Variation der scheinbaren Dichte des Sorptionsmaterials ρ_{Ads} im Modell variiert.

Da der Einfluss der einzelnen Parameter zunächst qualitativ betrachtet werden soll, wird die Untersuchung an einem einzelnen Wärmeübertragerelement (1x1 Diskretisierung) vorgenommen. Für die Dimensionierung des einzelnen Elements wurde annähernd die Dimensionierung des ersten Prototyps übernommen (vgl. Tabelle 5.1 im noch folgenden Abschnitt 5.1.1). Die Zielgrößen sind die adsorbierte Wassermasse m_{Adt} sowie die mittlere Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$.

Als Eingangsdaten in die Simulation werden vereinfachte Verläufe der Massenströme, Temperaturen und Wasserdampfgehalte für einen kurzen Zyklus mit einer Zyklendauer von 40 Minuten sowie für einen langen Zyklus von 90 Minuten Dauer vorgegeben. Für den Wasserdampfgehalt wird in allen drei Zyklusphasen ein konstanter Wert von 12.0 g/kg vorgegeben. Der Eingangswert des Massenstroms der Sorptionsseite geht in der Zwischenkühlphase gegen Null, derjenige der Kühlseite tut dies in der Desorptionsphase. Die Steigung der eintretenden Temperatur der Sorptionsseite $T_{S,ein}$, die den Aufheiz- und Abkühlvorgang der Zuströmstrecke vereinfacht wiedergibt, orientiert sich an real am ersten Prototyp gemessenen Verläufen. Hierzu wurde zuerst eine Messung eines langen Zyklus verwendet. Die verwendete Temperaturrampe und der gemessene Verlauf sind in Abbildung 4.7 (obere Abbildung) dargestellt. Ziel der Festlegung der Rampenparameter war die Wiedergabe der Zeitskala des Anstiegs des Temperaturverlaufs zu Beginn der Desorption und die Anpassung der zeitlichen Dauer der Desorptionsphase und der Zwischenkühlphase. Abweichend von der Messung fällt die Temperatur $T_{S,ein}$ des vereinfachten Rampenverlaufs in der Zwischenkühlphase wieder auf einen während der Adsorptionsphase konstanten Wert von $T_{S,ein} = 32^\circ\text{C}$. Für die kurzen Zyklen (untere Abbildung) wurde die Steigung zu Beginn der Desorption von der für die langen Zyklen verwendeten Temperaturrampe übernommen. Aus der Messung kurzer Zyklen wurden die Zeiten der einzelnen Zyklusphasen übernommen. Der Temperaturhub wurde abweichend von der Messung gewählt, um eine Vergleichbarkeit mit den Randbedingungen der Simulation der längeren Zyklen zu erreichen. Dies führt zu der größeren Abweichung der Temperaturrampe des kurzen Zyklus von den dargestellten gemessenen Verläufen.

Für die Simulation der langen und der kurzen Zyklen werden im Folgenden durch Verdunstung gekühlte Adsorptionsprozesse betrachtet. Tabelle 4.1 fasst die Randbedingungen der Simulation zusammen.

Tabelle 4.2 stellt die Werte der berücksichtigten Parameter zusammen. Dabei wurden alle Parameter unter Verwendung äquidistanter Schrittweiten über eine Spanne des Faktors 10 ausgehend vom Minimalwert variiert. Die Schrittweite errechnet sich durch $\frac{Z_{max}-Z_{min}}{n-1}$. Dabei stehen Z_{min} und Z_{max} für die in der Tabelle angegebenen minimalen und maximalen Werte der Parameter und die Anzahl der Schritte wurde mit $n=9$ für alle Parameter gleich angesetzt. Der mittlere (hier fünfte) Wert dieser Zahlenreihe ist in

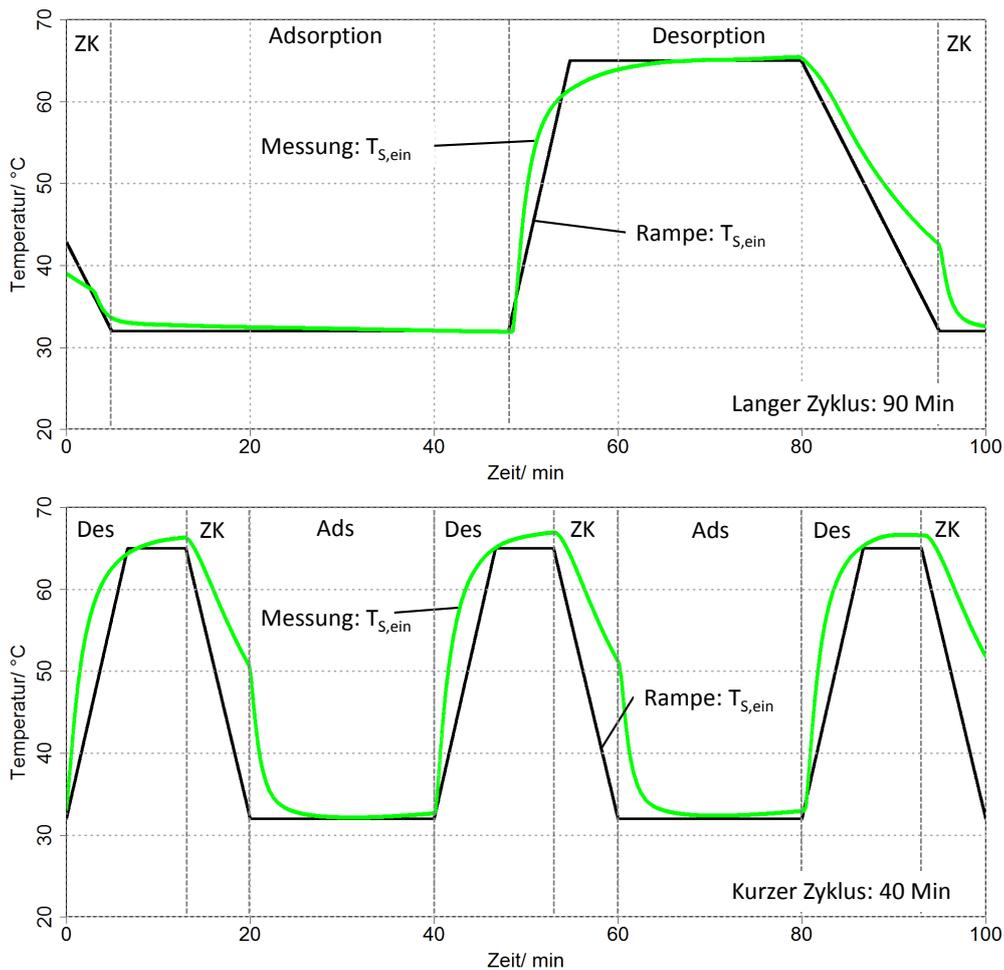


Abbildung 4.7.: Rampenfunktion der Temperatur $T_{s,ein}$ als Eingangsgröße in die Simulation für den kurzen und den langen Zyklus im Vergleich zu gemessenen Werten

der Tabelle als Standard bezeichnet und repräsentiert die erwartete Größenordnung der Parameter. Die Standardwerte aller Parameter stellen den Parametersatz für die Bezugsrechnung dar. Mit jeder Rechnung wird nur ein Parameter geändert.

4.2.1. Grenzwertbetrachtung

Die aus der Grenzwertbetrachtung resultierenden Werte für die adsorbierte Wassermasse, die mittlere Kühlleistung, sowie der mittlere Zustand der Luft am Austritt des Wärmeübertragers während der Adsorption sind in Tabelle 4.3 zusammengestellt. Die Grenzwertbetrachtung wurde für den kürzeren Zyklus von 40 Minuten durchgeführt. In der folgenden Diskussion der Ergebnisse werden die Parameter einzeln diskutiert.

KAPITEL 4. MODELLIERUNG DES VERDUNSTUNGSGEKÜHLTEN
SORPTIONSWÄRMEÜBERTRAGERS

Tabelle 4.1.: Luftzustände am Eintritt des Wärmeübertragers in der Grenzwertbetrachtung und Parametervariation

Bedingung	$T_{S,ein}$ [°C]	$x_{S,ein} = x_{Des,ein}$ [g/kg]	$T_{V,ein}$ [°C]	$x_{V,ein}$ [g/kg]	$T_{Des,ein}$ [°C]	alle \dot{m} [kg/h]
Wert	32.0	12.0	26.0	12.0	65.0	450

Tabelle 4.2.: Variationsbreite der Parameter in der Sensitivitätsanalyse

Parameter	Einheit	Minimaler Wert	Standard-Wert	Maximaler Wert
$\alpha_S = \alpha_V$	W/m^2K	8	44	80
α_{CT}	W/m^2K	45	248	450
λ_{Ads}	W/mK	0.04	0.22	0.4
$c_{p,WU}$	J/kgK	300	1650	3000
$c_{p,Ads}^{tr}$	J/kgK	164	900	1636
β_S	m/s	0.0035	0.01925	0.035
β_V	m/s	0.0035	0.01925	0.035
ρ_{Ads}	kg/m^3	120	660	1200

Tabelle 4.3.: Grenzwertbetrachtung der Parameter mit Einfluss auf die Wärmeübertragung an Rechnungen des kurzen Zyklus ($|| < 1$ steht für $|\dot{Q}_{Ads,1}| < 1$)

Fall	Parameterwert	m_{Adt} [g]	$\dot{Q}_{Ads,1}$ [W]	$\bar{T}_{S,aus}$ [°C]	$\bar{x}_{S,aus}$ [g/kg]
a	Standardparametersatz	391	-1574	26.3	9.4
b	$\alpha_S = \alpha_V = 0.0 W/m^2K$, $\beta_V = 0.000 m/s$	0.0	0.0	32.0	12.0
c	$\alpha_S = \alpha_V = 0.2 W/m^2K$, $\beta_V = 0.014 m/s$	10	-65	31.7	11.9
d	$\alpha_S = \alpha_V = 10^5 W/m^2K$, $\beta_V = 0.014 m/s$	420	-1714	25.7	9.2
e	$\alpha_S = 10^5 W/m^2K$, $\alpha_V = 0.0 W/m^2K$	427	-1789	25.2	9.1
f	$\alpha_S = 0.0 W/m^2K$, $\alpha_V = 10^5 W/m^2K$	< 1	$ < 1$	32.0	12.0
g	$\alpha_{CT} = 0.0 W/m^2K$	252	+81	36.9	10.3
h	$\alpha_{CT} = 10^5 W/m^2K$	396	-1618	26.0	9.3
i	$\lambda_{Ads} \rightarrow 0.0 W/mK$	0.0	$ < 1$	32.0	12.0
j	$\lambda_{Ads} = 10^5 W/mK$	395	-1601	26.1	9.3
k	$c_{p,WU} = c_{p,Ads}^{tr} = 1 J/kgK$	457	-1645	26.7	8.9
l	$c_{p,WU} = c_{p,Ads}^{tr} = 10^8 J/kgK$	0	+320	34.5	12.0
m	$\beta_S = 0.0 m/s$	0	-948	24.6	12.0
n	$\beta_S \rightarrow \infty$	444	-1660	26.5	9.0
o	$\beta_V = 0.000 m/s$	281	-602	32.0	10.0
p	$\beta_V \rightarrow \infty$	407	-1714	25.5	9.3
q	$m_{Ads} \rightarrow 0.0 kg$	0	-945	24.6	12.0
r	$m_{Ads} \rightarrow \infty$	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.

Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient

Für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten wurden fünf unterschiedliche Fälle (b-f) betrachtet. Im ersten Grenzfall b findet keine Verdunstung von Wasser statt ($\beta_V = 0.000 \text{ m/s}$) und die Wärmeübergangskoeffizienten beidseitig haben den Wert $\alpha_S = \alpha_V = 0 \text{ W/m}^2\text{K}$. In diesem Fall ist das Sorptionsmaterial thermisch beidseitig nicht angekoppelt. Somit wird weder Wasser adsorbiert, noch findet eine Kühlung der Luft statt. Die Zielwerte nehmen den Wert Null an und die Eintrittswerte stimmen mit den Austrittswerten überein ($T_{S,ein} = T_{S,aus}$, $x_{S,ein} = x_{S,aus}$). Wird die Verdunstung erlaubt, so kann aus Gründen der Simulationsstabilität nur ein minimaler Wert von $\alpha_S = \alpha_V = 0.2 \text{ W/m}^2\text{K}$ angesetzt werden. In diesem Fall (Fall c) werden nur eine sehr geringe Wassermasse umgesetzt und eine geringe Kühlleistung erzielt. Im entgegengesetzten Grenzfall (Fall d) mit sehr guter konvektiver Ankopplung ($\alpha_S = \alpha_V = 10^5 \text{ W/m}^2\text{K}$) werden für die adsorbierte Wassermasse und die Kühlleistung endliche Grenzwerte erreicht, welche für die adsorbierte Wassermasse zu einer Steigerung um 7.4% und für die Kühlleistung zu einer Steigerung von 8.9% im Verhältnis zum Standardfall liegen.

Um die Effekte der thermischen Ankopplung sorptions- und verdunstungsseitig trennen zu können, wurde zunächst ein Fall (Fall e) mit idealer thermischer Ankopplung der Luft sorptionsseitig ($\alpha_S = 10^5 \text{ W/m}^2\text{K}$) und ohne thermische Ankopplung verdunstungsseitig gerechnet ($\alpha_V = 0 \text{ W/m}^2\text{K}$). Sowohl die adsorbierte Wassermasse als auch die Kühlleistung übersteigen die Werte des Grenzfalls beidseitiger idealer Ankopplung (Fall d). Durch die fehlende thermische Ankopplung der Luft auf der Verdunstungsseite in Fall e bleibt diese von konstanter Temperatur. Es liegt trotzdem eine treibende Kraft zur Verdunstungskühlung aufgrund des Gefälles zwischen dem Wasserdampfpartialdruck in der feuchten Luft und dem Sättigungswasserdampfgehalt in Abhängigkeit der Temperatur des Wasserfilms vor. Daher verdunstet Wasser in die Kühlluft, ohne dass sich deren Temperatur verändert. Die gesamte Wärme zur Verdunstung des Wassers wird diesem über Konvektion und Wärmeleitung von der Sorptionsseite zugeführt. Damit fällt die Temperatur des Adsorbens unter diejenige im Falle der idealen beidseitigen konvektiven Ankopplung. Im Vergleich zum Standardfall führt dies zu einer Steigerung der adsorbierten Wassermasse um 9.2% und der Kühlleistung um 13.7%.

Für den gegenteiligen Grenzfall verdunstungsseitig idealen und sorptionsseitig fehlenden konvektiven Wärmeübergangs (Fall f) werden keine signifikante Wassermasse sowie Kühlleistung umgesetzt. Dem Sorptionsmaterial kann aufgrund fehlenden konvektiven Wärmeübergangs keine Wärme von der Luft sorptionsseitig mehr zugeführt werden. Dieses nimmt die Temperatur der Luft kühlseitig an. Es findet keine Desorption statt und folglich wird keine Wassermasse umgesetzt. Durch diese Grenzwertbetrachtung wird daher die hohe Bedeutung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten auf der Sorptionsseite sichtbar.

Thermische Ankopplung des Adsorbens

Der Grenzfall fehlender thermischer Ankopplung des Adsorbens an den Wärmeübertrager $\alpha_{CT} = 0 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Fall g) entspricht einem ungekühlten Sorptionsprozess. Aufgrund

der fehlenden Kühlung steigt die Temperatur des Adsorbens und die adsorbierte Wassermasse vermindert sich. Durch die Freisetzung der Adsorptionswärme im Adsorbens kommt es zu einer Erwärmung der Sorptionsluft. Es wird keine Temperaturabsenkung der Sorptionsluft mehr erzielt.

Bei idealer Ankopplung $\alpha_{CT} = 10^5 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Fall h) wird nur eine geringfügig höhere Wassermasse adsorbiert (+ 1.3 %) und Kühlleistung erzielt (+ 2.8 %) als im Standardfall. Dies deutet darauf hin, dass der konvektive Wärmeübergang im Verhältnis zur thermischen Ankopplung des Adsorbens limitierend ist. Dieses Ergebnis steht auch im Einklang mit dem Größenordnungsvergleich der Beiträge einzelner Übergangsmechanismen, der in Tabelle 3.10 in Abschnitt 3.3.2 zusammengefasst wurde.

Wärmeleitung des Adsorbens

Im ersten Grenzfall (i) wird das Adsorbens als Isolator betrachtet ($\lambda_{Ads} = 10^{-4} \text{ W/mK}$). Das Adsorbens ist somit beidseitig thermisch nicht angekoppelt und leitet keine Wärme von der Sorptionsseite auf die Kühlseite. Daher wird keine Wassermasse umgesetzt und keine Kühlung der Sorptionsluft erzielt.

Im Falle idealer Wärmeleitung (Fall j) ($\lambda_{Ads} = 10^5 \text{ W/mK}$) werden wie zuvor im Falle idealer thermischer Ankopplung des Adsorbens an die Wärmeübertragerwand (Fall h) nur geringfügig höhere Zielwerte erreicht. Diese liegen für die adsorbierte Wassermasse 1.0 % höher und für die Kühlleistung 1.7 % höher als im Standardfall. Auch hier wird deutlich, dass der konvektive Wärmeübergang im offenen System der limitierende Wärmeübergangsmechanismus ist. Auch dies ist im Einklang mit dem in Tabelle 3.10 dargestellten Größenordnungsvergleich.

Thermische Masse des Adsorbens und der Trägerstruktur

Die Wärmekapazitäten des Adsorbens und der Trägerstruktur wurden für die Betrachtung zusammengefasst, um zu gewährleisten, dass die gesamte thermische Masse des Wärmeübertragers einen sehr großen oder sehr kleinen Wert annimmt. Für die Betrachtung eines Wärmeübertragers mit sehr geringer thermischer Masse wurden daher die spezifischen Wärmekapazitäten $c_{p,WU} = c_{p,Ads}^{tr} = 1 \text{ J/kgK}$ gesetzt (Fall k). Dies führt zu der deutlichsten Erhöhung der umgesetzten Wassermasse mit einer Steigerung von 16.9 % im Vergleich zum Standardfall. Die Kühlleistung erhöht sich mit + 4.5 % aber in deutlich geringerem Maße. Dies kann folgendermaßen erklärt werden.

Die Berechnungen wurden für feste Zykluszeiten vorgenommen. Durch die Verringerung der thermischen Masse kann die Wärme in der Desorption in eine schnellere Temperaturerhöhung des Adsorbens (steilere Flanke des Temperaturverlaufs) umgesetzt werden. Dies führt zu einer Erhöhung der effektiv für den Phasenwechsel in der Desorption aufgebrauchten Wärmemenge und in Folge zu einer höheren desorbierten Wassermasse. Daher kann in der Adsorption mehr Wasserdampf adsorbiert werden und in Folge wird mehr Wärme freigesetzt. Dies führt zu einer höheren Austrittstemperatur der Luft auf der Sorptionsseite im Vergleich zu dem Fall, in dem weniger Wasserdampf adsorbiert wird.

Andererseits kühlt sich der Wärmeübertrager während der Zwischenkühlung ab, so dass dessen thermische Masse zu Beginn der folgenden Adsorptionsphase einen Kältespeicher darstellt, der die zu Beginn der Adsorptionsphase auftretende Spitze der Freisetzung von Adsorptionswärme puffert. Fehlt diese thermische Masse, so ergibt sich eine höhere mittlere Austrittstemperatur. Insofern laufen der Effekt der höheren Enthalpieabsenkung durch die verstärkte Entfeuchtung und der Effekt der geringeren Enthalpieabsenkung aufgrund der weniger stark ausfallenden Temperaturabsenkung wegen des fehlenden Speichers gegeneinander.

Wird hingegen der Grenzwert einer sehr hohen thermischen Masse (Fall l) betrachtet ($c_{p,WU} = c_{p,Ads}^{tr} = 10^8 \text{ J/kgK}$) so gleicht sich die Temperatur der Luft dem Startwert der Temperatur der Wärmeübertragerwand an (35.0°C). Aufgrund der hohen Wärmekapazität stellt die Wärmeübertragerwand ein fast unerschöpfliches Energiereservoir dar. Dies führt dazu, dass das Adsorptionsmaterial ebenfalls eine konstante Temperatur annimmt. Es wird kein Wasserdampf mehr adsorbiert. Die Kühlleistung entspricht der Wärmemenge, die der Luft zum Angleichen an die Temperatur der Wärmeübertragerwand zugeführt werden muss.

Stoffübergangskoeffizienten der Adsorption und der Verdunstung

Wird der Stoffübergangskoeffizient der Sorption $\beta_S = 0 \text{ W/m}^2\text{K}$, so findet keine Adsorption mehr statt (Fall m). Der Wärmeübertrager verhält sich in diesem Fall wie ein reiner indirekter Verdunstungskühler. Im gegenteiligen Grenzfall (n) wird die Kinetik der Adsorption optimal. Dies führt zu einer Steigerung der adsorbierten Wassermasse um 13.6 % und der Kühlleistung um 5.5 %.

Wird der Stoffübergangskoeffizient der Verdunstung $\beta_V = 0 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Fall o), so entspricht dies dem Fall eines luftgekühlten Sorptionsprozesses. Die umgesetzte Wassermasse (-28.1 %) und erreichte Kühlung (-61.8 %) sind deutlich geringer als im Fall mit Verdunstungskühlung. Sie liegen aber über den Zielwerten für den Fall des adiabaten Sorptionsprozesses, der durch eine fehlende thermische Ankopplung des Adsorbens an die Trägerstruktur angenähert wird (s.o.). Die mittlere Austrittstemperatur der Luft aus dem Sorptionskanal liegt nur leicht über der Eintrittstemperatur, da die Abluft mit einer Eintrittstemperatur von 26°C einen Großteil der Adsorptionswärme abführen kann. Wird der Stoffübergangskoeffizient β_V dagegen sehr groß (Fall p), so wird aufgrund der besseren Kühlung eine über dem Standardfall liegende Wassermasse adsorbiert (+4.1 %) und eine höhere Kühlleistung erzielt (+8.9 %).

Trockenmasse des Adsorptionsmaterials

Eine sehr geringe Adsorbensmasse (Fall q) führt wieder zu der Funktion des Wärmeübertragers als reiner indirekter Verdunstungskühler. Da das Ansetzen einer sehr hohen Adsorbensmasse in der Simulation zu numerischen Schwankungen führt, wird als zweiter Grenzfall eine Vergrößerung der Adsorbensmasse um die Faktoren 1 bis 7 untersucht. Durch die größere Adsorbentrockenmasse erhöht sich zusätzlich die thermische Masse des Wärmeübertragers. Die adsorbierte Wassermasse nähert sich zunächst einem leicht

über dem Standardfall liegenden Maximum an (+ 3.3 % bei Faktor 2). Bei einer weiteren Erhöhung der Trockenmasse nimmt diese aufgrund der erhöhten thermischen Masse aber wieder ab. Die Kühlleistung verhält sich hierzu analog.

Aus der Grenzwertbetrachtung kann zusammenfassend geschlossen werden, dass die Modellergebnisse plausibel und physikalisch erklärbar sind. Die Ergebnisse können im Rahmen der Sonderfälle adiabate Adsorption, luftgekühlte Adsorption, reine Verdunstungskühlung und vollständige Entkopplung der Untermodelle gedeutet werden.

4.2.2. Sensitivitätsanalyse

Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse werden im Folgenden zur Erhöhung der Übersichtlichkeit zweistufig präsentiert. Der Abschnitt gliedert sich in eine Betrachtung von Parametern mit primärem thermischen Einfluss und in eine Betrachtung von Parametern mit primärem Einfluss auf die Wasserdampfadsorption.

Parameter mit vorrangigem Einfluss auf das thermische Verhalten

Zunächst werden in Abbildung 4.8 die Parameter dargestellt, die sich vorrangig auf das thermische Verhalten des Sorptionswärmeübertragers auswirken.

Der Abszissenwert gibt den Faktor an, um den der Parameter im Verhältnis zum Standardwert verändert wurde. Die Variationsbreite liegt zwischen Faktoren von 0.2 bis 1.8 und deckt den sinnvoll zu erwartenden Wertebereich der Parameter ab. Eine größere Variationsbreite wird in der Sensitivitätsanalyse nicht betrachtet, da durch die zuvor diskutierten Grenzfälle die maximale Veränderung der Zielwerte für die betrachtete Konfiguration festgelegt ist (kurzer Zyklus von 40 Minuten, Untersuchung eines einzelnen Wärmeübertragerelementes). Der Ordinatenwert gibt die prozentuale Änderung der Zielwerte adsorbierte Wassermasse m_{Adt} und Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ in Bezug zur Rechnung mit den Standardparametern an (vgl. Tabelle 4.2). Diese sind in den oberen Graphiken für die kürzere Zykluszeit (40 Minuten) und in den unteren Graphiken für die längere Zykluszeit (90 Minuten) wiedergegeben.

Für alle in Abbildung 4.8 betrachteten Parameter ist die Sensitivität der Zielgrößen auch abhängig von der Zykluszeit. Für kürzere Zyklen ist diese deutlich stärker ausgeprägt. Der insbesondere für die adsorbierte Wassermasse signifikante Unterschied der Sensitivität bei unterschiedlichen Zykluszeiten ist darauf zurückzuführen, dass es bei hinreichend langen Zyklen gelingt, das Sorptionsmaterial vollständig zu zyklisieren. Dies bedeutet, dass das Adsorbens während der Desorption und der Adsorption annähernd in einen Gleichgewichtszustand gebracht werden kann. Bei diesen langen Zyklen strebt die adsorbierte Wassermasse schon bei relativ niedrigen Übergangskoeffizienten (α_S , α_V , α_{CT}) einem Grenzwert entgegen. Dieser entspricht der maximal bei den gegebenen Randbedingungen adsorbierbaren Wassermasse. Wird der Zyklus verkürzt, so nimmt der Einfluss der thermischen Übergangskoeffizienten zu. So führt ein größerer konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in der Desorption zu einem schnelleren Anstieg der Temperatur des Adsorbens. Diesem wird in der Zeit, die für die Desorption zur Verfügung steht, eine

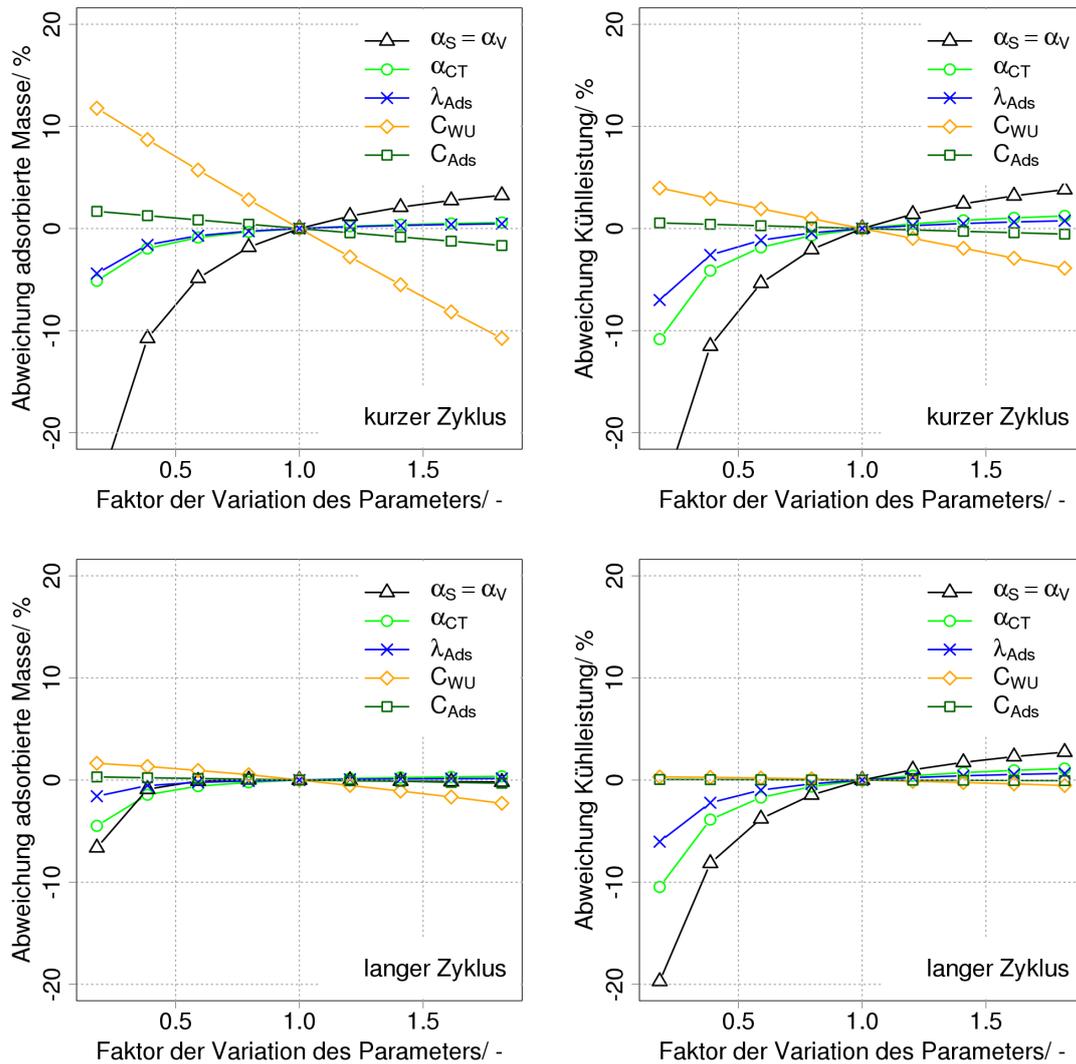


Abbildung 4.8.: Abhängigkeit der adsorbierten Wassermasse m_{Adt} und der Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ von Parametern mit vorrangigem Einfluss auf das thermische Verhalten

größere Wärmemenge zugeführt, so dass das Adsorbens besser getrocknet werden kann. Dies führt zu einer Zunahme der adsorbierten Wassermasse.

Die Parameter, welche die Güte des Wärmeübergangs beeinflussen (α_S , α_V , α_{CT} , λ_{Ads}), weisen einen positiven Zusammenhang mit den Zielgrößen auf. Die Sensitivität nimmt mit abnehmendem Wert der Parameter zu. Der Einfluss auf die Zielgrößen ist bei geringen Werten größer, da sich der Wärmeübergang zunehmend verschlechtert und limitierend wirkt. Wie in dem vorhergehenden Abschnitt erläutert, streben die Zielgrößen bei zunehmender Güte dieser Parameter einem Grenzwert entgegen. Werden die Sensitivitäten für diese vier Parameter quantitativ verglichen, so wird deutlich, dass der

konvektive Wärmeübergangskoeffizient bei den betrachteten Größenordnungen der Parameter den größten Einfluss auf die adsorbierte Wassermasse und die Kühlleistung hat.

Für die thermische Ankopplung α_{CT} kann für die lose Ankopplung des Adsorbens an die Wärmeübertragerwand ein typischer Wert von $\alpha_{CT,min} = 100 \text{ W/m}^2\text{K}$ als unterer Grenzwert betrachtet werden [Schnabel, 2009]. Dies entspricht der Multiplikation des Wertes des Standardfalls mit einem Faktor von 0.4 (Verringerung des Parameters α_{CT} um 60 %). Für die adsorbierte Wassermasse und die Kühlleistung liegt die prozentuale Abweichung immer noch unter 3% respektive 5%. Daher wird deutlich, dass die thermische Ankopplung des Adsorbens bei offenen Prozessen im Vergleich zum konvektiven Wärmeübergang (α_S, α_V) eine untergeordnete Rolle spielt, was in klarem Gegensatz zu den in Schnabel [2009] betrachteten Anwendungen in geschlossenen Prozessen steht. Im Gegensatz zu den offenen Prozessen ist das Adsorbens in geschlossenen Prozessen (z.B. Adsorptionskälteanlagen) an eine Trägerstruktur angebracht, die mit einem strömenden flüssigen Wärmeträgermedium in Kontakt ist. Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Wärmeübertragermedium (z.B. Wasser) und der Trägerstruktur ist mit Werten zwischen $\alpha = 450\text{-}8500 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ [Riffel et al., 2010] ein bis zwei Größenordnungen größer als der konvektive Wärmeübergang von Luft an das Adsorbens, so dass in geschlossenen Adsorptionssystemen die thermische Ankopplung des Adsorbens an den Träger limitierend wird (siehe hierzu die detaillierten Untersuchungen von Schnabel [2009]).

Der Einfluss der Wärmeleitung wird hier exemplarisch anhand der Wärmeleitfähigkeit des Adsorbens dargestellt. Da die Wärmeleitung der Trägerstruktur diejenige des Adsorbens um drei Größenordnungen übersteigt, die Schichtdicken aber für relevante Anwendungen in derselben Größenordnung liegen, ist die Wärmeleitfähigkeit der Trägerstruktur nicht die limitierende Größe. Auch für den in Abbildung 4.3 dargestellten kurzen Zyklus hat die Wärmeleitfähigkeit des Adsorbens im relevanten Bereich zwischen $\lambda_{Ads} = 0.1 \dots 0.6 \text{ W/mK}$ [Schnabel, 2009] keinen signifikanten Einfluss auf die adsorbierte Wassermasse und die Kühlleistung. Die Sensitivität ist noch geringer als für die thermische Ankopplung.

Auf der anderen Seite weisen die thermische Kapazität der Trägerstruktur C_{WU} sowie des Adsorbens C_{Ads} einen negativen Zusammenhang mit den Zielgrößen auf. Mit abnehmender Wärmekapazität steigen die adsorbierte Wassermasse und die Kühlleistung. Die Steigerung der Kühlleistung verhält sich unterproportional zur Steigerung der adsorbierten Wassermasse. Dieser Zusammenhang wurde bereits in Abschnitt 4.2.1 erklärt. Die Zielgrößen reagieren sensitiver auf eine Änderung der Wärmekapazität der Trägerstruktur als auf eine Änderung der Wärmekapazität des Adsorbens. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das Adsorbens einen deutlich kleineren Anteil an der Gesamtmasse des Wärmeübertragers hat (hier etwa 20 %). Die thermische Masse des Adsorbats wurde nicht mit in die Darstellung aufgenommen. Da diese eine Größenordnung kleiner ist als die thermische Masse des Adsorbens, spielt sie eine noch geringere Rolle als diese. Ihr Einfluss auf die Zielgrößen kann vernachlässigt werden.

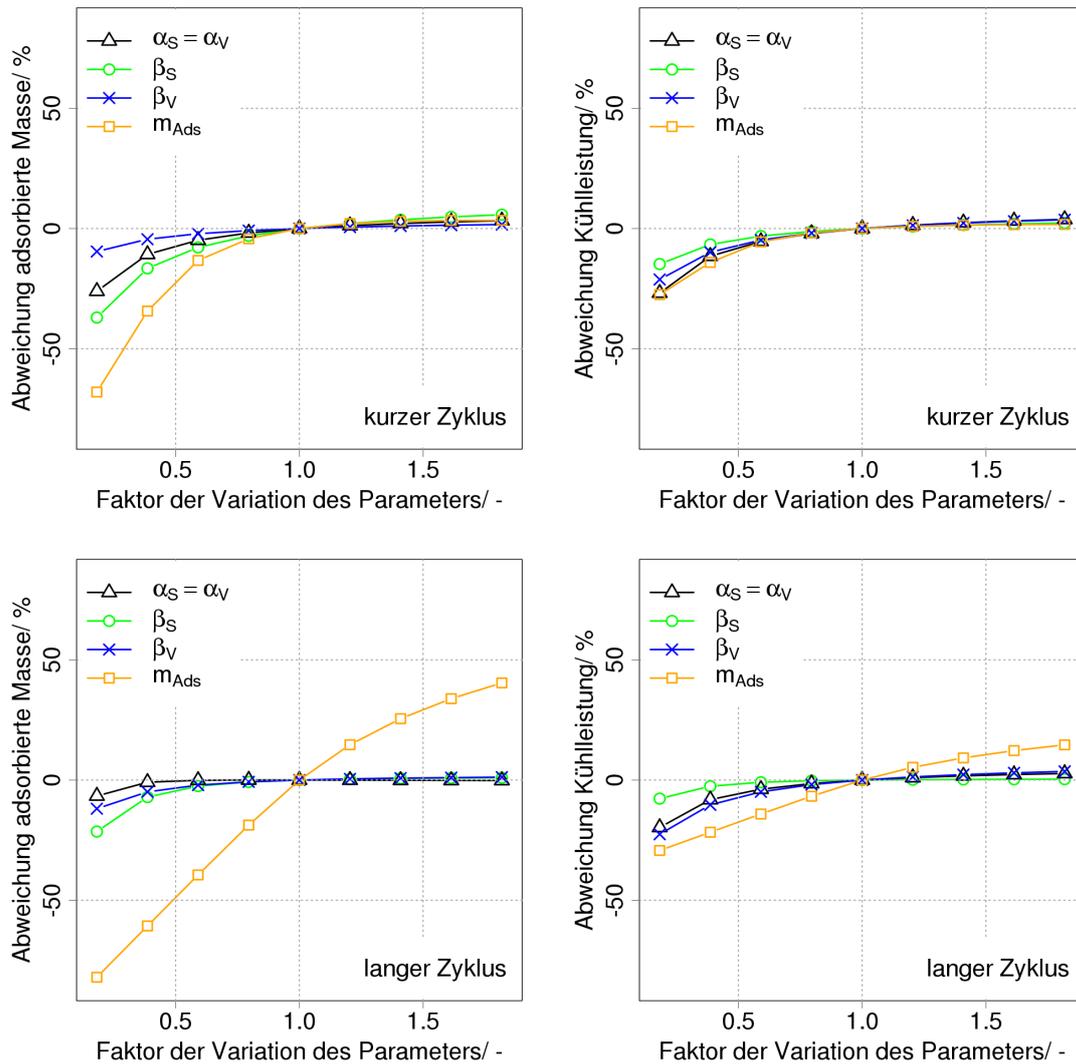


Abbildung 4.9.: Abhängigkeit der adsorbierten Wassermasse m_{Adt} und der Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ von Parametern mit vorrangigem Einfluss auf die Wasserdampfadsorption

Parameter mit vorrangigem Einfluss auf die Wasserdampfadsorption

Die Ergebnisse der Variation des zweiten Parametersatzes sind in Abbildung 4.9 dargestellt. Da hier eine andere Skalierung verwendet wurde als in der zuvor diskutierten Abbildung 4.8, ist die bereits diskutierte Variation des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten zur Orientierung mit dargestellt.

Wie für die bereits im vorigen Abschnitt diskutierten Wärmeübergangskoeffizienten stehen auch die Stoffübergangskoeffizienten β_S und β_V in einem positiven Zusammenhang mit den Zielgrößen. Mit abnehmenden Stoffübergangskoeffizienten nimmt auch hier

die Sensitivität zu. Der Stoffübergangskoeffizient der Sorption β_S bestimmt die Kinetik der Adsorption. Bei kürzeren Zyklen sind die Zielgrößen sensitiver auf eine Abnahme des Stoffübergangskoeffizienten β_S als bei längeren Zyklen, in welchen ein Erreichen des Gleichgewichts auch bei langsamerer Kinetik erreicht werden kann. Im Vergleich zeigt sich, dass die adsorbierte Wassermasse deutlich sensitiver auf die Erhöhung des Stoffübergangskoeffizienten β_S reagiert als die Kühlleistung. Durch die höhere adsorbierte Wassermasse wird auch eine größere Wärmemenge in der Adsorption frei und es kommt zu einer geringeren Absenkung der Temperatur $T_{S,aus}$. Die Kühlleistung steigt daher weniger stark als die adsorbierte Wassermasse. Für den Stoffübergangskoeffizienten β_V ist der positive Einfluss auf die Kühlung stärker ausgeprägt als auf die adsorbierte Wassermasse. Eine höhere Wasserdampfadsorption geht mit einer gleichzeitig verstärkten Temperaturniedrigung der Sorptionsluft einher.

Hervorzuheben ist die hohe Sensitivität der adsorbierten Wassermasse auf die Trockenmasse des Adsorbens bei langen Zykluszeiten. Ist die Trockenmasse des Adsorbens gering, so steht diese in einem etwa linearen Zusammenhang mit der adsorbierten Wassermasse. Durch die lange Zykluszeit kann das Sorptionsmaterial vollständig gesättigt und desorbiert werden. Erst bei weiter steigender Trockenmasse ist eine Abflachung des Verlaufs zu erkennen, welche aus der nicht vollständigen Zyklisierung des Sorptionsmaterials resultiert. In der zur Verfügung stehenden Zeit und mit dem vorgegebenen Temperaturverlauf kann nur noch ein Teil der Adsorbensmasse aktiviert werden. In diesem Bereich abgeflachten Verlaufs stellt sich ein zyklisches Gleichgewicht zwischen der adsorbierten und desorbierten Wassermasse ein.

Zusammenfassung

Zielsetzung der Sensitivitätsanalyse war die Identifikation der in der Modellkalibrierung zu berücksichtigenden Parameter. Für die zuerst betrachteten Parameter werden in der Modellkalibrierung die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sorptions- und verdunstungsseitig α_V und α_S und die thermische Masse der Trägerstruktur C_{WU} als mit Unsicherheit behafteter Wert berücksichtigt, der einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Zielwerte hat. Weiter werden die zwei Stoffübergangskoeffizienten β_S und β_V berücksichtigt. Die Adsorbenstrockenmasse wird über eine Messung der langen, luftgekühlten Adsorption genauer bestimmt und daher als bekannt angenommen. Sie wird daher nicht in die Modellkalibrierung mit aufgenommen. Alle weiteren Parameter werden im Folgenden mit Hilfe von Literaturwerten abgeschätzt und konstant gehalten.

4.2.3. Diskussion der Modelldiskretisierung

Im vorhergehenden Abschnitt wurde das Modell des Sorptionswärmeübertragers als einzelnes Wärmeübertragerelement evaluiert. Im Folgenden wird der Einfluss der Modelldiskretisierung auf das Simulationsergebnis diskutiert und ein Verfahren zur Parameteridentifikation vorgestellt.

Um die ortsabhängigen Temperatur-, Feuchte- und Beladungsverläufe im Sorptionswärmeübertrager abbilden zu können, muss dieser örtlich aufgelöst werden. Der Grad

dieser Auflösung in einzelne, diskrete Wärmeübertragerelemente wird als Modelldiskretisierung bezeichnet. Je höher die Modelldiskretisierung, desto feiner wird das Rechengitter. Gleichzeitig erhöht sich die Anzahl zu lösender Gleichungen linear mit der Anzahl an Wärmeübertragerelementen und quadratisch mit der Anzahl der Kanalpässe bei äquidistanter Skalierung in beide Flussrichtungen. Dies resultiert in einer starken Erhöhung des rechnerischen Aufwands und der benötigten Simulationszeit.

Insbesondere im Zusammenspiel mit dem Einlesen von Datensätzen als Simulationsinput stösst die Simulation in Modelica an Grenzen. Datensätze, die als Simulationsinput eingelesen werden, sind üblicherweise Zeitreihen. Mit jedem in einer Zeitreihe vorgegebenen Datensatz wird in Modelica ein “Time-Event” ausgelöst, welcher eine Reinitialisierung des Gleichungssystems bewirkt. Da diese besonders rechenintensiv ist, erhöht sich die Simulationszeit im Vergleich zu der Vorgabe einer im Modell integrierten Rampenfunktion um ein Vielfaches. Dieses Verhalten ist unabhängig davon, ob die eingelesenen Daten mit dem physikalischen Modell tatsächlich verknüpft sind oder nicht. Im Rahmen dieser Arbeit ist das Einlesen von Messdaten für die Parameteridentifikation unumgänglich. Die mit vertretbarem Aufwand rechenbare Modelldiskretisierung fällt hierdurch jedoch deutlich niedriger aus als die bei Vorgabe einer Rampenfunktion realisierbare Diskretisierung. Insofern kann die höchste rechenbare Diskretisierung nur zur Diskussion der Modelldiskretisierung herangezogen werden, nicht aber für Rechenkampagnen mit einer hohen Anzahl an Rechnungen (z.B. Parameteridentifikation) verwendet werden.

Im Folgenden wird das Zusammenspiel wichtiger Modellparameter und des Diskretisierungsfehlers erläutert. Zu diesem Zweck wird der Einfluss der Diskretisierung auf die drei Fälle der (a) Wärmeübertragung ($\beta_V = \beta_S = 0 \text{ m/s}$), der (b) indirekten Verdunstungskühlung ($\beta_S = 0 \text{ m/s}$) und eines (c) verdunstungsgekühlten Adsorptionszyklus kurzer Zykluszeit exemplarisch betrachtet. Die Ergebnisse der Rechnungen unterschiedlicher Diskretisierung mit dem in Tabelle 4.2 angegebenen Standardparametersatz sind in Abbildung 4.10 wiedergegeben. Die Diskretisierung wurde in beide Flussrichtungen äquidistant gewählt, so dass die Anzahl der Wärmeübertragerelemente dem Quadrat des Abzissenwertes entspricht. Auf der Ordinate ist das Verhältnis der Zielgröße bei der Diskretisierung, die dem Abzissenwert zuzuordnen ist, zu der Zielgröße bei der höchsten rechenbaren Diskretisierung von 30×30 Elementen dargestellt. Zielgrößen sind in allen drei Fällen die Kühlleistung auf der Sorptionsseite \dot{Q}_{Ads} und für den Fall des Adsorptionszyklus zusätzlich die adsorbierte Wassermasse m_{Adt} .

Die Zielwerte nähern sich mit zunehmender Diskretisierung den Werten der höchsten Diskretisierung (30×30) an. Der Minimalwert für ein einzelnes Wärmeübertragerelement liegt für die Betrachtung der Wärmeübertragung bei 66 % der bei höchster Diskretisierung erreichten Kühlleistung (Minimalwert nicht in der Graphik dargestellt). Da die Kurven auch bei hoher Diskretisierung noch nicht in eine Sättigung übergehen, muss geschlossen werden, dass eine Diskretisierung, die eine vollständige Unabhängigkeit von dem gewählten Gitter gewährleistet, nicht gerechnet werden kann. Jedoch sind die Unterschiede der Zielwerte bei höheren Diskretisierungen zur Maximaldiskretisierung relativ gering und liegen für den Fall des Adsorptionszyklus mit einer Diskretisierung in 15×15 Elemente unter 2 % (Temperaturen $\Delta T_{S,aus} = 0.11 \text{ K}$, Wasserdampfgehalt $\Delta x_{S,aus} = 0.05 \text{ g/kg}$).

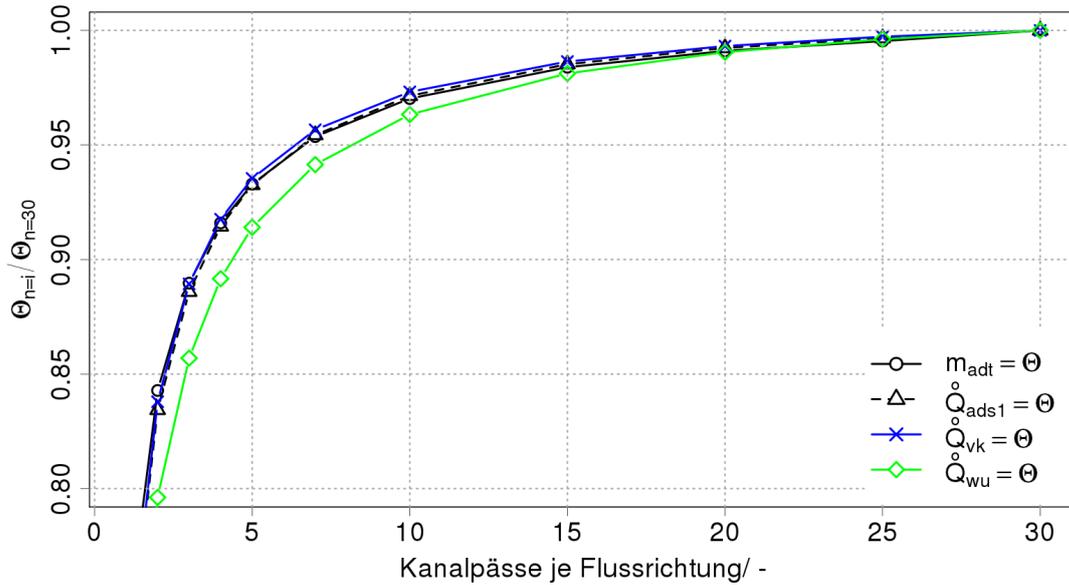


Abbildung 4.10.: Abweichung der Ergebnisse des Modells bei niedriger Diskretisierung im Verhältnis zur höchsten rechenbaren Diskretisierung für die Fälle (a) reine Wärmeübertragung (\dot{Q}_{WU}), (b) Wärmeübertragung mit Phasenwechsel (\dot{Q}_{VK}) und (c) verdunstungsgekühlter Sorptionsprozess (m_{Adt} , $\dot{Q}_{Ads,1}$)

Diese Abweichung liegt deutlich unterhalb des Fehlers der Messtechnik mit $\pm 0.3\text{ K}$ für den Temperaturwert und $\pm 0.3\text{ g/kg}$ für den Wasserdampfgehalt.

Bei der reinen Wärmeübertragung zeigt sich die am stärksten ausgeprägte Abhängigkeit der Zielgröße Kühlleistung von der Modelldiskretisierung bei Anwendung des Standardparametersatzes. In diesem Fall ist der konvektive Wärmeübergangskoeffizient der relevante Übergangsparameter (da $\beta_V = \beta_S = 0\text{ m/s}$). Die Abweichung, die bereits bei diesem einfachsten Fall der reinen Wärmeübertragung ohne Phasenwechsel (Fall a) auftritt, muss also auch in den anderen Rechnungen (Fälle b und c) enthalten sein. Auch in diesen weiteren Fällen tritt konvektiver Wärmeübergang auf ($\alpha \neq 0\text{ W/(m}^2\text{K)}$). Daher ist der Zusammenhang zwischen dem konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten und der Modelldiskretisierung in allen drei Rechnungen enthalten. Um den Zusammenhang zwischen α und der Diskretisierung herauszurechnen, wird in einem ersten Schritt für jede Diskretisierung ein äquivalenter Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{equ}(n_{Disk})$ ermittelt. Dieser wird für jede Diskretisierung des Wärmeübertragers in $n \times n$ Elemente derart bestimmt, dass für den Fall der reinen Wärmeübertragung die Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ der höchsten Diskretisierung (30x30 Elemente) reproduziert werden kann (es gilt dann $\dot{Q}_{WU}(n_{Disk}, \alpha_{equ}) = \dot{Q}_{WU}(n_{Disk} = 30, \alpha)$).

In einem zweiten Schritt werden die $\alpha_{equ}(n_{Disk})$ in der Rechnung zur Verdunstungskühlung eingesetzt. In der Rechnung zur Verdunstungskühlung kommt zusätzlich zum

konvektiven Wärmeübergang der Stoffübergang der Verdunstung hinzu ($\beta_V \neq 0$ m/s). Es tritt aber keine Adsorption auf ($\beta_S = 0$ m/s). Es werden in analoger Vorgehensweise äquivalente Stoffübergangskoeffizienten der Verdunstung $\beta_{V, equ}(n_{Disk})$ ermittelt. Diese Parametersätze aus $\alpha_{equ}(n_{Disk})$ und $\beta_{V, equ}(n_{Disk})$ werden dann in der dritten Rechnung des verdunstungsgekühlten Adsorptionsprozesses (Fall c) bei den unterschiedlichen Diskretisierungen eingesetzt. Zur Identifikation dieser äquivalenten Parameter wird das Optimierungsprogramm “GenOpt” verwendet [Wetter, 2008].

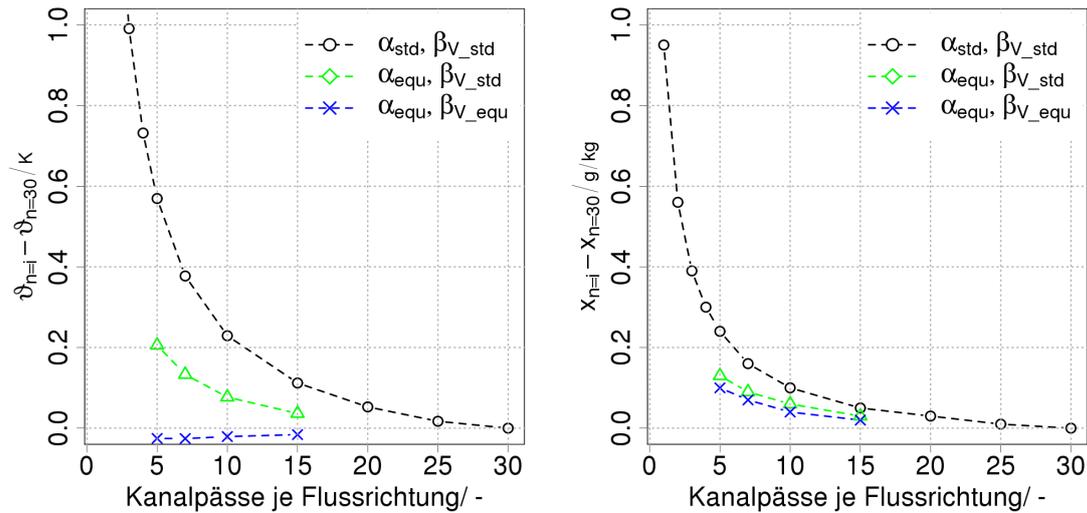


Abbildung 4.11.: Abweichungen von Austrittstemperaturen und -feuchte niedrig diskretisierter zu hoch diskretisierten Modellen bei unterschiedlichen Parametersätzen

Abbildung 4.11 stellt die Ergebnisse dieser dritten Rechnung (Fall c) in Form der absoluten Abweichung der mittleren Austrittstemperatur und des mittleren Wasserdampfgehalts eines verdunstungsgekühlten Sorptionsprozesses im Vergleich zur höchsten Diskretisierung dar. Die Rechnungen mit dem Standardparametersatz sind durch Kreise gekennzeichnet und zeigen einen deutlichen Anstieg der Abweichung mit abnehmender Diskretisierung. Die Rechnungen mit äquivalenten Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{equ}(n_{Disk})$ und dem nicht angepassten Stoffübergangskoeffizienten β_V sind durch Dreiecke gekennzeichnet. Es tritt bereits eine deutlich verringerte Abweichung sowohl der Temperatur als auch des Wasserdampfgehalts von der Rechnung mit maximaler Diskretisierung auf. Eine weitere Verbesserung, insbesondere der Abweichungen der Austrittstemperatur, kann durch Rechnungen mit den Parametersätzen von $\alpha_{equ}(n_{Disk})$ und $\beta_{V, equ}(n_{Disk})$ erreicht werden. Diese Rechnungen sind durch Kreuze gekennzeichnet. Eine Erweiterung des Vorgehens auf den Stoffübergangskoeffizienten der Adsorption β_S ist ebenfalls denkbar und möglich. Dies wird hier nicht angewandt, da aus Abbildung 4.9 zu erkennen ist, dass durch die ausschließliche Berücksichtigung der zwei Parameter $\alpha_{equ}(n_{Disk})$ und $\beta_{V, equ}(n_{Disk})$ die Abweichung bei einer Simulation mit 5×5 Elementen zur Rechnung der höchsten Diskretisierung mit $\Delta x = 0.1$ g/kg und $\Delta T < 0.1$ K bereits kleiner ist als die Messgenauigkeit.

Die für dieses Beispiel ermittelten äquivalenten Parameter sind in Tabelle 4.4 aufgeführt. Durch die großen Unterschiede der äquivalenten Parameter wird deutlich, dass die bei geringen Diskretisierungen verwendeten (äquivalenten) Parameter nicht physikalisch interpretierbar sind. Somit können Korrelationen zur Abschätzung von Modellparametern erst bei ausreichend hohen Diskretisierungen sinnvoll eingesetzt werden. Als allgemeine Erkenntnis kann geschlossen werden, dass die Genauigkeit der Bestimmung von Übergangsparametern und die Modellgenauigkeit, die maßgeblich von der Unabhängigkeit der Simulationsergebnisse von der Modelldiskretisierung abhängt, nicht voneinander zu trennen sind.

Tabelle 4.4.: Äquivalente Parametersätze für unterschiedliche Diskretisierungen für das gewählte Rechenbeispiel

Diskretisierung		5x5	7x7	10x10	15x15	30x30
α_{equ}	W/m ² K	75	60	53	48	44
$\beta_{V,equ}$	m/s	0.024	0.022	0.021	0.020	0.019

Für die Modellkalibrierung wird aufgrund der ausgeführten Betrachtungen das folgende Vorgehen abgeleitet. Zunächst werden alle drei Parameter mit gemessenen Eingangswerten anhand der Simulation für eine niedrige Diskretisierung von 5x5 Elementen ermittelt. Dies erfordert aufgrund des iterativen Vorgehens der Parameteridentifikation eine hohe Anzahl an Rechnungen, so dass höhere Diskretisierungen nicht mit vertretbarem Zeitaufwand gerechnet werden können. Mit diesem (äquivalenten) Parametersatz werden dann die Berechnungen der reinen Wärmeübertragung sowie der Verdunstungskühlung ebenfalls für die niedrige Diskretisierung vorgenommen. Durch Parameteranpassung an die Ergebnisse der Simulation der Wärmeübertragung wird ein $\alpha(n_{Disk} = 15)$ für die höhere Diskretisierung von 15x15 Elementen ermittelt und darauf folgend anhand der Ergebnisse der Simulation der indirekten Verdunstungskühlung ein $\beta_V(n_{Disk} = 15)$. Der Parametersatz dieser höheren Diskretisierung liegt dann im Bereich der physikalisch zu erwartenden Parameter und kann mit diesen verglichen werden. Mit dem (äquivalenten) Parametersatz der niedrigeren Diskretisierung können umfangreichere Rechnungen getätigt werden. Eine eindeutige Bestimmung der Übergangsparameter kann aber nur mit einem Modell hoher Diskretisierung bei Erfüllung der Gitterunabhängigkeit gewährleistet werden. Dies ist in Modelica für den betrachteten dynamischen verdunstungsgekühlten Sorptionsprozess nicht möglich und würde die Umsetzung des Modells mit einem anderen Modellierungswerkzeug erfordern.

5. Validierung des Simulationsmodells und Diskussion der Messdaten

Im folgenden Kapitel wird das Modell des sorptiv beschichteten Wärmeübertragers an Messdaten des Prototyps I und des Prototyps II validiert. In einem ersten Abschnitt wird die Parametrisierung der Prototypen erläutert. Im zweiten Abschnitt folgt die Gegenüberstellung zwischen Simulation und Messung für die quasi-stationären Messungen der Wärmeübertragung und der Verdunstungskühlung. Der letzte Abschnitt wertet schließlich die Güte der Simulation im Vergleich zu den luft- und verdunstungsgekühlten Adsorptionszyklen verschiedener Länge aus.

Die Validierung der Simulation erfolgt somit schrittweise von der Betriebsweise der sorptiv beschichteten Wärmeübertrager mit niedrigster Komplexität (Wärmeübertragung) zu der Betriebsweise mit der höchsten Komplexität (kurze, verdunstungsgekühlte Zyklen). Das Kapitel schließt mit einer Variation der Randbedingungen an Prototyp II ab, um die äußeren Einflussfaktoren höchster Sensitivität auf die Leistung des verdunstungsgekühlten Sorptionsprozesses ableiten zu können.

5.1. Parametrisierung der Prototypen

In den folgenden zwei Abschnitten werden zunächst die für die Abbildung des Wärmeübertrageraufbaus in der Simulation getroffenen Vereinfachungen erläutert. Die in der Kalibrierung zu berücksichtigenden Parameter wurden dafür bereits in Abschnitt 4.2.2 identifiziert. Die gewählte Vorgehensweise der Modellkalibrierung wird erläutert.

5.1.1. Abbildung des Wärmeübertrageraufbaus in der Simulation

Um den Aufbau der untersuchten Wärmeübertrager im Modell abzubilden, werden die folgenden Vereinfachungen getroffen.

- **Übertragungsfläche:** Die Wärme und Stoff übertragenden Flächen werden als übereinstimmend angenommen. In der Abbildung des Wärmeübertragers durch den modellierten Halbkanal werden die gesamte Wärmeübertragerfläche und der gesamte Massenstrom angesetzt. Somit wird das Verhältnis von Wärmeübertragerfläche zu Massenstrom beibehalten. Die alternative Abbildung eines Halbkanals mit der realen Geometrie und den anteilig durch diesen fließenden Massenstrom wurde hier nicht gewählt, da dies zu sehr kleinen Massenströmen führt, so dass Rundungsfehler in der Numerik stärker ins Gewicht fallen.

- **Homogenisierung des Adsorbens:** Mit der Annahme gleicher Wärme und Stoff übertragender Flächen geht eine Homogenisierung des Adsorbens einher. Für Prototyp I, welcher mit Adsorbens-Papier-Komposit beschichtet ist, spiegelt dies den tatsächlichen Aufbau gut wieder. Für Prototyp II weicht dies stärker vom realen Aufbau ab. Wie in Abbildung 3.6 dargestellt, ist die Beschichtung aufgrund der Verwendung von Silikagel-Kugeln unterschiedlichen Durchmessers und durch ungleichmäßige Belegung der Oberfläche stark inhomogen. Die dem Gasstrom ausgesetzte Adsorbensoberfläche kann nicht zuverlässig ermittelt werden. Daher wird die Trockenmasse des verwendeten Silikagels in der Modellierung unter Annahme einer repräsentativen Adsorbensdichte auf eine über der Wärmeübertragerfläche homogene Schicht verteilt. Dies ist zulässig, da die Wärmeleitung im Adsorbens bei den auftretenden Schichtdicken im Vergleich zum konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten nicht die limitierende Größe ist (s. Abschnitt 4.2.2).
- **Weitere thermische Massen:** Die thermischen Massen des Wärmeübertragers mit Ausnahme der thermischen Masse des Silikagels werden im Wandmodell berücksichtigt. Hier werden die thermischen Massen der Wärmeübertragerwand, im Prototyp I der Abstandswelle, sowie der zur Stabilität des Wärmeübertragers benötigten Außenschalen, Winkel und des Klebers zusammengefasst. Für die Parametrisierung werden die Massen zunächst zusammengefasst und anschließend auf das Volumen der Wärmeübertragerwand umgelegt. Die so errechnete mittlere Dichte wird im Modell als die Dichte des Wärmeübertragermaterials angesetzt. Aus der Abschätzung der thermischen Massen entsprechend Tabelle 3.2 und Tabelle 3.3 wird weiter eine mittlere isobare spezifische Wärmekapazität errechnet, so dass die Wärmekapazität des Wärmeübertragers in der Simulation der abgeschätzten entspricht.

Die in der Simulation angesetzten Werte für Prototyp I sind in Tabelle 5.1 wiedergegeben. Für die spezifische Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit wurden mittlere Werte aus der Literatur verwendet. Der Wärmeübergangskoeffizient der Kontaktierung zwischen Adsorbens und Wärmeübertragerwand α_{CT} liegt in der Größenordnung, die an einer Klebung eines Zeolith-Polymerverbundes auf ein Aluminiumträgerblech ermittelt wurde [Schnabel, 2009]. Die mittlere Schichtdicke der Trägerstruktur s_{WU} entspricht der Summe der Schichtdicke des Aluminiumblechs, des 3F-Transfertapes und der Abstandswelle. Für die berücksichtigten Massen und hieraus abgeleiteten mittleren Dichten und isobaren spezifischen Wärmekapazitäten sind jeweils zwei Werte angegeben. Die mit Index 1 indizierten Werte entsprechen den Angaben des reinen Grundmaterials der Wärmeübertragerkanäle. Die mit Index 2 indizierten Werte umfassen zusätzlich die Stabilität gebenden Komponenten (Aluminiumwannen, Winkel, Sikaflex-Kleber). Zwecks Identifizierung der aktiven thermischen Masse werden beide Werte im Folgenden in der Parameteridentifikation an einer luftgekühlten Messung angesetzt.

Die Parametrisierung der Wärmeübertragergeometrie des Prototyps II ist in Tabelle 5.2 dargestellt. Der Luftzustand bei der Wägung der Silikagelmasse des Prototyps II wurde vom Beschichter nicht erfasst. Es wird davon ausgegangen, dass das durch den Beschichter bei Umgebungsbedingungen vermessene Silikagel teilweise mit Wasser beladen war. Daher wird in der Simulation eine von der Angabe des Beschichters abweichende Silikagelmasse angesetzt. Diese wurde aus einer Messung langer, luftgekühlter Adsorptionszyklen

Tabelle 5.1.: Parametrisierung der Wärmeübertragergeometrie für Prototyp I

Größe	Einheit	Wert	Erläuterung
A	m^2	14.72	Siehe Abschnitt 3.1.1: Dimensionierung PT I
s_{Ads}	mm	0.35	Messung
ρ_{Ads}	kg/m^3	645	Errechnet aus Messungen
$c_{p,Ads}$	J/kgK	920	[Kast, 1988]
λ_{Ads}	W/mK	0.2	[Kast, 1988]
α_{CT}	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	250	[Schnabel, 2009]
C_{Ads}	kJ/K	3.12	Errechneter Wert
s_{WU}	mm	0.44	Mittlere Schichtdicke der Trägerstruktur
λ_{WU}	W/mK	237	Wärmeleitfähigkeit Aluminium [Baehr und Stephan, 1996]
$m_{1,WU}$	kg	10.5	Grundmaterial, s. Tabelle 3.2
$\bar{\rho}_{1,WU}$	kg/m^3	1621	Errechnete mittlere Dichte
$\bar{C}_{1,WU}$	kJ/K	12.34	Mittlere Wärmekapazität aus Tabelle 3.2
$\bar{c}_{p1,WU}$	J/kgK	1175	Errechnete mittlere spezifische Wärmekapazität
$m_{2,WU}$	kg	16.1	Wärmeübertrager ohne Flansch, s. Tabelle 3.2
$\bar{\rho}_{2,WU}$	kg/m^3	2491	Errechnete mittlere Dichte
$\bar{C}_{2,WU}$	kJ/K	18.64	Mittlere Wärmekapazität aus Tabelle 3.2
$\bar{c}_{p2,WU}$	J/kgK	1155	Errechnete mittlere spezifische Wärmekapazität

ermittelt (s. Tabelle 3.12). Den Randbedingungen dieser Messung sind Adsorptionspotentiale von $A = 404 \text{ J/g}$ als Endwert der Desorption und $A = 133 \text{ J/g}$ als Endwert der Adsorption zuzuordnen. Mithilfe der Parametrisierung der charakteristischen Kurve lässt sich somit ein realisierbarer Beladungshub von $\Delta X = 0.176 \text{ kg}_{Adt}/\text{kg}_{Ads}$ ermitteln. Unter Verwendung der aus der Messung ermittelten umgesetzten Wassermenge von 1.3 kg kann auf eine aktive Masse des Sorptionsmaterials von 7.36 kg geschlossen werden. Dies entspricht 93 % der vom Beschichter angegebenen Sorptionsmaterialmasse von 7.88 kg. Dieser aus der luftgekühlten langen Sorptionsmessung ermittelte niedrigere Wert der aktiven Masse des Sorptionsmaterials könnte auf eine ungenaue Messung durch den Beschichter (nicht vollständig desorbierten Zustand des Silikagels) zurückzuführen sein. Möglich ist aber auch, dass durch die Silikagel-Expoxydharz-Klebung ein Teil des Silikagels nicht für Wasserdampf zugänglich ist und daher nicht aktiv an der Ad- und Desorption teilnimmt. Die ad- und desorbierende Sorptionsmaterialmasse ist daher reduziert.

Der Wärmeübergangskoeffizient der Kontaktierung zwischen Adsorbens und Wärmeübertragerblech wird mit $\alpha_{CT} = 150 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ angegeben. Der somit im Vergleich zu Prototyp I niedrigere Wert berücksichtigt, dass nur ein Teil der Wärmeübertragerfläche direkt mit dem Silikagel kontaktiert. Die Massen, die mittlere Dichte und die Wärmekapazität des Wärmeübertragers sind ebenfalls in Tabelle 5.2 angegeben. Diese wurden analog zu Prototyp I ermittelt und entsprechen dem Wert ohne Berücksichtigung des Wärmeübertragerflansches.

Tabelle 5.2.: Parametrisierung der Wärmeübertragergeometrie für Prototyp II

Größe	Einheit	Wert	Erläuterung
A	m^2	16.42	Siehe Abschnitt 3.1.2: Dimensionierung PT II
ρ_{Ads}	kg/m^3	950	[Kast, 1988] (750-1250 kg/m^3)
\bar{s}_{Ads}	mm	0.47	Homogenisierte Schichtdicke
$c_{p,Ads}$	J/kgK	920	[Kast, 1988]
λ_{Ads}	W/mK	0.2	[Kast, 1988]
α_{CT}	W/m ² K	150	[Schnabel, 2009]
C_{Ads}	kJ/K	6.77	Errechneter Wert
s_{WU}	mm	0.28	Mittlere Schichtdicke der Trägerstruktur
λ_{WU}	W/mK	237	Wärmeleitfähigkeit Aluminium [Baehr und Stephan, 1996]
m_{WU}	kg	12.35	Grundmaterial ohne Sorptionsmaterial, s. Tabelle 3.3
$\bar{\rho}_{WU}$	kg/m^3	2663	Errechnete mittlere Dichte
\bar{C}_{WU}	kJ/K	12.31	Mittlere Wärmekapazität aus Tabelle 3.3
\bar{c}_{WU}	J/kgK	997	Errechnete mittlere spezifische Wärmekapazität

5.1.2. Vorgehensweise der Modellkalibrierung

Mithilfe der unterschiedlichen Kategorien von Messungen wurde die Modellkalibrierung in drei Schritten vorgenommen, um die Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten separat ermitteln zu können. Dieses Vorgehen wird im Folgenden erläutert.

Der Wärmedurchgangskoeffizient k wird zunächst in Erinnerung gerufen. Wie in der Sensitivitätsanalyse erläutert (Abschnitt 4.2.2) wird der Wärmedurchgang im Luft-Luft-Sorptionswärmeübertrager durch den konvektiven Wärmeübergang luftseitig limitiert. Die weiteren Übergänge (Wärmeleitung der Wand und des Sorptionsmaterials, Übergangskoeffizient der Kontaktierung α_{CT}) können abgeschätzt und konstant gesetzt werden.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_V} + \frac{s_{WU}}{\lambda_{WU}} + \frac{1}{\alpha_{CT}} + \frac{s_{Ads}}{\lambda_{Ads}} + \frac{1}{\alpha_S} \quad (5.1)$$

In diesem ersten Schritt der Kalibrierung wurden für beide Prototypen anhand von Messungen der Wärmeübertragung die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α_V und α_S für unterschiedlich diskretisierte Wärmeübertragermodelle (5x5 und 15x15) bestimmt. Die zu minimierende Zielfunktion σ_{stat} ist der Betrag der Abweichung der Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ zwischen Simulation und Messung. Zur Minimierung der Zielfunktionen wurde das Optimierungsprogramm GenOpt [Wetter, 2008] verwendet.

$$\sigma_{stat} = |(T_{S,aus})_{Sim} - (T_{S,aus})_{Mess}| \quad (5.2)$$

Aufgrund gleichen Kanalabstands auf der Kühl- und der Sorptionsseite kann für den Prototyp I beidseitig von gleichen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten ausgegangen werden ($\alpha_S = \alpha_V$). Für Prototyp II ist der freie Strömungsquerschnitt auf der Sorptionsseite aufgrund der Beschichtung mit Silikagelkugeln geringer als auf der Kühlseite. Wird versucht, beide konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten α_S und α_V gleichzei-

tig zu ermitteln, ist es wegen der unendlichen Anzahl an Kombinationen, die zu einer Lösung führen können, nicht möglich, nur ein Parameterpaar zu identifizieren. Für die höchste Diskretisierung ist dies noch möglich, wenn der Wärmeübergangskoeffizient einer Seite aus theoretischen Abschätzungen festgesetzt wird. In diesem Falle ist nur noch der zweite Wärmeübergangskoeffizient zu identifizieren. In den niedriger diskretisierten Rechnungen ist wegen des auftretenden Diskretisierungsfehlers aber nicht mehr klar, wie das Verhältnis von α_S und α_V zueinander abzubilden ist. Für Prototyp II wurde vereinfachend ebenfalls mit beidseitig gleichen Wärmeübergangskoeffizienten gerechnet. Die ermittelten Werte $\alpha_S = \alpha_V$ dürfen für Prototyp II daher nicht direkt interpretiert werden. Dies ist nur für den Wärmedurchgangskoeffizienten k zulässig. Die Ergebnisse dieser ersten Kalibrierung werden in dem folgenden Abschnitt 5.2.1 diskutiert.

In einem zweiten Schritt wurden die Messungen der indirekten Verdunstungskühlung herangezogen, um zusätzlich den Stoffübergangskoeffizienten β_V zu ermitteln. Dabei wurden die zuvor ermittelten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_S = \alpha_V$ eingesetzt und konstant gehalten, so dass auch hier nur noch ein Parameter in der Kalibrierung frei blieb. Wieder wurde die Zielfunktion σ_{stat} minimiert. Die Ergebnisse der Kalibrierung und Validierung der Verdunstungskühlung werden in Abschnitt 5.2.2 diskutiert.

In dem dritten Schritt folgte dann die Kalibrierung der noch freien Parameter an verdunstungsgekühlten Sorptionszyklen. Wie in der Sensitivitätsanalyse (Abschnitt 4.2.2) diskutiert, ist die Sensitivität der Zielgrößen auf die Übergangsparameter bei kurzen verdunstungsgekühlten Zyklen am höchsten. Daher wurden verdunstungsgekühlte Zyklusmessungen mit annähernd optimaler Zykluszeit für die Kalibrierung verwendet. Aufgrund etwas unterschiedlicher Datenlage der Versuche für Prototyp I und II unterscheidet sich in diesem dritten Schritt die Vorgehensweise der Modellkalibrierung leicht. Da für Prototyp I keine Messungen der reinen Verdunstungskühlung mit den für die Mehrzahl der Versuche verwendeten Düsen (CoolNet) vorliegen, wurden in Prototyp I beide Stoffübergangskoeffizienten β_S und β_V in einem Kalibrierungsschritt ermittelt. Für Prototyp II hingegen wurden in den Verdunstungsversuchen und den Zyklusmessungen dieselben Düsen verwendet. So war es möglich in diesem dritten Schritt für Prototyp II den Stoffübergangskoeffizienten der Adsorption β_S als einzigen variierten Parameter zu bestimmen.

Zur Parameteridentifikation wurde in den Zyklusmessungen die Zielfunktion σ_{zyk} des in Schicktanz und Núñez [2009] entwickelten und erstmals vorgestellten Verfahrens verwendet. Die verwendeten Gleichungen werden zur Vollständigkeit im Folgenden aufgeführt. Für eine detaillierte Beschreibung wird auf Schicktanz [2013] verwiesen. In einem betrachteten Zeitraum Δt wird zuerst der Wert σ_{norm} berechnet. Dieser normiert die Summe der quadratischen Abweichungen der in den einzelnen Zeitschritten auftretenden Werte einer Größe Z in Simulation und Messung auf die Schwankungsbreite ΔZ der auftretenden Werte.

$$\sigma_{norm} = \frac{1}{\Delta Z} \sqrt{\frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} (Z_{sim} - Z_{mess})^2} \quad (5.3)$$

Die Schwankungsbreite ΔZ der auftretenden Werte ist die Differenz des Maximal- und Minimalwertes der Größe Z in dem betrachteten Gesamtzeitraum Δt . Die Normierung

auf die Schwankungsbreite ermöglicht, dass die Funktion σ_{norm} für unterschiedliche Arten von Messgrößen (z.B. Temperatur, Feuchte) Werte in einer vergleichbaren Größenordnung annimmt.

$$\Delta Z = \max_{\Delta t}(Z_{mess}) - \min_{\Delta t}(Z_{mess}) \quad (5.4)$$

Für Z werden bei der Anwendung des Verfahrens der Wasserdampfgehalt $x_{S,aus}$ und die Temperatur $T_{S,aus}$ während der Adsorptionsphase (Δt_{Ads}) zweier aufeinander folgender Zyklen herangezogen. Diese sind mit der höchsten Genauigkeit gemessen und für die Berechnung der Zielgrößen relevant. Diese gehen gleichgewichtet in die zu minimierende Zielfunktion σ_{zyk} ein. Dabei wurden die Werte $\sigma_{norm}(x_{S,1})$ und $\sigma_{norm}(T_{S,1})$ für die Adsorptionsphase des ersten Zyklus berechnet und die Werte $\sigma_{norm}(x_{S,2})$ und $\sigma_{norm}(T_{S,2})$ für die Adsorptionsphase des zweiten Zyklus.

$$\sigma_{zyk} = \frac{1}{4} [\sigma_{norm}(x_{S,1}) + \sigma_{norm}(T_{S,1}) + \sigma_{norm}(x_{S,2}) + \sigma_{norm}(T_{S,2})] \quad (5.5)$$

Die durch diese Kalibrierung ermittelten Parameter sind in der noch folgenden Tabelle 5.4 im Unterkapitel 5.3 zusammengefasst. Da dort auch Vergleiche zwischen Messung und Simulation für unterschiedliche Zyklen detailliert unter verschiedenen Aspekten diskutiert werden, werden die Kalibrierungsverläufe zwecks Vermeidung von Dopplungen nicht an dieser Stelle dargestellt. Zur Vollständigkeit sind im Anhang A.9 die Graphiken und Werte der Kalibrierungsrechnungen für Prototyp I und II aufgenommen.

5.2. Modellvalidierung an quasi-stationären Messungen

In der Diskussion des Vergleichs der quasi-stationären Messungen mit der Simulation werden die folgenden Schwerpunkte gesetzt: Im Abschnitt zur Wärmeübertragung erfolgt insbesondere eine Einordnung der in der Modellkalibrierung ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten mit den in Abschnitt 3.3.2 anhand der Messungen und der Theorie abgeschätzten Übergangskoeffizienten. Für die Messungen der indirekten Verdunstungskühlung wird die Annahme vollständiger Benetzung der Wärmeübertragerfläche diskutiert. Für Prototyp II wird eine erweiterte Modellvalidierung der Verdunstungskühlung an einem Feld variiert Randbedingungen vorgenommen, in welchem die Abhängigkeit von den Eintrittsbedingungen der Kühlseite sowie von den Massenströmen untersucht wird.

5.2.1. Wärmeübertragung ohne Phasenwechsel

Die in der Parameteridentifikation ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten α_S und α_V sind in Tabelle 5.3 für unterschiedliche Diskretisierungen des Kreuzstrom-Wärmeübertragers aufgelistet. Die für alle drei Diskretisierungen ermittelten Parameter sind für beide Prototypen für den Messpunkt mittlerer Temperaturspreizung aufgeführt (Versuche A2 und D2). Der für die höchste Diskretisierung von 30x30 Elementen genannte Wert kann mit den in Tabelle 3.10 aus Nusselt-Zahlen abgeschätzten Werten verglichen werden.

Für Prototyp I liegt der anhand der Simulation ermittelte Wert von $\alpha = 40 \text{ W/m}^2\text{K}$ in der Größenordnung des anhand der Nusselt-Zahlen für den ebenen Parallelspalt berechneten Wertes von $\alpha = 43 \text{ W/m}^2\text{K}$ und deutlich über den aus Nusselt-Zahlen für Kanäle mit Sinusprofil berechneten Wärmeübergangskoeffizienten ($\alpha_{Nu} = 26\text{-}29 \text{ W/m}^2\text{K}$). Die Korrelation für den ebenen Parallelspalt scheint in diesem Fall eine genauere Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten zu ermöglichen als die in der Literatur angegebenen Nusselt-Bedingungen für sinusförmige Kanäle, die den effektiv durch die Kanäle strömenden Massenstrom nicht berücksichtigen.

Der für Prototyp II in Tabelle 5.3 angegebene Wert gilt für beidseitig gleiche Wärmeübergangskoeffizienten ($\alpha_V = \alpha_S$). Dieser liegt zwischen den für die zwei Kanäle abgeschätzten Wärmeübergangskoeffizienten α aus Tabelle 3.10. Aus den Werten der Parameteridentifikation kann ein Wärmedurchgangskoeffizient von $k_{Sim} = 11.7 \text{ W/m}^2\text{K}$ errechnet werden. Dieser liegt in der Größenordnung des für Messung D2 aus den VDI-Diagrammen abgeschätzten Wertes von $k = 11.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ und des aus Nusselt-Werten für den ebenen Parallelspalt abgeschätzten Wertes von $k = 12.2 \text{ W/m}^2\text{K}$ (vgl. Werte und Vorgehensweise der Berechnung in Abschnitt 3.3.2). Somit kann geschlossen werden, dass eine Diskretisierung in 30x30 Elemente die Verwendung von Übergangsparametern in ihrer physikalisch sinnvollen Größenordnung ermöglicht. Die Abweichungen des in der Simulation angesetzten Wärmeübergangskoeffizienten vom physikalisch begründbaren Wert bei abnehmender Diskretisierung sind bei besserer Güte der Wärmeübertragung stärker ausgeprägt, wie der Vergleich zwischen Prototyp I und Prototyp II in Tabelle 5.3 zeigt.

Tabelle 5.3.: Parameteridentifikation des Wärmeübergangskoeffizienten α

Prototyp	Messung	$\alpha_S = \alpha_V$	5x5	15x15	30x30
PT I	A1	[W/m ² K]	85	52	-
PT I	A2	[W/m ² K]	64	43	40
PT I	A3	[W/m ² K]	77	48	-
PT II	D2	[W/m ² K]	35	27	25

Für Prototyp I ist es zusätzlich möglich, die gemessene Temperaturverteilung im Wärmeübertrager mit der simulierten Temperaturverteilung zu vergleichen. Dies ist in Abbildung 5.1 (links) dargestellt. Die Messwerte sind aufgrund der hohen zeitlichen Auflösung der Messung als durchgezogene Linie dargestellt. Es werden die gemessenen internen Temperaturen mit den simulierten mittleren Temperaturen im Adsorbens (T_{Ads}) im mittigen sowie in den Eckelementen des in 5x5 Elemente diskretisierten Wärmeübertragers verglichen. Die gemessene Temperaturverteilung kann sehr gut durch die simulierte Temperaturverteilung wiedergegeben werden. Die Diagonale, auf der beide Massenströme einen gleich langen Weg durch den Wärmeübertrager zurückgelegt haben, bildet eine Isotherme. Die höchste Temperatur tritt in dem Segment auf, in welchem der Kühlluftstrom den längeren Weg zurückgelegt hat als der heiße Luftstrom auf der Sorptionsseite (Position $T_{4,int}$). Umgekehrtes gilt für den Ort der geringsten Temperatur.

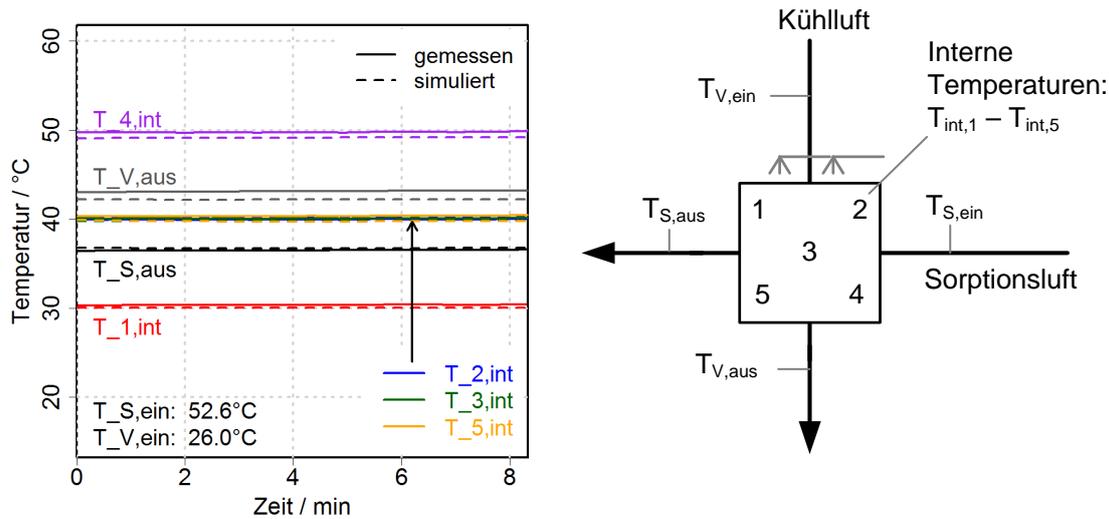


Abbildung 5.1.: Temperaturverteilung im Adsorbens bei der Wärmeübertragung in Prototyp I: links der Vergleich zwischen Messung und Simulation mit einer Diskretisierung in 5x5 Elemente und rechts Darstellung der lokalen Verteilung der Messpunkte

5.2.2. Indirekte Verdunstungskühlung

Für Prototyp I wird im Folgenden eine Messung unter Verwendung der fein zerstäubenden Düsen (BETE-Düsen) herangezogen. Zur Anpassung der Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ wurde ein effektiver Stoffübergangskoeffizient der Verdunstung von $\beta_{V,eff} = 0.0053 \text{ m/s}$ identifiziert. Abbildung 5.2 (links) stellt die gemessenen Temperaturen am Austritt (gestrichelte Linien) sowie die internen Temperaturen (durchgezogene Linien) dar. Die rechte Abbildung zeigt die simulierten Austrittstemperaturen sowie die internen Temperaturen. Die Austrittstemperaturen auf der Sorptions- und der Kühlseite können durch die Simulation gut wiedergegeben werden.

Die simulierten internen Temperaturen unterscheiden sich jedoch deutlich von den gemessenen. Für die Simulation werden wie im vorhergehenden Abschnitt die Temperaturen in der Adsorbenschicht des mittigen Elements sowie der ECKELEMENTE des in 5x5 Elemente diskretisierten Wärmeübertragers dargestellt. Die gemessenen Temperaturen liegen deutlich weiter auseinander als die simulierten Temperaturen. Die gemessene Reihenfolge der Temperaturen wird für die Temperaturen $T_{4,int}$, $T_{2,int}$ und $T_{3,int}$ durch die Simulation wiedergegeben. Bei den am Austritt der Sorptionsseite gelegenen Temperaturen $T_{1,int}$ und $T_{5,int}$ dreht sich die Reihenfolge jedoch um. Die in der Messung niedrigste Temperatur $T_{1,int}$ deutet darauf hin, dass die Verdunstungskühlung nahe dem Eintritt der Kühlluft in den Wärmeübertrager effektiver ist als am Austritt. Dies kann mit einer besseren Benetzung der Flächen im oberen Teil des Wärmeübertragers in der Nähe des Ortes der Wassereinsprühung erklärt werden. Der Vergleich der Messwerte mit der Simulation führt daher zu der Vermutung, dass eine lokal variierende Benetzung vorliegt. Die örtliche Benetzungsverteilung ist aber nicht bekannt und auf eine Abbildung der lokal

variierenden Benetzung in der Simulation wurde verzichtet, da die externen Temperaturen bereits gut abgebildet werden können. Der für eine komplett benetzte Oberfläche aus einer Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport abgeschätzte Stofftransportkoeffizient von $\beta_V = 0.034 \text{ m/s}$ ist deutlich größer als der hier identifizierte Übergangskoeffizient $\beta_{V,eff} = 0.0053 \text{ m/s}$. Aus dem Verhältnis dieser Werte kann ein niedriger mittlerer Benetzungsgrad von $\psi \approx 0.16$ errechnet werden, der auf eine eventuell nicht vollständige Benetzung der Wärmeübertragerfläche hinweist.

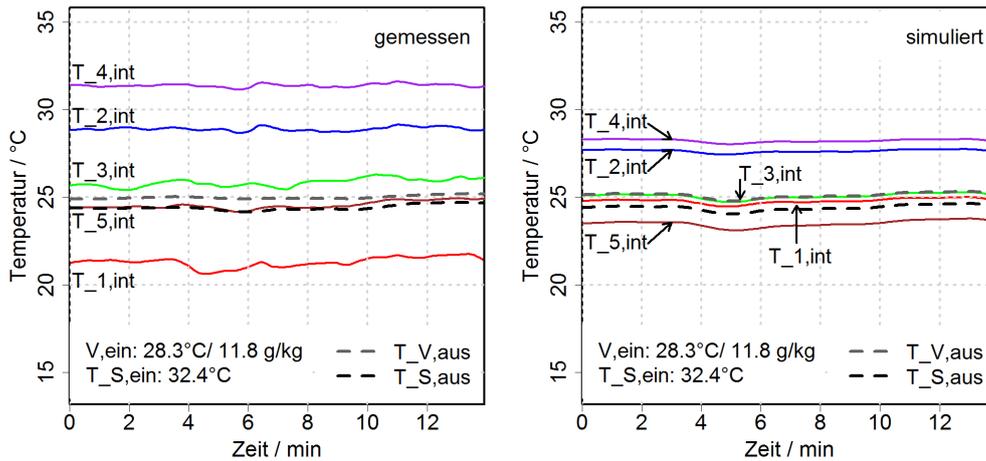


Abbildung 5.2.: Gemessene (links) und simulierte (rechts) Temperaturverteilung bei der Verdunstungskühlung in Prototyp I

Anhand des Modells ist es möglich, die Profile von Temperatur- und Wasserdampfgehalt im Inneren des Kreuzstromwärmeübertragers bei der Annahme einer vollständigen Benetzung zu betrachten, um die Vorgänge bei der Verdunstung aus dem Wasserfilm besser zu erläutern. Diese sind in Abbildung 5.3 anhand der Simulation eines in 15×15 Elemente diskretisierten Wärmeübertragers dargestellt. Jeder Schnittpunkt der Gitternetzlinien stellt den in einem Element errechneten Wert von Temperatur oder Feuchte dar. Die für die ersten Elemente dargestellten Werte sind daher keine äußeren Eintrittswerte, sondern stellen sich aufgrund der modellierten Prozesse der Wärmeübertragung und Verdunstung ein. Sie sind daher schon in den ersten Elementen unterschiedlich (nicht konstant).

Wird zunächst das Flächenprofil des Wasserdampfgehaltes betrachtet, so zeigt sich eine kontinuierliche Zunahme des Wasserdampfgehaltes der Kühlluft über der Lauflänge der Kühllseite aufgrund fortschreitender Verdunstung. Über der Lauflänge der Sorptionsseite nimmt der Wasserdampfgehalt der Kühlluft ab. Durch die indirekte Verdunstungskühlung wird die Sorptionsluft gekühlt und ihre Temperatur nimmt stetig mit Durchströmen des Wärmeübertragers ab. Aufgrund dieser Temperaturabnahme verringert sich auch die treibende Temperaturdifferenz, die den konvektiven Wärmestrom von der Sorptionsluft an die kühle Wärmeübertragerwand bewirkt. Da dem Wasserfilm, der die Wand auf der Kühllseite benetzt, nun ein geringerer Wärmestrom zugeführt wird, verdunstet mit

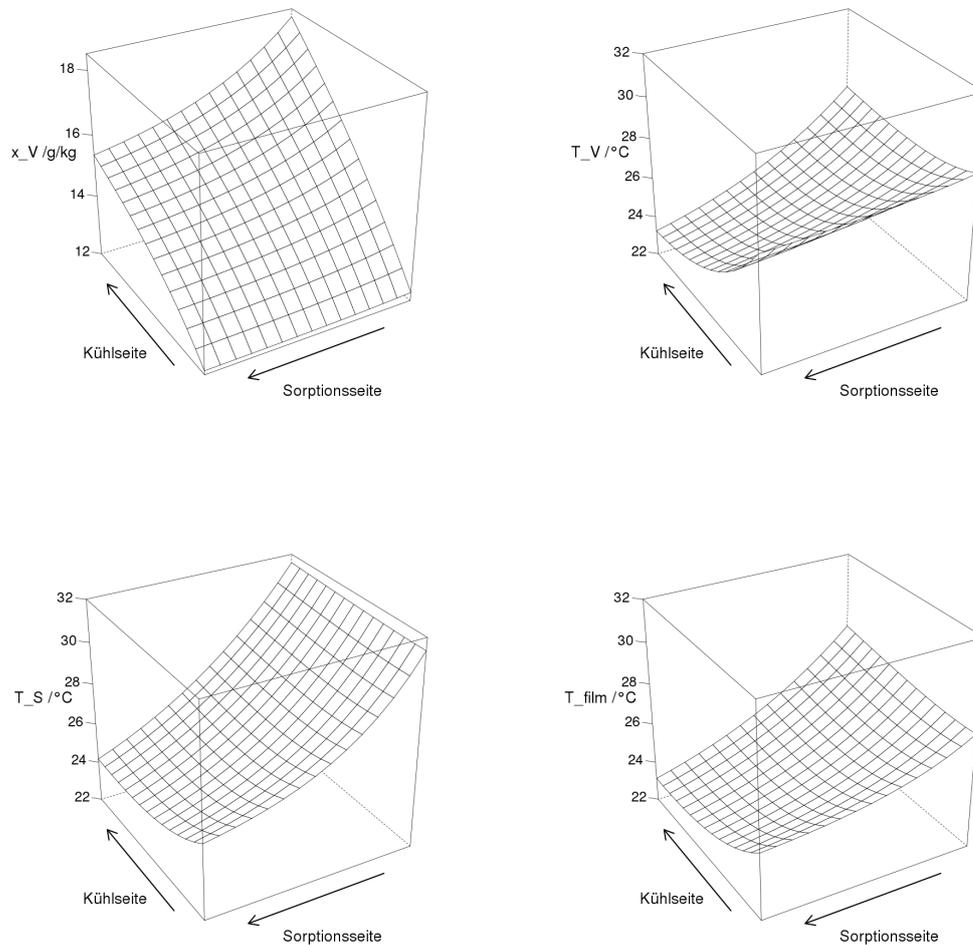


Abbildung 5.3.: Simulierte, stationäre Temperaturprofile der Kühlluft, Sorptionsluft und des Wasserfilms und Feuchteprofil der Kühlluft bei der indirekten Verdunstungskühlung

zunehmender Entfernung von dem Eintritt der Sorptionsseite ein geringerer Wassermassenstrom. Dies ist besonders in den letzten Elementen der Lauflänge der Kühlseite stärker ausgeprägt, in welchen die treibende Kraft der Verdunstung durch die bereits starke Aufsättigung der Kühlluft zusätzlich niedrig ist. Der höchste Wasserdampfgehalt liegt im letzten Element am Austritt der Kühlseite und gleichzeitig ersten Element am Eintritt der Sorptionsseite vor. Hier konnte die Kühlluft bereits bei Durchströmen der Kühlseite Wasserdampf aufnehmen und tritt daher schon mit hohem Wasserdampfgehalt in das Element ein. Gleichzeitig tritt die warme Sorptionsluft noch ungekühlt in den Wärmeübertrager ein, so dass dem Wasserfilm noch viel Wärme zugeführt werden kann, die eine weitere Verdunstung bewirkt.

Auf der Kühlseite fällt die Temperatur der Kühlluft mit fortschreitender Durchströmung des Wärmeübertragers zunächst, steigt dann jedoch insbesondere in den näher am Eintritt der Sorptionsluft gelegenen Elementen wieder an. Zwar nimmt der Wasserdampfgehalt der Kühlluft über die Lauflänge der Kühlseite immer weiter zu, die Rate der Verdunstung nimmt jedoch aufgrund der stetigen Aufsättigung ab. Daher reduziert sich die durch die Verdunstung umgesetzte Kühlleistung. Der Wärmestrom, der von der Sorptionsseite auf die Kühlseite übertragen wird, übersteigt schließlich die über Verdunstung erzielte Abkühlung der Kühlluft. Dies führt zu einem Wiederanstieg der Temperatur auf der Kühlseite vor Erreichen des Wärmeübertrageraustritts. Ein ähnlicher Temperaturverlauf konnte bei der Modellierung der Taupunktkühlung in einem Gegenstromwärmeübertrager bereits beobachtet werden [Zhao et al., 2008].

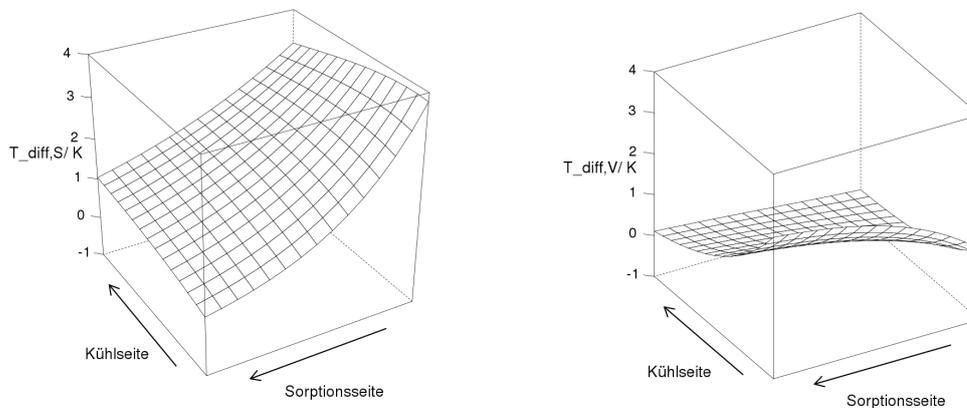


Abbildung 5.4.: Temperaturdifferenz zwischen der Luft und dem Wasserfilm: links auf der Sorptionsseite ($T_{L,Svol} - T_{W,film}$) und rechts auf der Kühlseite ($T_{L,Vvol} - T_{W,film}$)

Auf der Sorptionsseite erfolgt hingegen eine stetige Abkühlung der Luft über der Lauflänge, so dass diese aus jedem Fluidpass mit ihrer niedrigsten Temperatur austritt. Im ersten Element am Eintritt der Kühlseite und letzten Element am Austritt der Sorptionsseite tritt ein interessanter Effekt auf. Die Temperatur der Luft auf der Sorptionsseite ist niedriger als diejenige auf der Kühlseite. Die Sorptionsluft hat sich bereits bei Durchströmen des Wärmeübertragers abgekühlt. Die Kühlluft tritt hier hingegen ungekühlt in den Wärmeübertrager ein. Im ersten Element ist ausserdem der Partialdampfdruck der Kühlluft besonders niedrig, da die Luft noch unbefeuchtet in das Element eintritt. Aufgrund des Partialdampfdruckgefälles ($p_{sat}(T_W) - p_{D,Vvol}$) verdunstet Wasser in die Kühlluft. Dies führt zunächst zu einer Abkühlung der Temperatur T_W des Wasserfilms. Die Differenzen der Lufttemperaturen beider Seiten zu dieser sich einstellenden Wassertemperatur bestimmt dann die Richtung der konvektiven Wärmeströme. In diesem ECKelement ist die Temperaturdifferenz zwischen der Kühlluft und der Wassertemperatur höher als zwischen der Sorptionsluft und der Wassertemperatur (vgl. Abbildung 5.4

rechts). Daher wird der größte Teil der Wärme für den Phasenübergang konvektiv von der Kühlluft an den Wasserfilm übertragen. Jedoch ist die Sorptionsluft auch in diesem Element noch etwas wärmer als der Wasserfilm (vgl. Abbildung 5.4 links), so dass auch diese noch Wärme an den Wasserfilm abgibt.

Zur relativen Einordnung der Austrittstemperaturen $T_{V,aus}$ und $T_{S,aus}$ sind die Mischtemperaturen in den letzten Elementen der jeweiligen Strömungskanäle zu betrachten. Die Spreizung der Temperaturen am Austritt der Sorptionsseite ist nicht stark ausgeprägt und liegt zwischen 24.1°C und 25.7°C . Am Austritt der Kühlseite hingegen liegt eine größere Temperaturspreizung zwischen 23.2°C und 28.1°C vor. Somit liegt die Mischtemperatur der Luft am Austritt der Kühlseite über der Mischtemperatur der Luft am Austritt der Sorptionsseite. Wie bei der reinen Wärmeübertragung schon beobachtet, kann die Charakteristik eines Gegenstromwärmeübertragers also schon angenähert werden.

Parametervariation für Prototyp II

Zum besseren Verständnis der Verdunstungskühlung wurden an Prototyp II Versuche zur Variation der Eintrittsbedingungen in den durch Verdunstung gekühlten Wärmeübertrager vorgenommen. Dies ermöglicht zu überprüfen, ob das Modell das Verhalten des Wärmeübertragers über ein breiteres Feld von Randbedingungen und unter Verwendung konstanter Übergangskoeffizienten zuverlässig wiedergibt. Eintrittsbedingungen, die variiert wurden, umfassen die Temperatur und den Wasserdampfgehalt am Eintritt der Kühlseite $T_{V,ein}$ und $x_{V,ein}$ sowie die Massenströme $\dot{m}_{L,V}$ und $\dot{m}_{L,S}$ beidseitig. Die Abbildungen 5.5 bis 5.7 fassen die Ergebnisse der Messungen sowie der Simulation zusammen.

Die Variation des Eintrittsluftzustandes der Kühlseite ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Der Vergleich zwischen Messung und Simulation zeigt, dass die gemessenen Werte für alle untersuchten Randbedingungen gut wiedergegeben werden können. Mit fallender Temperatur und Feuchte der Kühlseite $T_{V,ein}$ und $x_{V,ein}$ nimmt die Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ erwartungsgemäß ab. Da die Eintrittstemperatur der Sorptionsseite über dieses Feld mit $T_{S,ein} = 32^\circ\text{C}$ konstant gehalten wurde, geht eine niedrigere Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ mit einer höheren Kühlleistung einher. Mit zunehmender Temperatur und Feuchte der Luft am Eintritt der Kühlseite fällt daher erwartungsgemäß die Kühlleistung.

Der effektive Stoffübergangskoeffizient der Verdunstung wurde für die niedrigere Diskretisierung (5×5) zu $\beta_{V,eff} = 0.012 \text{ m/s}$ und für die höhere Diskretisierung (15×15) zu $\beta_{V,eff} = 0.0108 \text{ m/s}$ identifiziert. Dies liegt deutlich über dem für Prototyp I identifizierten Wert und demonstriert somit die effektivere Verdunstungskühlung in Prototyp II. Die Anwendung der Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport mit einem Lewis-Faktor von $Le_F = 1$ ergibt Stoffübergangskoeffizienten zwischen $\beta_V = 0.019\text{-}0.021 \text{ m/s}$, wenn konvektive Wärmeübergangskoeffizienten von $\alpha_V = 22 \text{ W/m}^2\text{K}$ (s. Tabelle 3.10) und $\alpha_V = 25 \text{ W/m}^2\text{K}$ (s. Tabelle 5.3) angesetzt werden. Der für Prototyp II identifizierte effektive Stoffübergangskoeffizient liegt unter diesen abgeschätzten Werten, jedoch in derselben Größenordnung. Unter Verwendung des Stoffübergangskoeffizienten von $\beta_{V,eff} = 0.0108 \text{ m/s}$ kann ein Benetzungsgrad von $\psi \approx 0.51\text{-}0.57$ berechnet werden. Es liegt auch hier also wohl noch keine vollständige Benetzung der Oberflächen vor.

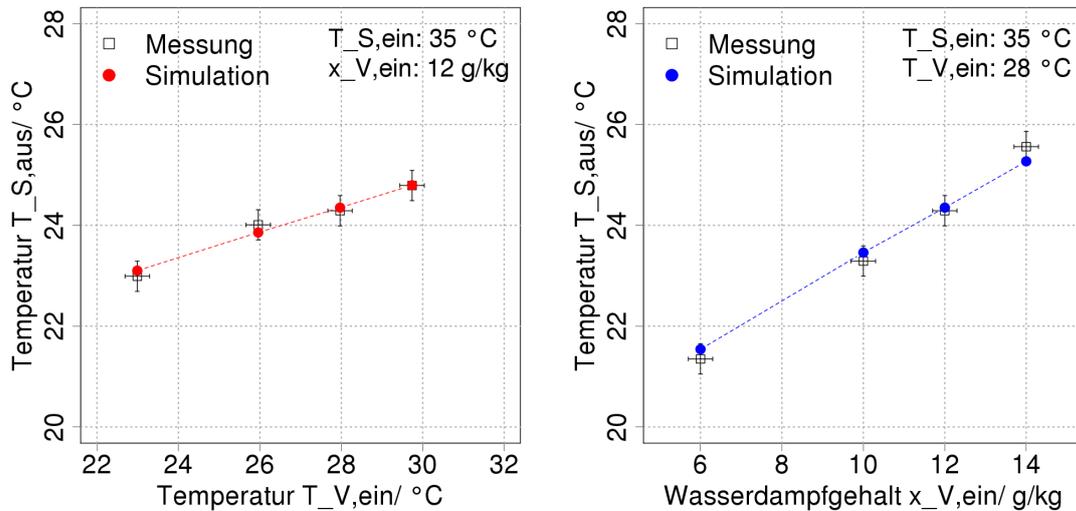


Abbildung 5.5.: Messdaten und Simulation für die Verdunstungskühlung an Prototyp II: Auswirkung der Variation der Eintrittstemperatur $T_{V,ein}$ (links) und der Eintrittsfeuchte $x_{V,ein}$ (rechts) der Kühlseite auf die Austrittstemperatur der Sorptionsseite $T_{S,aus}$

Um die Auswirkungen der Variation der Temperatur $T_{V,ein}$ und der Feuchte $x_{V,ein}$ vergleichen zu können, wurden die Kühlleistung und die Effektivität der Verdunstungskühlung ϵ_{FK} in Abbildung 5.6 zusätzlich über der Feuchtkugeltemperatur der Eintrittsluftbedingung der Kühlseite aufgetragen. Im betrachteten Wertebereich fallen die gemessenen Änderungen der Kühlleistung für beide Variationen näherungsweise auf einer Geraden zusammen. Aus der Simulation kann aber auf eine etwas stärkere Sensitivität der Kühlleistung auf eine Variation der Feuchtkugeltemperatur, die durch eine Änderung der Temperatur hervorgerufen wird, geschlossen werden. Eine Reduzierung des Zusammenhangs auf eine reine Abhängigkeit von der Feuchtkugeltemperatur ist also nicht zulässig, insbesondere nicht bei Extrapolation über einen breiteren Bereich der Eintrittstemperatur der Kühlseite $T_{V,ein}$.

Bei Betrachtung der Variation der Massenströme in Abbildung 5.7 zeigt sich eine ausgeprägte Abhängigkeit der Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ von dem Massenstrom der Sorptionsseite, während diese nur sehr gering von dem Massenstrom der Kühlseite abhängt. Die Verdunstung erhöht den effektiven Wärmekapazitätsstrom der Kühlseite. Mit zunehmendem Massenstrom $\dot{m}_{L,V}$ kann jedoch nur eine etwas niedrigere Austrittstemperatur erreicht werden. Dies verhält sich gegenläufig für den Massenstrom der Sorptionsseite. Hier fällt die Austrittstemperatur signifikant mit einer Abnahme des Massenstroms. Da sich die Verbesserung der Abkühlung in Form der erreichten Temperaturdifferenz ΔT unterproportional zur Veränderung des Massenstroms $\dot{m}_{L,S}$ verhält, wird bei höherem Massenstrom eine größere Kühlleistung erreicht. Eine Halbierung des Massenstrom $\dot{m}_{L,S}$ führt nicht zu einer Verdoppelung der erreichten Abkühlung ΔT . Im Vergleich mit der

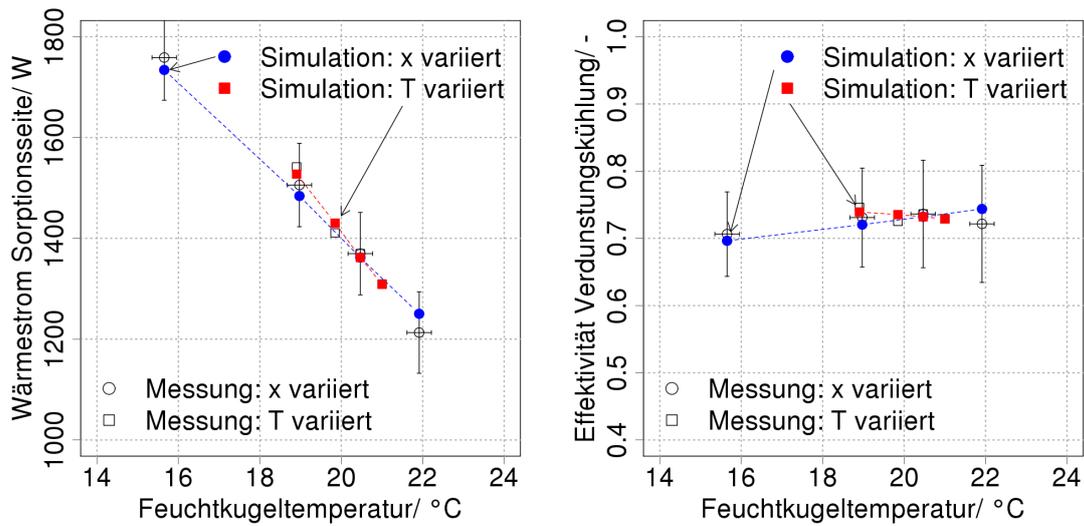


Abbildung 5.6.: Messdaten und Simulation für die Verdunstungskühlung an Prototyp II: Auswirkung der Variation der Feuchtkugeltemperatur der Kühlseite auf die Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ und die Effektivität der Verdunstungskühlung ϵ_{FK}

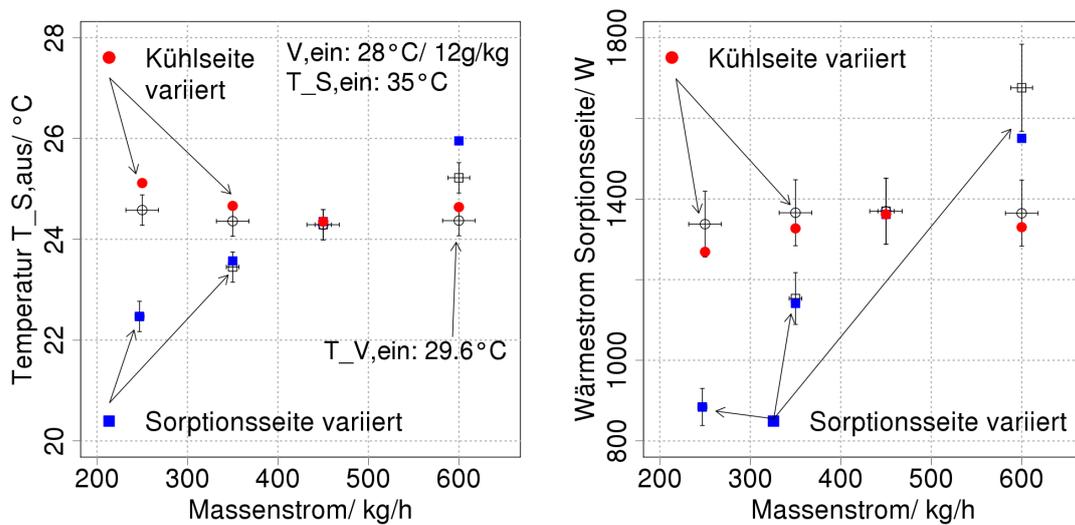


Abbildung 5.7.: Messdaten und Simulation für die Verdunstungskühlung an Prototyp II: Auswirkung der Variation der Massenströme auf die Austrittstemperatur der Sorptionsseite $T_{S,aus}$ und auf die Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$

Simulation zeigen sich hier größere Abweichungen als in der zuvor betrachteten Variation der Eintrittsbedingungen der Kühlseite. Diese führen zu einer leichten Unterschätzung der Kühlleistung.

5.3. Modellvalidierung an Zyklenmessungen

Nachdem im vorhergehenden Abschnitt die gute Anwendbarkeit des Modells zur Beschreibung der Wärmeübertragung und der indirekten Verdunstungskühlung nachgewiesen wurde, wird im Folgenden die Qualität der Abbildung der Zyklenmessungen durch die Simulation diskutiert. Die im Rahmen der Modellkalibrierung für den verdunstungsgekühlten Sorptionsprozess ermittelten Übergangsparameter sind in Tabelle 5.4 für beide Prototypen aufgeführt. Die im Folgenden dargestellten Simulationen wurden mit einer Diskretisierung des Wärmeübertragers in 5x5 Elemente mit den in der Tabelle angegebenen Übergangskoeffizienten gerechnet. Die Abweichungen zwischen Messung und Simulation für die Kalibrierung liegen für Prototyp I bei maximal 1.4 % für die adsorbierte Wassermasse und 2.4 % für die Kühlleistung. Die Abweichungen für Prototyp II sind aufgrund größerer Schwankung der Messwerte der aufeinanderfolgenden Zyklen mit maximal 5.3 % für die adsorbierte Wassermasse und 2.5 % für die Kühlleistung etwas höher (vgl. Anhang A.6).

Für die höhere Diskretisierung können die Werte mit der physikalisch sinnvollen Größenordnung verglichen werden (s. Abschnitt 4.2.3). Mit diesen kann der effektive Lewis-Faktor berechnet werden. Dieser liegt mit $Le_{F,eff}^S \approx 2$ in derselben Größenordnung wie der von Barlow [1982] genannte Richtwert von $Le_{F,eff}^S = 3$. Bei einem geringeren Wert des Lewis-Faktors ist der Stoffübergang besser. Der hier vorliegende geringere Lewis-Faktor könnte darauf zurückzuführen sein, dass in dieser Arbeit aufgrund geringerer Schichtdicken von $s = 0.35$ mm und Adsorbenskorngößen von $d_{max} = 1.2$ mm geringere Diffusionswiderstände im Adsorbens auftreten als in den Experimenten von Barlow [1982] mit Adsorbenskorngößen von $d = 1.9$ mm.

Tabelle 5.4.: Parameter nach Modellkalibrierung

Prototyp	Diskretisierung	$\alpha_S = \alpha_V$ [W/m ² K]	β_S [m/s]	β_V [m/s]	$Le_{F,eff}^S$ [-]
PT I	5x5	64	0.0236	0.0038	-
PT I	15x15	43	0.0236	0.0037	≈ 2
PT II	5x5	35	0.0135	0.0120	-
PT II	15x15	27	0.0135	0.0108	≈ 2

Für Prototyp I wird zunächst in Anwendung der identifizierten Übergangsparameter eine Variation der Wärmekapazität an einem langen luftgekühlten Sorptionszyklus diskutiert. Dies wird durch Erläuterungen zur Verdunstungskühlung an einem langen, aber durch Verdunstung gekühlten Zyklus erweitert. Abschließend wird der Einfluss der Zyklenzeit und der Desorptionstemperatur auf die Leistung des Prototyps I diskutiert.

Für Prototyp II wird als weiterer Effekt der Einfluss einer Verdunstung von restlichem im Wärmeübertrager verbliebenem Wasser in der Desorption erläutert. Die in Tabelle 5.4 aufgeführten Übergangsparameter werden dann in weiteren Simulationen verwendet, um das Modell für ein breiteres Feld von Randbedingungen zu validieren.

5.3.1. Langer luftgekühlter Zyklus an Prototyp I: Einfluss der Wärmekapazität

Für die Simulation des im Folgenden diskutierten langen, luftgekühlten Zyklus wird der Stoffübergangskoeffizient der Verdunstung β_V zu Null gesetzt. Die Eingangswerte der Simulation basieren auf den gemessenen Eintrittstemperatur- und -feuchteverläufen sowie Massenströmen. Aufgrund des teils stark schwankenden gemessenen Eintrittswasserdampfgehaltes wurde dieser durch sein gleitendes Mittel ersetzt (vgl. Abschnitt 3.3.4), um die Stabilität der Simulation zu gewährleisten. Die Anzahl der einzulesenden Daten ist der größte Hebel zur Reduktion der Simulationszeit, da mit jedem eingelesenen Wert eine Reinitialisierung des Gleichungssystems erfolgt. Die Rate der Eingangswerte wurde daher von den 5 Sekunden des Messintervalls auf 25 Sekunden erhöht. Im Bereich großer Gradienten, die insbesondere nach der Umschaltung zwischen den Zyklusphasen auftreten, wird die Rate der Eingangsdaten verdichtet und entsprechend dem Messintervall für alle 5 Sekunden ein Eingangswert vorgegeben. Das Ausgabeintervall der Simulation wird aufgrund der starken Gradienten der Austrittsgrößen während des gesamten Zyklus mit 5 Sekunden konstant gesetzt.

Abbildung 5.8 stellt die gemessenen und simulierten Temperatur- und Feuchteverläufe des luftgekühlten, langen Prozesses für die Temperaturen (oben) und Feuchten (unten) der Sorptionsseite dar. Dabei werden die Simulationen durch zwei unterschiedlich gestrichelte Linien dargestellt. Der Unterschied zwischen den zwei Simulationen besteht in den unterschiedlich angesetzten Wärmekapazitäten des Wärmeübertragers. Der Wert von $C_1 = 12.3 \text{ kJ/K}$ repräsentiert die untere Abschätzung, die nur die Wärmekapazität des Grundmaterials beinhaltet. Der zweite Wert von $C_2 = 18.6 \text{ kJ/K}$ berücksichtigt zusätzlich die den Wärmeübertrager stabilisierenden Elemente, nicht jedoch den äußeren Flansch. Es ist ein vollständiger Zyklus in der Reihenfolge der Zyklusphasen Adsorption, Desorption und Zwischenkühlung dargestellt. Im Folgenden werden die Temperatur- und Feuchteverläufe für jede Zyklusphase separat diskutiert.

Der simulierte Verlauf der Temperatur $T_{S,aus}$ und der Feuchte $x_{S,aus}$ der Luft auf der Sorptionsseite stimmt in der Adsorptionsphase für beide Simulationen sehr genau mit dem gemessenen Verlauf überein. Der Einfluss der Wärmekapazität ist für die Bandbreite der abgeschätzten Werte gering und drückt sich in der bei niedrigerer Wärmekapazität etwas früheren und höheren Temperaturspitze aus.

Die Temperaturen der Luft auf der Kühlseite zeigt Abbildung 5.9. Für die Temperaturmessung am Austritt der Kühlseite sind zwei unterschiedliche Datenreihen dargestellt. Die Temperatur $T_{V,aus}$ wurde durch den mittelwertbildenden Sensor gemessen, der im Luftstrom am Austritt der Kühlseite des Wärmeübertragers angebracht war. Zusätzlich ist der zeitliche Verlauf des Mittelwerts der im Wärmeübertrager installierten internen Sensoren $T_{4,int}$ und $T_{5,int}$ dargestellt, die sich in der Nähe des Austritts der Kühlluft aus dem Wärmeübertrager befinden (Positionierung vgl. Abbildung 5.1 in Abschnitt 5.2.1). Dieser Mittelwert weist zu Beginn der Adsorptionsphase eine deutliche Temperaturspitze mit einem Maximalwert von etwa 40°C auf. Dagegen verläuft die Temperatur, die durch den mittelwertbildenden Sensor gemessen wurde, deutlich verzögert und gedämpft. Mit zunehmender Dauer der Adsorptionsphase gleichen sich der Mittelwert der internen Tem-

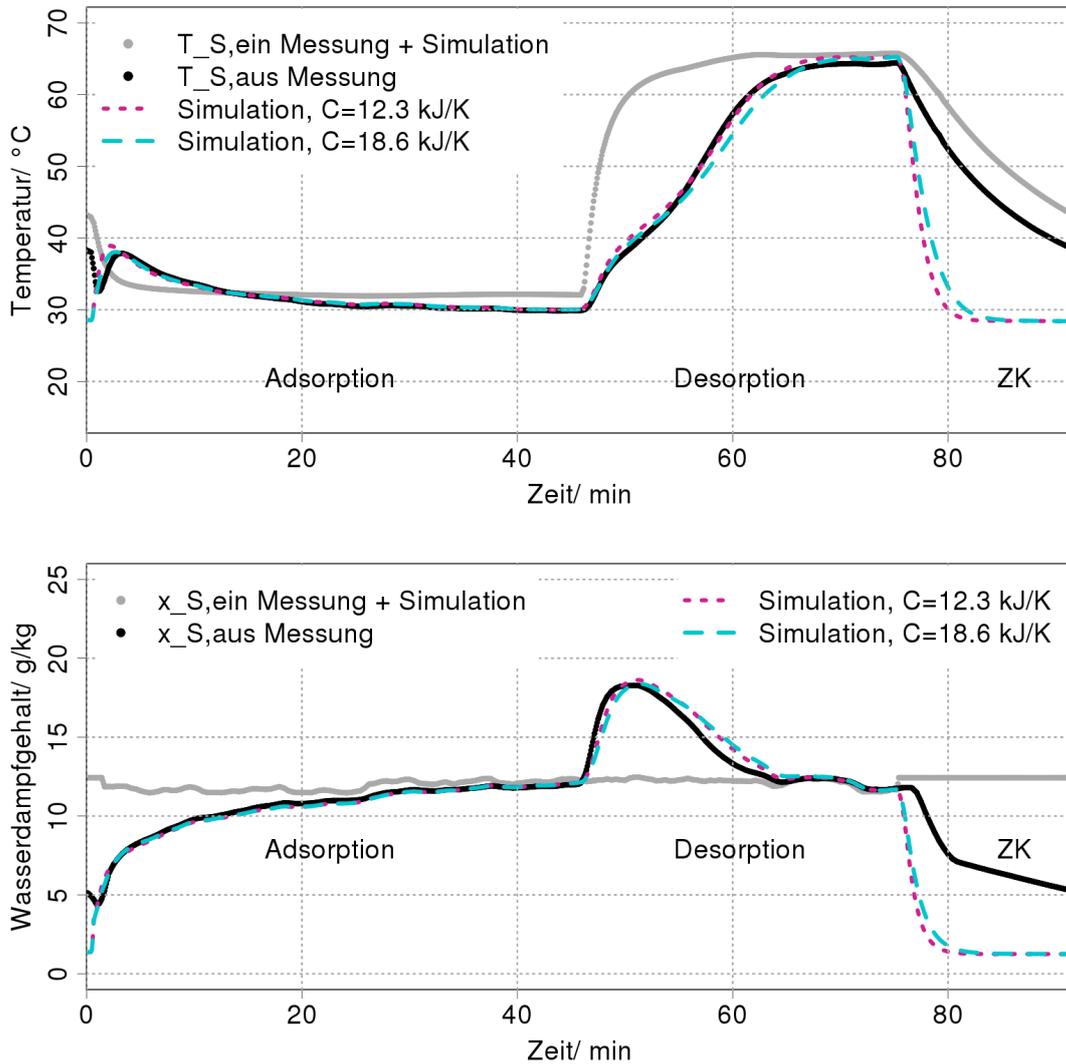


Abbildung 5.8.: Langer luftgekühlter Sorptionszyklus an Prototyp I: Vergleich der Verläufe der Temperaturen und Feuchten der Sorptionsseite zwischen Messung und Simulation für zwei unterschiedliche thermische Kapazitäten des Wärmeübertragers

peraturen und die durch den mittelwertbildenden Sensor gemessene Austrittstemperatur $T_{V,aus}$ an. Dies zeigt, dass der mittelwertbildende Sensor nicht gut zur Erfassung der Dynamik des Sorptionsprozesses geeignet ist. Daher wurde er in den Messungen des Prototyps II nicht mehr in dieser durch eine schnelle Dynamik der Temperaturänderung gekennzeichneten Position eingesetzt und durch dünnere, nur an der Sensorspitze messende Temperatursensoren ersetzt. Für die Simulation ist hier nicht die Austrittstemperatur $T_{V,aus}$, sondern ebenfalls der Mittelwert der in den zwei äußeren Echelementen in Lauflänge des Kühlluftstroms auftretenden Temperaturen in der Adsorbensschicht als Vergleichswert für den Mittelwert der internen Temperaturen dargestellt. Diese Mittel-

werte zeigen in Simulation und Messung gut übereinstimmende Temperaturverläufe. Die Dynamik der Adsorption wird durch die Simulation gut abgebildet.

Da die Simulation mit höherer Wärmekapazität die Temperaturspitze in der Adsorption auf der Sorptions- und der Kühlseite besser wiedergibt als diejenige mit geringerer Wärmekapazität, wird in den folgenden Rechnungen die höhere Wärmekapazität von $C_2 = 18.6 \text{ kJ/K}$ herangezogen.

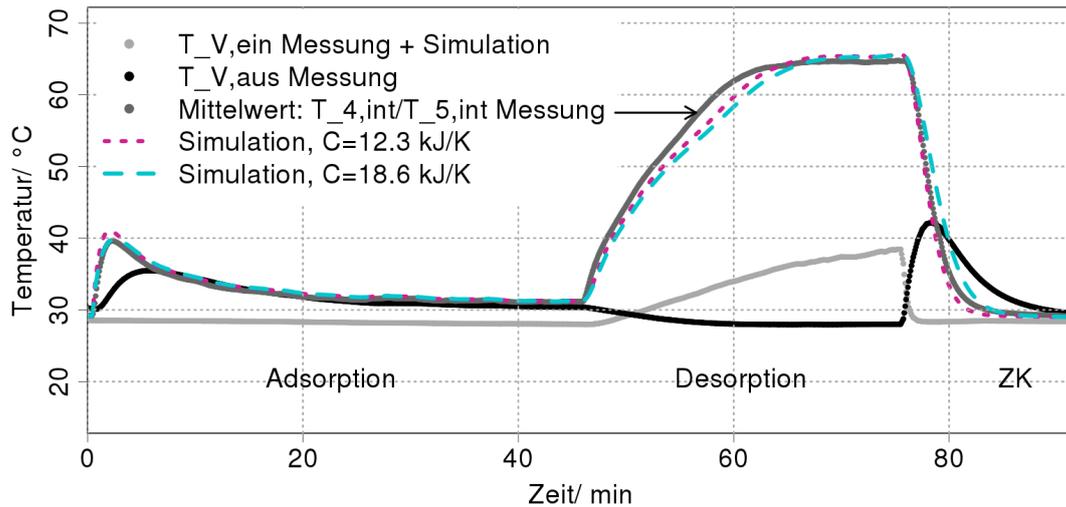


Abbildung 5.9.: Langer luftgekühlter Sorptionszyklus an Prototyp I: Vergleich der Verläufe der Temperaturen der Kühlseite zwischen Messung und Simulation für zwei unterschiedliche thermische Kapazitäten des Wärmeübertragers

Während der Desorption zeigt sich im Austrittstemperaturverlauf der Sorptionsseite ein S-förmiger Anstieg der Temperatur in Messung und Simulation, welcher auf die Krümmung der charakteristischen Kurve zurückzuführen ist. Der in der Simulation leicht verzögerte Temperaturverlauf wird auf den ebenfalls leicht verzögerten simulierten Verlauf des Wasserdampfgehaltes in der Desorption zurückgeführt. Dieser ist Folge der Sensorträgheit am Eintritt der Sorptionsseite ($T_{S, \text{ein}}$). Der hier gemessene Wert wird als Eingangswert für die Simulation verwendet. Ist dieser im Vergleich zu dem wahren Verlauf der Temperatur verzögert, so gilt dies auch für den simulierten Verlauf der Desorption. Der Verlauf der Austrittstemperatur der Kühlseite $T_{V, \text{aus}}$ entspricht aufgrund der Rückströmung von Luft aus der Versorgungseinheit nicht dem im Wärmeübertrager vorliegenden Wert. Die Simulation entspricht jedoch wieder gut dem Mittelwert der internen Temperaturen $T_{4, \text{int}}$ und $T_{5, \text{int}}$.

Da die Sensoren auf der Sorptionsseite während der Zwischenkühlphase nicht angeströmt werden, ist der gemessene Wert hier nicht repräsentativ und die simulierten Verläufe können für Abbildung 5.8 nicht mit den gemessenen Verläufen verglichen werden. Auf der in Abbildung 5.9 dargestellten Kühlseite wird der Wärmeübertrager hingegen

durchströmt. Der Verlauf der gemittelten internen Temperatursensoren zeigt die Dynamik der Abkühlung des Wärmeübertragers, die durch die Simulation gut wiedergegeben werden kann. Die Temperatur $T_{V,aus}$ steigt von ihrem Ausgangswert zunächst an, da der Sensor durch die aus dem Wärmeübertrager austretende Luft hoher Temperatur erwärmt wird. Mit fortschreitender Abkühlung der austretenden Kühlluft kühlt sich der Sensor in der Position $T_{V,aus}$ ab und gleicht sich gegen Ende der Zwischenkühlzeit dem Mittelwert der internen Temperaturen an.

5.3.2. Langer verdunstungsgekühlter Zyklus an Prototyp I: Einfluss der Befeuchtungsgüte

Die Simulation eines langen, verdunstungsgekühlten Zyklus ist in Abbildung 5.10 dargestellt. Die Befeuchtung wurde in dieser Messung mit den auch für die weiteren Messungen an Prototyp I verwendeten CoolNet-Düsen vorgenommen. Der in den Simulationen verwendete Stoffübergangskoeffizient der Verdunstung entspricht nicht dem in Tabelle 5.4 aufgeführten Wert, sondern ist für Koeffizienten von $\beta_V = 0.003 \text{ m/s}$ und $\beta_V = 0.007 \text{ m/s}$ dargestellt. Dies entspricht Benetzungsgraden von $\psi \approx 0.09$ und $\psi \approx 0.21$.

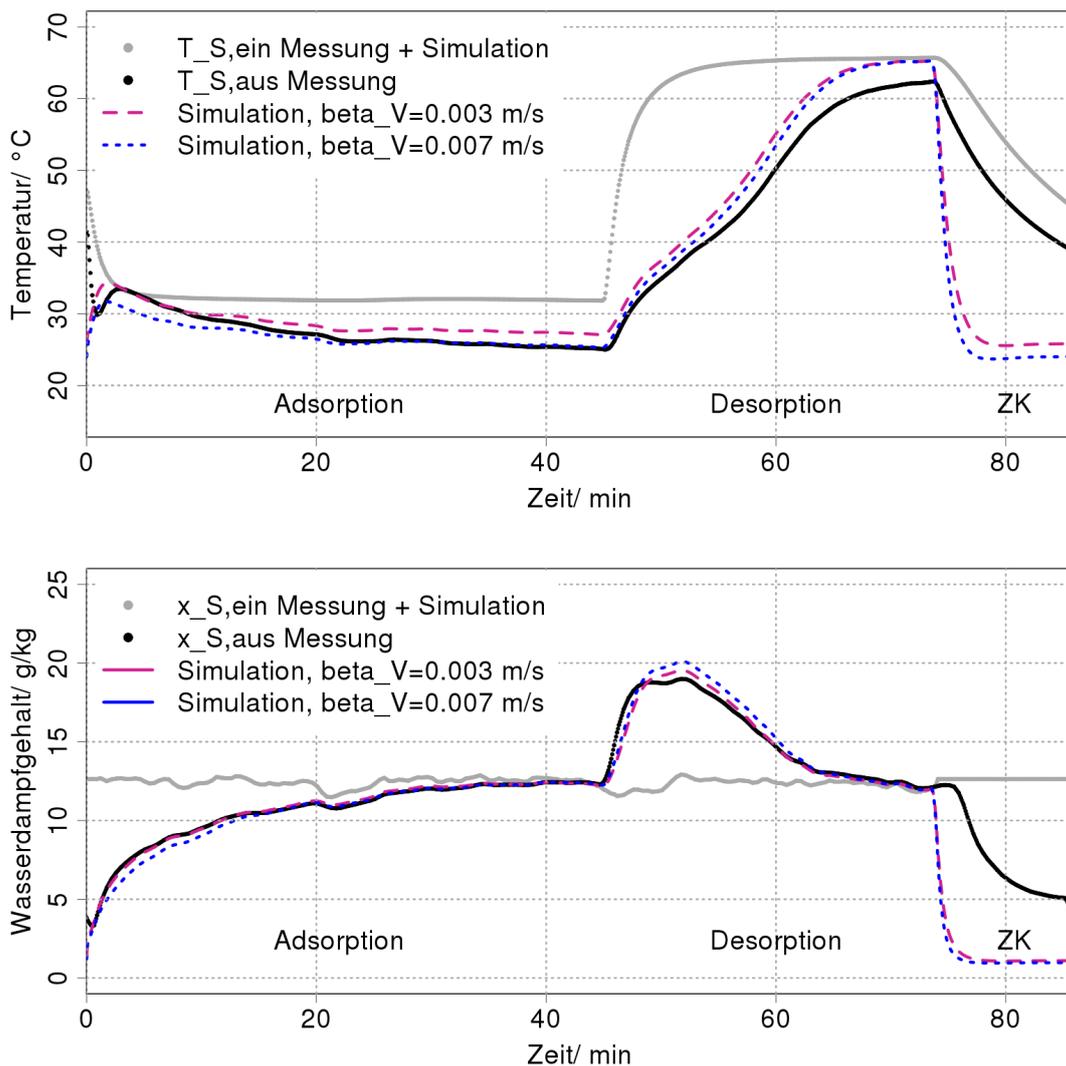


Abbildung 5.10.: Langer verdunstungsgekühlter Sorptionsprozess an Prototyp I: Vergleich zwischen Messung und Simulation mit zwei unterschiedlichen Stoffübergangskoeffizienten der Verdunstung

Der Vergleich der Austrittstemperaturen von Simulation und Messung während der Adsorptionsphase zeigt, dass der gemessene Verlauf nicht mit einem konstanten Stoffübergangskoeffizienten beschrieben werden kann. Eine Veränderung des Stoffübergangskoeffizienten in der Simulation bewirkt eine annähernd parallele Verschiebung des Temperaturverlaufs. Der gemessene Verlauf wird jedoch zu Beginn der Adsorptionsphase mit einem niedrigeren und gegen Ende mit einem höheren Stoffübergangskoeffizienten besser wiedergegeben. Dies wirkt sich auch auf die Übereinstimmung des Verlaufes des Wasserdampfgehaltes $x_{S,aus}$ zwischen Messung und Simulation aus. Wird der höhere Stoffübergangskoeffizient angesetzt, so führt dies zu einer niedrigeren simulierten Temperatur im Wärmeübertrager und daher zu einer Überschätzung der Entfeuchtung zu Beginn der Adsorptionsphase. Die simulierten Feuchteverläufe bei unterschiedlichen Stoffübergangskoeffizienten gleichen sich mit Abnahme der treibenden Kräfte gegen Ende der Adsorptionsphase an.

Die Tatsache, dass der gemessene Temperaturverlauf nicht mit einem konstanten Stoffübergangskoeffizienten reproduziert werden kann, und dieser im Laufe der Adsorption anzusteigen scheint, könnte dahingehend interpretiert werden, dass sich mit fortschreitender Befeuchtung erst ein Wasserfilm im Wärmeübertrager bildet. In diesem Fall würden die benetzten, Stoff übertragenden Flächen über den Verlauf der Adsorptionsphase zunehmen. Die Befeuchtung ist daher gegen Ende der Adsorptionsphase effektiver als zu Beginn. Bei kürzeren Zyklen ist der Beginn der Adsorptionsphase dominierend und der effektive Stoffübergangskoeffizient liegt mit $\beta_{V,eff} = 0.0038 \text{ m/s}$ näher an dem niedrigeren Wert, der in den abgebildeten Simulationen angesetzt wurde.

Während der Desorption liegt die simulierte Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ in beiden Fällen über der gemessenen Austrittstemperatur. In der Simulation ist der Stoffübergangskoeffizient der Verdunstung in der Desorptionsphase zu Null gesetzt, so dass dies den Idealfall darstellt, in welchem während der Desorption keine Verdunstung von im Wärmeübertrager verbliebenem Wasser stattfindet. Daher gleicht sich in der Simulation die Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ gegen Ende der Desorptionsphase der Eintrittstemperatur an. In der Messung ist dies jedoch nicht der Fall. Dies wird auf die unerwünschte Kühlung des Wärmeübertragers aufgrund der Rückströmung von Luft aus der Versorgungseinheit in Kombination mit einer Verdunstung von Restwasser im Wärmeübertrager zurückgeführt. Der Anstieg des Wasserdampfgehaltes $x_{V,ein}$ oberhalb des Wärmeübertragers konnte während der Desorption durch Messung nachgewiesen und das Auftreten dieses Effektes somit bestätigt werden. Eine Berücksichtigung des Effektes der Verdunstung von Restwasser in der Desorption wird anhand der Simulationen des Prototyps II in Abschnitt 5.3.5 diskutiert.

5.3.3. Kurze Zyklen an Prototyp I: Einfluss der Zykluszeit

Für die bisher beschriebenen langen Sorptionszyklen ist die mittlere Entfeuchtung niedrig, da bei Annäherung der Sättigung gegen Ende des Zyklus nur noch geringe treibende Kräfte der Adsorption vorliegen und nur noch eine geringe Entfeuchtung erreicht wird. Die Entfeuchtungsleistung des sorptiv beschichteten Wärmeübertragers kann durch eine Verkürzung der Zykluszeit erhöht werden. Daher wurden Messungen mit kürzerer Zykluszeit vorgenommen, die darauf abzielen, die mittlere Entfeuchtung $\Delta\bar{x}_S$ zu maximieren. Die Zykluszeiten dieser kürzeren Messungen wurden zwischen 34 und 60 Minuten variiert. Diese beinhalten einen kompletten Adsorptionszyklus bestehend aus allen drei Zyklusphasen. Die Zwischenkühlphase der Messungen 1 bis 4 wurde mit 7 Minuten konstant gehalten. Die Zwischenkühlzeit der Messungen 5 und 6 betrug 10 Minuten. Alle im Folgenden angeführten Messungen wurden mit dem Auslegungsmassenstrom von 450 kg/h für Sorptions- und Kühlseite und mit einer Desorptionstemperatur von 65 °C vorgenommen. Für die Eintrittsbedingung der Sorptionsseite während der Adsorption wurden eine Temperatur von 32 °C und Feuchten zwischen 12 g/kg und 15 g/kg eingeregelt. Auf der Kühlseite wurde versucht, den Wasserdampfgehalt mit 12 g/kg konstant zu halten. Die Temperatur $T_{V,ein}$ konnte nicht gut konstant gehalten werden und schwankt zwischen 23 und 31 °C.

Die Abhängigkeit des Verhaltens des sorptiv beschichteten Wärmeübertragers von der Zykluszeit ist in den Abbildungen 5.11 bis 5.12 für die in der Datenauswertung beschriebenen Werte adsorbierte Wassermasse m_{Adt} , mittlere Entfeuchtung $\Delta\bar{x}_S$, Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ und den thermischen COP₁ dargestellt. Die Abbildungen zielen darauf ab, eine erweiterte Modellvalidierung zu demonstrieren und eine sinnvolle Zykluszeit für die zwei unterschiedlichen Wasserdampfgehalte am Eintritt der Sorptionsseite abzuleiten. Zu diesem Zweck wurden zwei unterschiedliche Kategorien von Simulationen vorgenommen. In der ersten Kategorie wurden die gemessenen Eintrittsbedingungen als Eingangswerte der Simulation angesetzt. Diese dienen der Modellvalidierung, erlauben aber keine Ableitung optimaler Zykluszeiten, da die Eintrittsbedingungen in der Messung nicht in allen Fällen gleich gehalten werden konnten. Die Temperatur- und Feuchteverläufe dieser Validierungsrechnungen sind in Anhang A.9 dargestellt.

In der zweiten Kategorie wurden nur der Verlauf der Eintrittstemperatur $T_{S,ein}$ sowie die Massenströme als gemessene Eingangswerte der Simulation angesetzt. Die weiteren Randbedingungen wurden mit a) $x_{S,ein} = x_{V,ein} = 12$ g/kg und $T_{V,ein} = 26$ °C und b) $x_{S,ein} = 16$ g/kg, $x_{V,ein} = 12$ g/kg und $T_{V,ein} = 26$ °C konstant gehalten. Diese Simulationen ermöglichen, Aussagen über eine sinnvoll anzusetzende Zykluszeit bei der Desorptionstemperatur von 65 °C und den konstant gehaltenen Randbedingungen zu treffen.

Abbildung 5.11 stellt die Abhängigkeit der adsorbierten Wassermasse m_{Adt} und der mittleren Entfeuchtung $\Delta\bar{x}_S$ von der Zykluszeit dar. Der Messfehler ist als Fehlerbalken eingezeichnet. Alle simulierten Werte liegen innerhalb dieses Fehlerbalkens. Mit einer Erhöhung der Zykluszeit erhöht sich ebenfalls die adsorbierte Wassermasse, bis bei den langen Zyklen die maximal adsorbierbare Wassermasse bei den gegebenen Randbedingungen erreicht wird. An den Simulationen ist erkennbar, dass bei höherem Wasserdampfgehalt der Sorptionsluft $x_{S,ein}$ auch eine größere Wassermasse adsorbiert wird. Der höhere

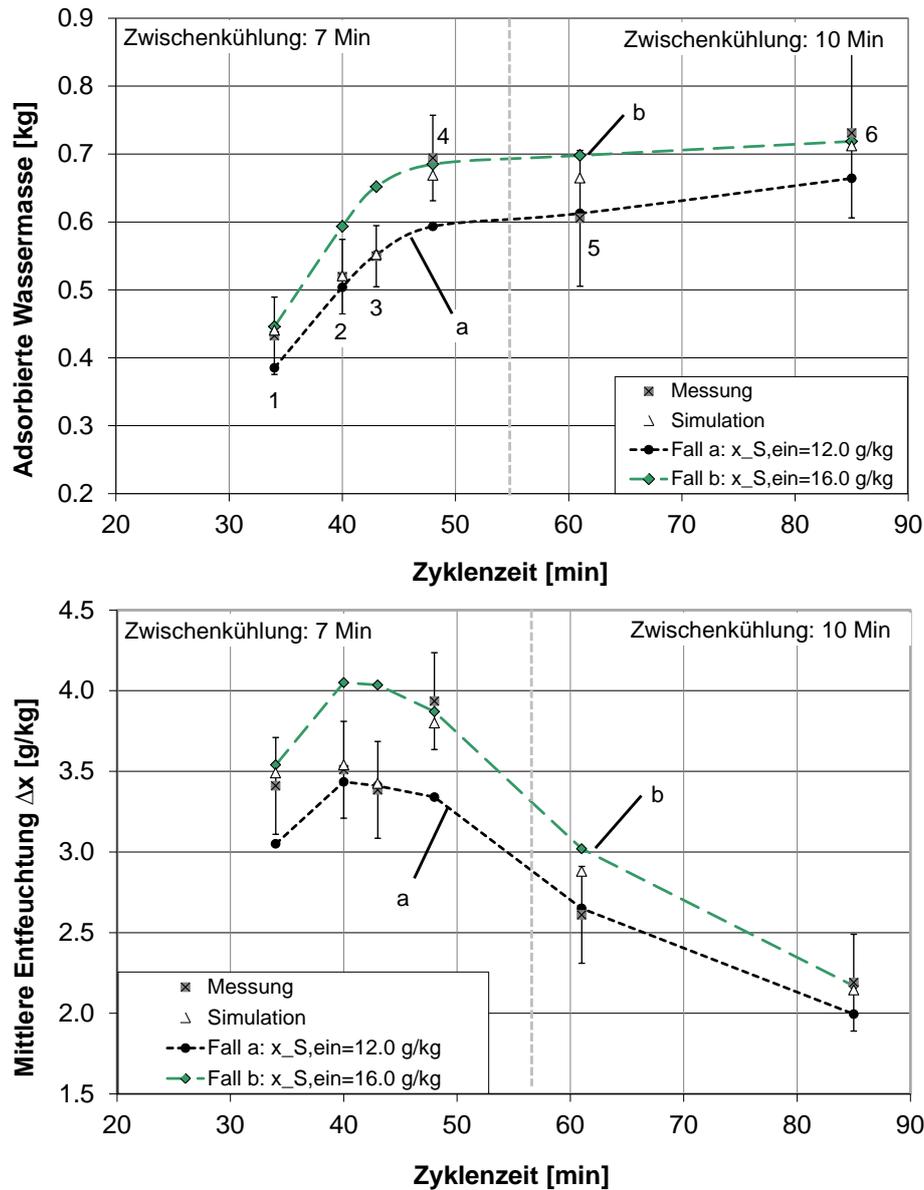


Abbildung 5.11.: Abhängigkeit der adsorbierten Wassermasse und der mittleren Entfeuchtung von der Zykluszeit bei Eintrittswasserdampfgehalten der Sorptionsseite von 12 g/kg und 15 g/kg: Vergleich zwischen Messung und Simulation

Eintrittswasserdampfgehalt führt zu einer Verschiebung des Sorptionsgleichgewichts zu höheren Beladungen, daher zu einer Erhöhung der treibenden Kraft der Adsorption und zu einer höheren Entfeuchtung. Die adsorbierte Wassermasse ist allein noch kein guter Indikator für die Entfeuchtungsleistung. Als solcher wird die mittlere Entfeuchtung $\Delta \bar{x}_S$ herangezogen. Für beide Eintrittswasserdampfgehalten wird die maximale mittlere Entfeuchtung bei einer Zykluszeit zwischen 40 und 50 Minuten erreicht.

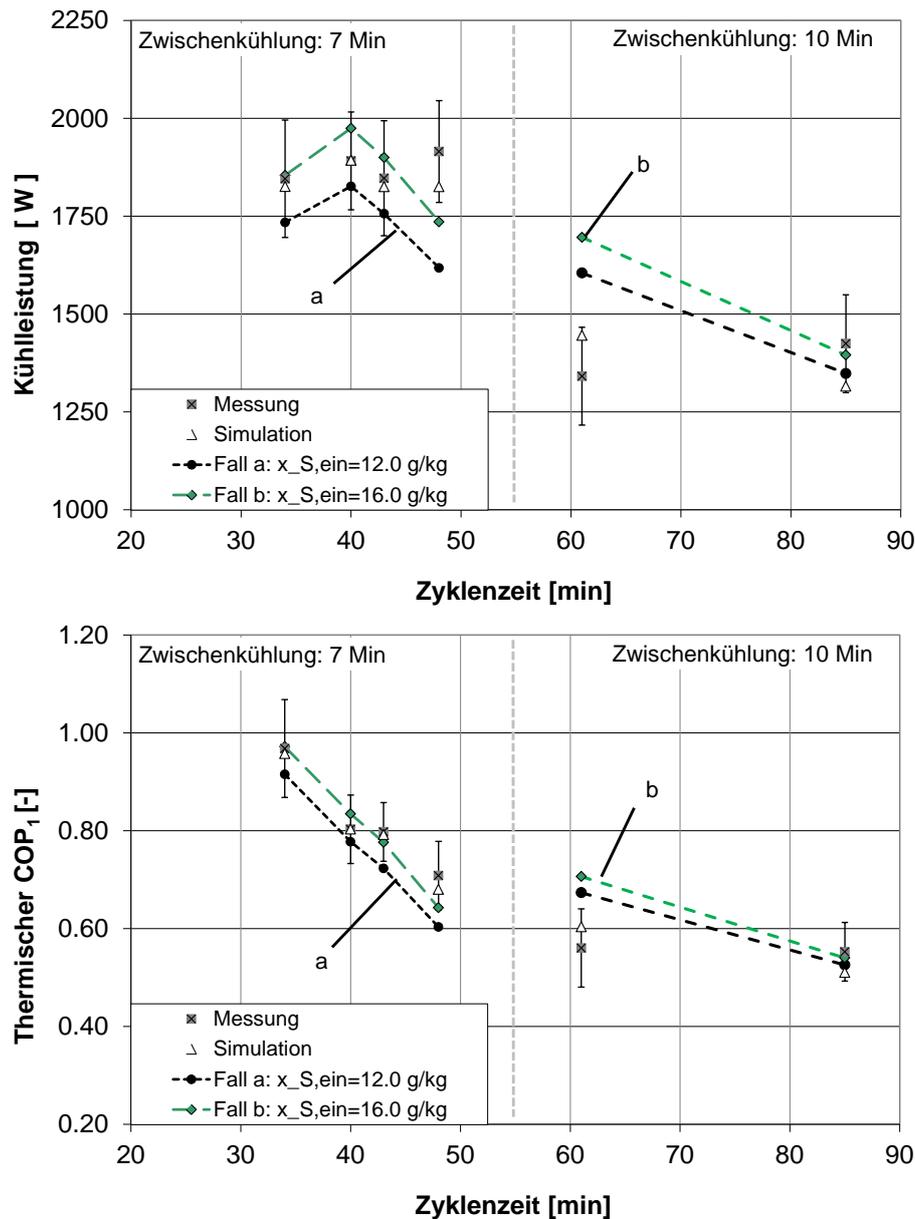


Abbildung 5.12.: Abhängigkeit der Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ und des thermischen COP₁ von der Zykluszeit bei Eintrittswasserdampfgehalten der Sorptionsseite von 12 g/kg und 16 g/kg; Vergleich zwischen Messung und Simulation

Abbildung 5.12 stellt zusätzlich die Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ und den thermischen COP₁ für die verschiedenen Zykluszeiten dar. Die höchste Kühlleistung für beide Eintrittswasserdampfgehalte wird in der Simulation bei einer Zykluszeit von 40 Minuten erzielt. Mit einer Verringerung der Zykluszeit verringert sich ebenfalls die Länge der Desorptionsphase und damit auch die für die Desorption aufzubringende Wärme. Der thermische COP₁ nimmt daher mit zunehmender Zykluszeit ab. Bei kürzeren Zykluszeiten, die wie-

der zu einer deutlichen Abnahme der mittleren Entfeuchtung $\Delta\bar{x}_S$ führen (hier Zyklus von 34 Minuten), ist der thermische COP_1 trotz dieser schlechteren Entfeuchtung höher als bei Zykluszeiten, bei denen eine höhere mittlere Entfeuchtung erzielt wird. Da die Entfeuchtung das primäre Ziel im betrachteten Sorptionsprozess ist, können Zykluszeiten von weniger als 50 Minuten und von mindestens 40 Minuten bei den gegebenen Randbedingungen als sinnvoll bewertet werden. Zykluszeiten von 40 bis 45 Minuten führen zu vergleichbaren Entfeuchtungen. Bei der kürzeren Zykluszeit ist dies aber mit dem Einsatz einer geringeren Desorptionswärmemenge möglich, so dass die kürzere Zykluszeit vorgezogen werden sollte.

5.3.4. Kurze Zyklen an Prototyp I: Einfluss der Desorptionstemperatur

Um das Modell auch bezüglich des Verhaltens bei verschiedenen Desorptionstemperaturen zu evaluieren, werden im Folgenden zwei Messungen mit Desorptionstemperaturen von 65 °C und 80 °C bei einer Zykluszeit von 50 Minuten herangezogen. Wird die für die vorigen Berechnungen verwendete Parametrisierung angesetzt, so führt dies für beide Messungen zu einer Überschätzung der mittleren Entfeuchtung von 0.3 g/kg, was zwar innerhalb der Messgenauigkeit liegt, aber dennoch die Beurteilung erschwert, ob das Modell für unterschiedliche Desorptionstemperaturen sinnvoll anwendbar ist (vgl. Anhang A.7). Wird die Adsorbensmasse durch Ansetzen einer Adsorbensdichte von $\rho_{Ads} = 600 \text{ kg/m}^3$ um etwa 7 % herunterskaliert, so können die gemessenen Feuchteverläufe in beiden Messungen mit hoher Genauigkeit wiedergegeben werden. Zwar ist dies für eine allgemeine Validierung keine zulässige Methode, erlaubt in diesem Fall jedoch den relativen Vergleich der Messungen der beiden Desorptionstemperaturen. Der Vergleich der gemessenen Verläufe mit den so simulierten Verläufen ist in Abbildung 5.13 dargestellt.

Zu Beginn der Adsorptionsphase stimmt der Wasserdampfgehalt am Eintritt der Sorptionsseite für beide Messungen gut überein. Für die Messung mit einer Desorptionstemperatur von 80 °C liegt der Austrittswasserdampfgehalt etwas unter demjenigen bei geringerer Desorptionstemperatur. Dementsprechend liegt die Austrittstemperatur zu Beginn der Adsorptionsphase für die Messung bei höherer Desorptionstemperatur höher. Mit fortschreitender Adsorption fällt der gemessene Eintrittswasserdampfgehalt der 80 °C-Messung. Folglich fällt auch der Austrittswasserdampfgehalt, was von der Simulation in der Dynamik richtig wiedergegeben wird. Dies führt aber zu dem verfälschten optischen Eindruck, dass bei der Messung mit höherer Desorptionstemperatur auch im zweiten Teil der Adsorptionsphase eine bessere Entfeuchtung erreicht wird als bei der Messung mit niedriger Desorptionstemperatur.

Wird in einer Kontrollsimulation ein konstanter Wasserdampfgehalt am Eintritt vorgegeben, so zeigt sich, dass sich die Verläufe des Austrittswasserdampfgehaltes mit fortschreitender Adsorptionsphase für beide Desorptionstemperaturen angleichen (vgl. Anhang A.7). Dasselbe gilt für die Temperatur $T_{S,aus}$. Durch die höhere Desorptionstemperatur werden nur geringfügig höhere Entfeuchtungs- und Kühlleistungen erreicht. Diese liegen mit einer um 50 g höheren adsorbierten Wassermasse, einer um 0.3 g/kg höheren mittleren Entfeuchtung und einer um 100 W höheren Kühlleistung niedriger als die Messgenauigkeit. Die Unterschiede sind daher messtechnisch schwer nachzuweisen. Der einzige signifikante Unterschied ist der bei höherer Desorptionstemperatur mit 0.47 im Vergleich zu 0.63 deutlich niedrigere COP₁. Der Betrieb des Prototyps I mit höherer Desorptionstemperatur kann daher nicht sinnvoll empfohlen werden. Wird die Desorptionsphase betrachtet, so ist ersichtlich, dass die Austrittstemperatur in der Simulation deutlich höher ist als in der Messung. Dies wird wie zuvor darauf zurückgeführt, dass die Verdunstung von Restwasser in der Desorption nicht simuliert wird.

Zu beachten sind hier die qualitativen Verläufe des Austrittswasserdampfgehaltes. Die höhere Desorptionstemperatur führt zu einer schnelleren Desorption, die zu Beginn durch den Anstieg des Wasserdampfgehaltes $x_{S,aus}$ auf einen höheren Maximalwert und im weiteren Verlauf durch einen steileren Abfall im Vergleich zu der Desorption bei niedrigerer

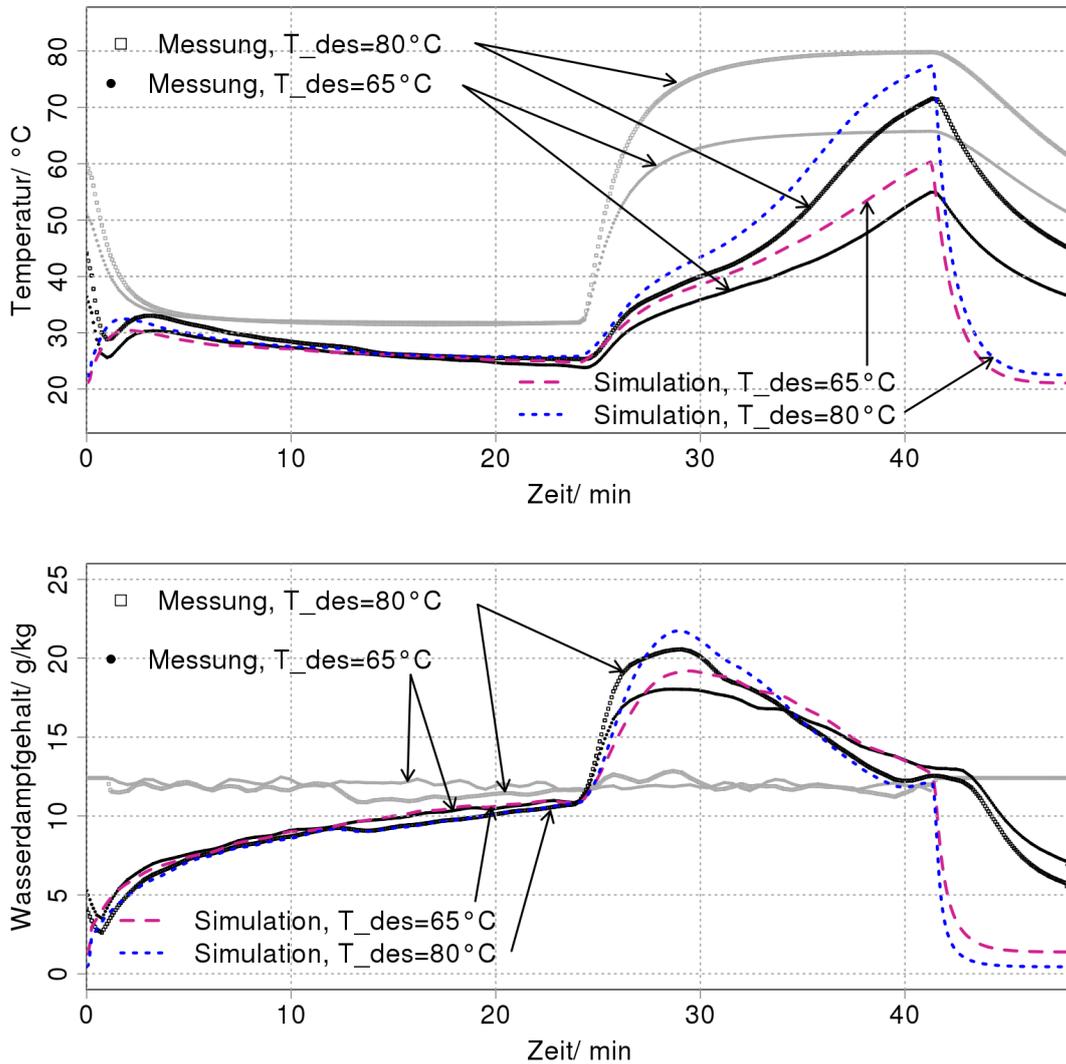


Abbildung 5.13.: Verdunstungsgekühlte Sorptionsprozesse mit 60 Minuten Zykluszeit für Desorptionstemperaturen von 65°C und 80°C für Prototyp I

Temperatur gekennzeichnet ist. Aufgrund der schnelleren Kinetik der Desorption ist zu erwarten, dass eine höhere Desorptionstemperatur bei kürzeren Zyklen zu einem deutlicheren Vorteil führen kann als bei dem hier dargestellten Zyklus von 50 Minuten, in welchem für beide Desorptionstemperaturen schon eine Desorption bis zum Gleichgewicht angenähert wird.

5.3.5. Zyklenmessung an Prototyp II: Einfluss der Verdunstung während der Desorption

Die für die Parameteridentifikation für Prototyp II herangezogene Messung eines kurzen, verdunstungsgekühlten Zyklus ist in den Abbildungen 5.14 und 5.15 dargestellt. Die zusätzlich zur Messung dargestellten Simulationsverläufe unterscheiden sich dadurch, dass in der ersten Rechnung die Verdunstung von Restwasser in der Desorptionsphase in der Simulation berücksichtigt wird und dies in der zweiten Rechnung nicht der Fall ist.

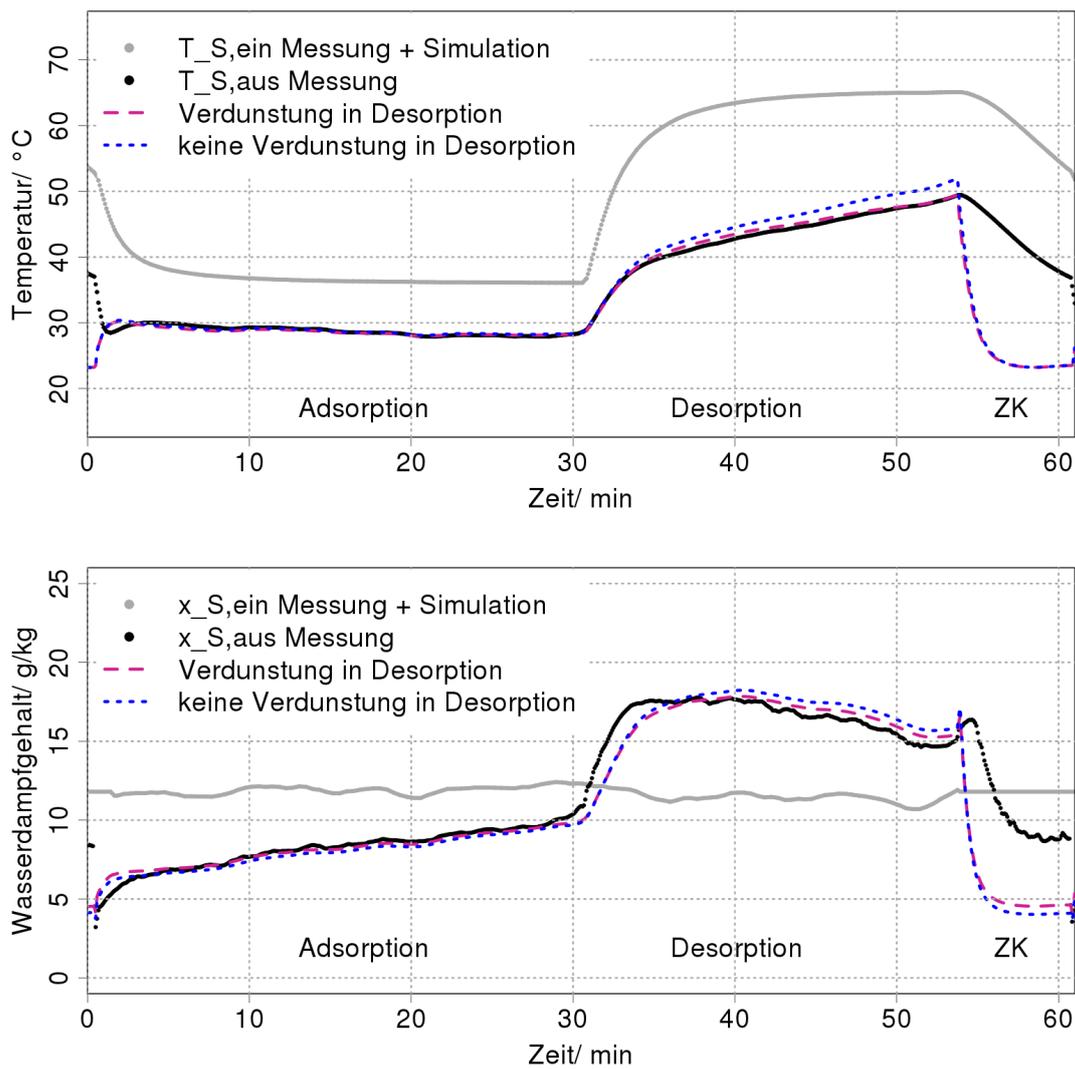


Abbildung 5.14.: Verdunstungsgekühlter Sorptionsprozess an Prototyp II: Temperatur- und Feuchteverläufe der Sorptionsseite, Messung und Simulation mit Modellierung der Verdunstung von Restwasser auf der Kühlseite während der Desorption sowie ohne Modellierung dieses Effekts

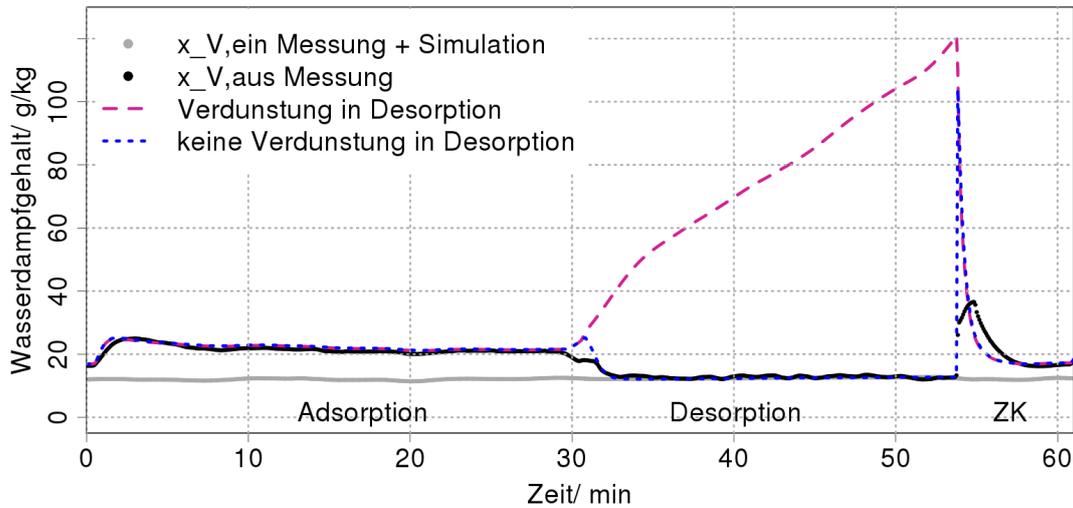


Abbildung 5.15.: Verdunstungsgekühlter Sorptionsprozess an Prototyp II: Feuchteverläufe der Kühlseite, Messung und Simulation mit Modellierung der Verdunstung von Restwasser auf der Kühlseite während der Desorption sowie ohne Modellierung dieses Effekts

Im Vergleich zu den Messungen an Prototyp I ist der Verlauf der Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ während der Adsorptionsphase auch qualitativ unterschiedlich. Aufgrund der effektiveren Befeuchtung ist dieser über die gesamte Zyklusphase deutlich flacher. Die Adsorption verläuft quasi isotherm. Weiter fällt auf, dass beide simulierten Austrittstemperaturverläufe den gemessenen Verlauf während der gesamten Zyklusphase gut reproduzieren. Die an Prototyp I beobachtete Verbesserung der Befeuchtung über die Dauer der Adsorptionsphase liegt hier nicht vor. Die Benetzung der Oberflächen des Wärmeübertragers scheint somit über die gesamte Adsorptionsphase annähernd gleichbleibend zu sein.

Werden die zwei dargestellten Simulationen verglichen, so ist während der Adsorptionsphase der Unterschied zwischen den Varianten mit und ohne Berücksichtigung der Verdunstung von Restwasser in der Desorption recht gering. In der Desorptionsphase sinkt hingegen die gemessene Austrittstemperatur ab, da Wärme für die Verdunstung von Restwasser benötigt wird. Die hier ebenfalls dargestellten Verläufe des Wasserdampfgehaltes der Kühlseite zeigen, dass der gemessene Wasserdampfgehalt dem simulierten während der Adsorption gut entspricht. Während der Desorption fällt der gemessene Wasserdampfgehalt $x_{V,aus}$ jedoch ab, da der Feuchtesensor hinter der geschlossenen Klappe, also nicht auf der Seite des Wärmeübertragers positioniert ist. Der simulierte Anstieg des Wasserdampfgehaltes während der Desorption entspricht einer vollständigen Sättigung der Luft auf der Kühlseite. Wie zuvor können die Verläufe der Sorptionsseite während der Zwischenkühlphase nicht zwischen Messung und Simulation verglichen werden. Um einen vollständigen Zyklus abzubilden, wurde die Zwischenkühlphase jedoch ins Diagramm mit aufgenommen.

Der Vergleich der zwei Simulationen ermöglicht, den Verlust an Entfeuchtungsleistung und Kühlleistung durch die nicht erwünschte Verdunstung auf der Kühlseite während der Desorptionsphase abzuschätzen. In dem hier gerechneten Beispiel verringert sich die adsorbierte Wassermasse durch die in der Desorption erfolgende Verdunstung um 6.2% von 925 g auf 860 g. Dies entspricht einer Verringerung der mittleren Entfeuchtung um 0.3 g/kg. Da die mittlere Austrittstemperatur jedoch um 0.2 K ansteigt, verringert sich die Kühlleistung nur um 2.3%. Daher verringert sich der COP_1 nur geringfügig von 0.94 auf 0.91.

5.3.6. Validierung Prototyp II: Variation der Randbedingungen

Um die Abhängigkeit des durch Verdunstung gekühlten Sorptionsprozesses von relevanten Randbedingungen zu untersuchen, wurde ein breiteres Parameterfeld experimentell ermittelt. Dabei wurden Variationen um den Standardzustand der Messungen des Prototyps II durchgeführt. In dem für diese Messungen relevanten Messzeitraum konnten aufgrund hoher Außentemperaturen und fehlender Kühlmöglichkeit in der Versorgungseinheit nur begrenzt Messungen mit niedrigen Temperaturen vorgenommen werden. Die Randbedingungen des Standardzustandes sind in Tabelle 5.5 aufgeführt.

Tabelle 5.5.: Randbedingungen der Standardmessung für Prototyp II

Bedingung	$T_{S,ein}$ [°C]	$x_{S,ein}$ [g/kg]	$T_{V,ein}$ [°C]	$x_{V,ein}$ [g/kg]	$\dot{m}_{L,S}$ [kg/h]	$\dot{m}_{L,Des}$ [kg/h]	$\dot{m}_{L,V}$ [kg/h]
Wert	36.0	12.0	35.0	12.0	450	450	450

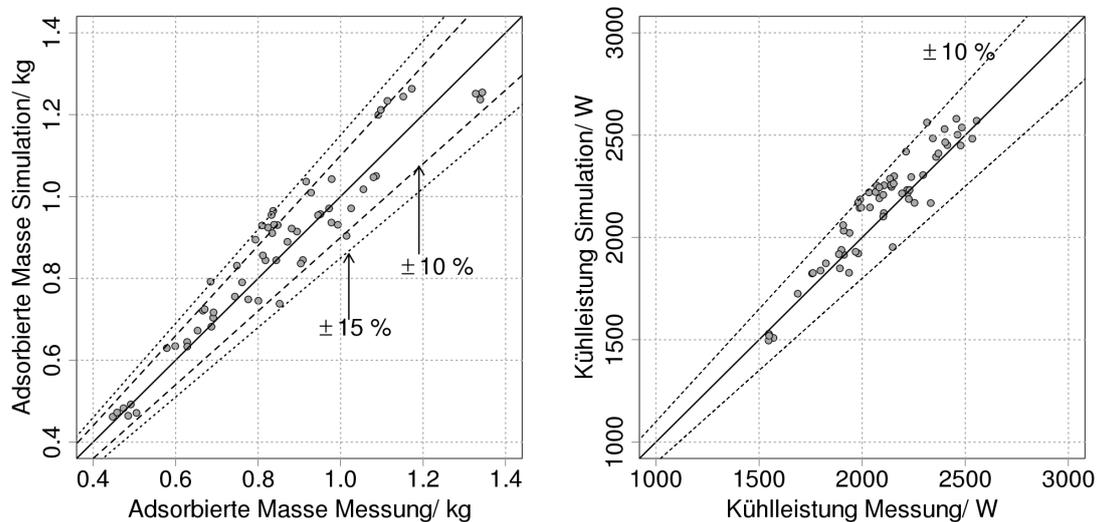


Abbildung 5.16.: Modellvalidierung an dem gemessenen Feld variiertes Randbedingungen für Prototyp II

Der Vergleich zwischen Messung und Simulation für das gesamte Feld der Messungen wird für die adsorbierte Wassermasse und die Kühlleistung in Abbildung 5.16 dargestellt. Jeder eingezeichnete Datenpunkt stellt dabei die Messung eines eingeschwungenen Sorptionszyklus dar. Die Temperatur- und Feuchteverläufe dieser Validierungsläufe sind vollständig in Anhang A.9 abgebildet. Für die adsorbierte Wassermasse streuen die Abweichungen zwischen Messung und Simulation bis zu $\pm 15\%$ um den Messwert. Für die Kühlleistung fällt diese Streuung mit $\pm 10\%$ etwas geringer aus. Diese teilweise nicht geringen Abweichungen sind auch auf die in Abschnitt 3.3.7 diskutierte schwierige Reproduzierbarkeit aufeinander folgender Sorptionszyklen aufgrund der nicht behebbaren Undichtigkeit des Wärmeübertragers zurückzuführen.

Zykluszeit

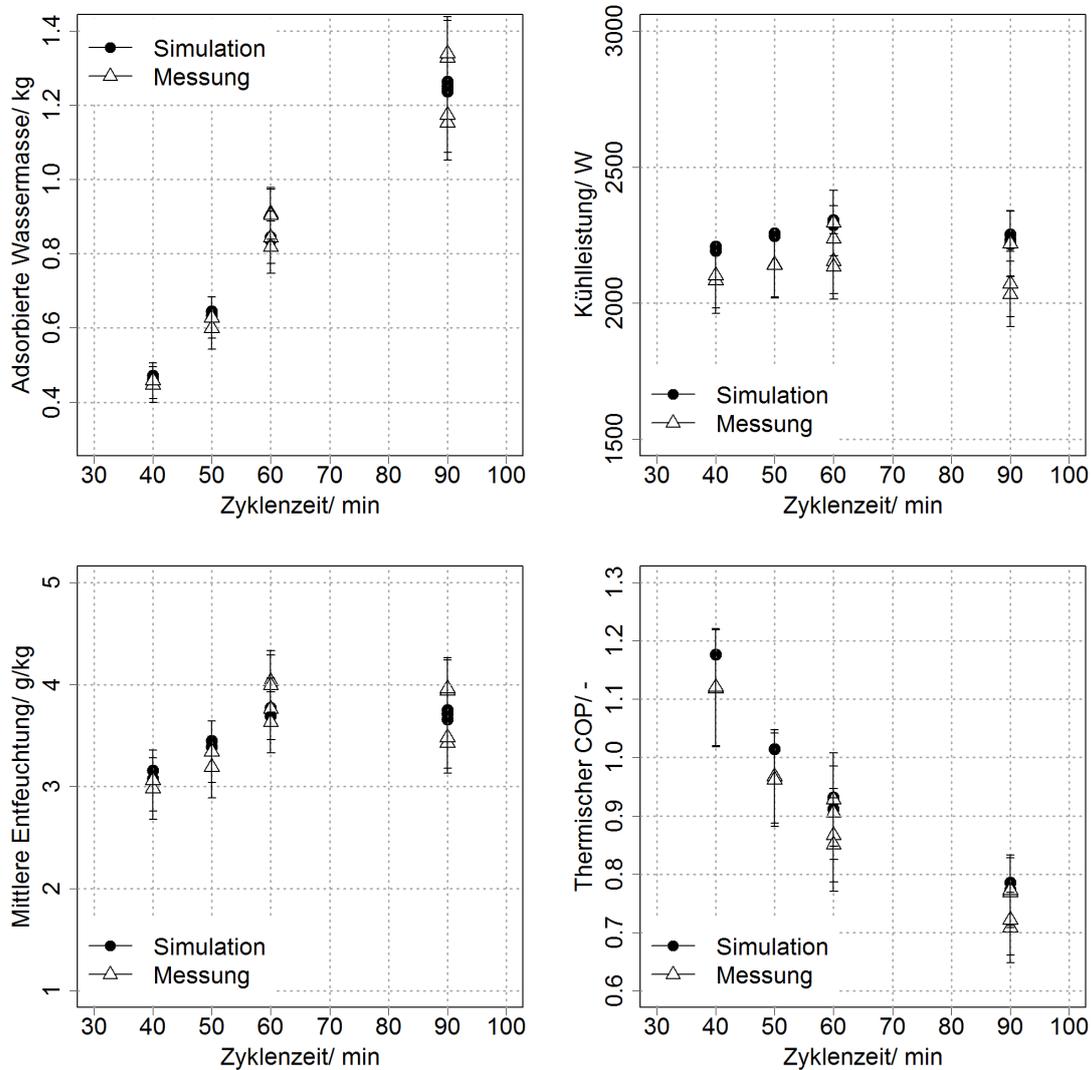


Abbildung 5.17.: Variation der Zykluszeit am Standardbetriebspunkt für Prototyp II

Als erste Untersuchung wurde auch für Prototyp II eine Variation der Zykluszeit vorgenommen, um für die weiteren Messungen eine sinnvolle Zykluszeit abzuleiten. Bereits aus den Versuchen zu Prototyp I wurde geschlossen, dass die Sensitivität der mittleren Entfeuchtung auf die Zykluszeit nicht sehr stark ausgeprägt ist, da hier für Zykluszeiten zwischen 40 und 50 Minuten keine deutlichen Unterschiede nachgewiesen werden konnten. Abbildung 5.17 stellt die Ergebnisse der Untersuchung der Zykluszeitvariation an Prototyp II dar. Wie zuvor steigt die adsorbierte Wassermasse mit zunehmender Zykluszeit. Trotz der auf Undichtigkeiten zurückzuführenden Schwankungen der Messwerte sind die Unterschiede der adsorbierten Wassermassen zwischen den einzelnen Messwerten signifikant. Wird hingegen die Kühlleistung betrachtet, so liegt diese für alle Zykluszeiten

in einem ähnlichen Bereich und es kann unter Berücksichtigung der Messungenauigkeit keine signifikante Sensitivität auf die Zykluszeit abgeleitet werden. Für die mittlere Entfeuchtung werden für die Zykluszeiten von 60 und 90 Minuten ähnliche Werte gemessen. Dies wird durch die Simulation bestätigt. Bei kürzeren Zykluszeiten fällt die mittlere Entfeuchtung. Da die Unterschiede zwischen den Zykluszeiten von 40, 50 und 60 Minuten größer sind als die Messungenauigkeit, ist die Abnahme der mittleren Entfeuchtung ein signifikanter Effekt. Wird dieser in Zusammenhang mit dem thermischen COP_1 betrachtet, so kann die Zykluszeit von 60 Minuten als “optimal” identifiziert werden. Dies bedeutet, dass die maximale Entfeuchtung unter der Nebenbedingung des höchsten COP_1 erreicht wird. Die Zykluszeit von 60 Minuten wurde für die weiteren Messungen angewandt.

Eintrittsfeuchte

Abbildung 5.18 stellt links die Variation des Wasserdampfgehaltes der Luft auf der Sorptionsseite bei einem konstanten Wasserdampfgehalt der Kühlseite von $x_{V, \text{ein}} = 12 \text{ g/kg}$ dar. Rechts sind die Ergebnisse einer symmetrischen Variation des Wasserdampfgehaltes beidseitig dargestellt. In dieser wurden der Wasserdampfgehalt der Luft auf der Kühlseite und der Sorptionsseite variiert und nehmen einen ähnlichen Wert an ($x_{V, \text{ein}} \approx x_{S, \text{ein}}$).

Wird die erste Variation betrachtet, so ist eine eindeutige Interpretation der Messungen schwierig. Es liegen keine im Rahmen der Mess- und Wiederholgenauigkeit signifikanten Unterschiede vor. In der Messung nimmt die adsorbierte Wassermasse zwischen den Messpunkten des Eintrittswasserdampfgehaltes von 12 g/kg und 17 g/kg um maximal 160 g zu. Die Ergebnisse der Simulation weisen geringere Schwankungen als die Messung auf und die Zunahme der adsorbierten Wassermasse und der Kühlleistung mit einer zunehmenden Eintrittsfeuchte der Luft auf der Sorptionsseite ist eindeutig. Bei einer Steigerung der Eintrittsfeuchte von 12 g/kg auf 17 g/kg nimmt die adsorbierte Wassermasse in der Simulation um absolut etwa 170 g und um relativ 20% zu, was einer Zunahme der mittleren Entfeuchtung von 1.0 g/kg entspricht. Die simulierte Kühlleistung steigt in der betrachteten Variation um etwa 10% von 2290 W auf maximal 2530 W .

Auch im zweiten Fall mit beidseitiger Variation des Wasserdampfgehaltes zeigen die Messungen keine signifikanten Unterschiede zwischen den adsorbierten Wassermassen. In der Simulation zeigt sich nur eine sehr geringe Tendenz zu einer Zunahme der adsorbierten Wassermasse. Ob diese dem wahren Trend entspricht, kann aufgrund der Schwankungen der Messwerte nicht beurteilt werden. In der Messung ist eine Verringerung der Kühlleistung zu beobachten, die auch in der Simulation bestätigt wird. Aufgrund des höheren Wasserdampfgehaltes $x_{V, \text{ein}}$ verringert sich die Feuchtkugeltemperatur der Luft auf der Sorptionsseite und damit sinkt das Potential zur Kühlung des Sorptionsprozesses. Die damit einhergehende geringere Temperaturabsenkung der Sorptionsluft im Wärmeübertrager überwiegt den nur geringen Effekt gesteigerter Wasserdampfadsorption aufgrund des höheren Wasserdampfgehaltes $x_{S, \text{ein}}$. Die Kühlleistung $\dot{Q}_{\text{Ads},1}$, die beide gegenläufigen Effekte zusammenfasst, nimmt daher ab.

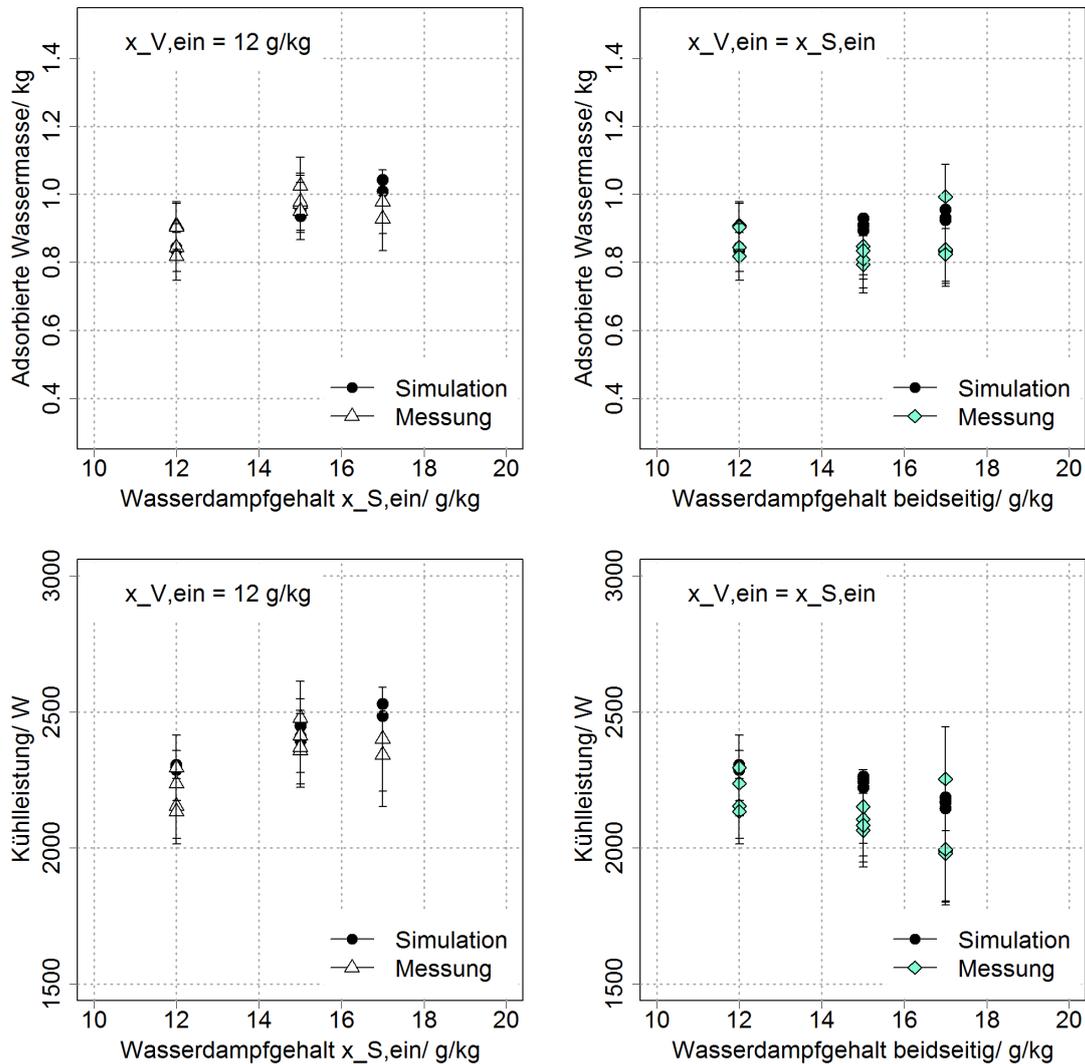


Abbildung 5.18.: Variation des Wasserdampfgehalts der Sorptionsseite (links) und der Wasserdampfgehalte der Sorptions- und Kühlseite (rechts) um den Standardbetriebspunkt für Prototyp II

Desorptionstemperatur

Die Variation der Desorptionstemperatur wird in Abbildung 5.19 dargestellt. Für die Desorptionstemperatur von 80°C weist einer der drei dargestellten Zyklen eine deutlich niedrigere adsorbierte Wasserdampfmasse auf als die anderen beiden. Diese Art der Schwankung der adsorbierten Wassermasse ist vermutlich auf den Übertritt von Wasser von der Kühlseite auf die Sorptionsseite in der Zwischenkühlphase zurückzuführen. Da die anderen beiden Zyklen aber eine fast identische adsorbierte Wassermasse aufweisen (vgl. auch Verläufe in Abbildung A.20 in Anhang A.9), werden diese zur Interpretation herangezogen. Zur Vollständigkeit werden aber alle drei Zyklen dargestellt. Unter zu-

sätzlicher Berücksichtigung der Simulation darf daher der zu erwartende Schluss gezogen werden, dass durch die Desorptionstemperatur eine signifikante Steigerung der adsorbierten Wassermasse, der mittleren Entfeuchtung und der Kühlleistung erreicht werden können. Der thermische COP₁ fällt dagegen mit zunehmender Desorptionstemperatur.

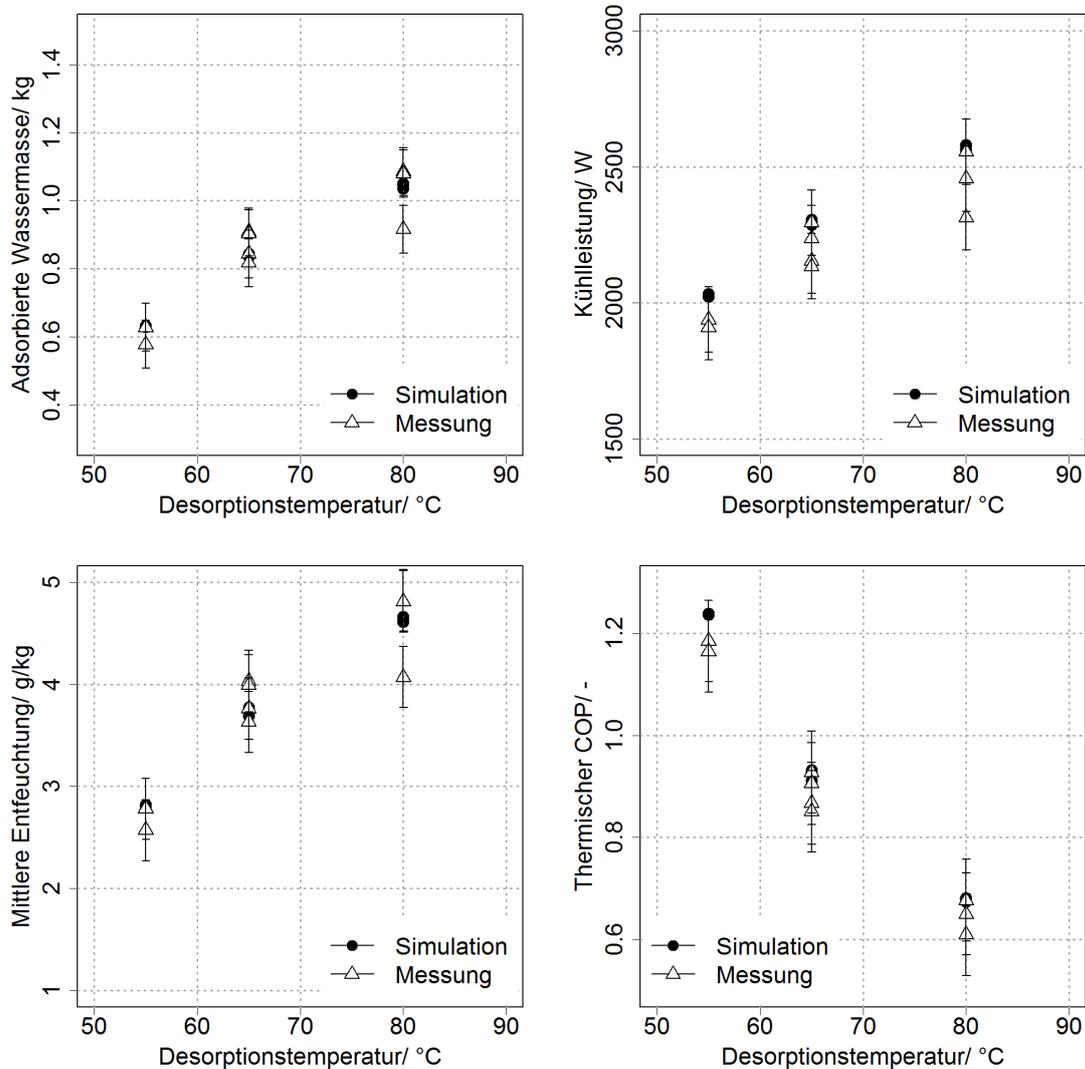


Abbildung 5.19.: Variation der Desorptionstemperatur am Standardbetriebspunkt für Prototyp II

Im Vergleich zu den Messungen an Prototyp I fällt die Steigerung der Leistung des sorptiv beschichteten Wärmeübertragers bei einer Erhöhung der Desorptionstemperatur für Prototyp II deutlich größer aus. Um dies genauer zu betrachten, sind in Abbildung 5.20 die charakteristischen Kurven des Silikagel-Papier-Komposits und des Silikagels Grace 123B aufgetragen. Zusätzlich sind typische Adsorptions- und Desorptionsbedingungen in Form des Adsorptionspotentials aufgetragen. Die Adsorptionsbedingung 1 ist dabei

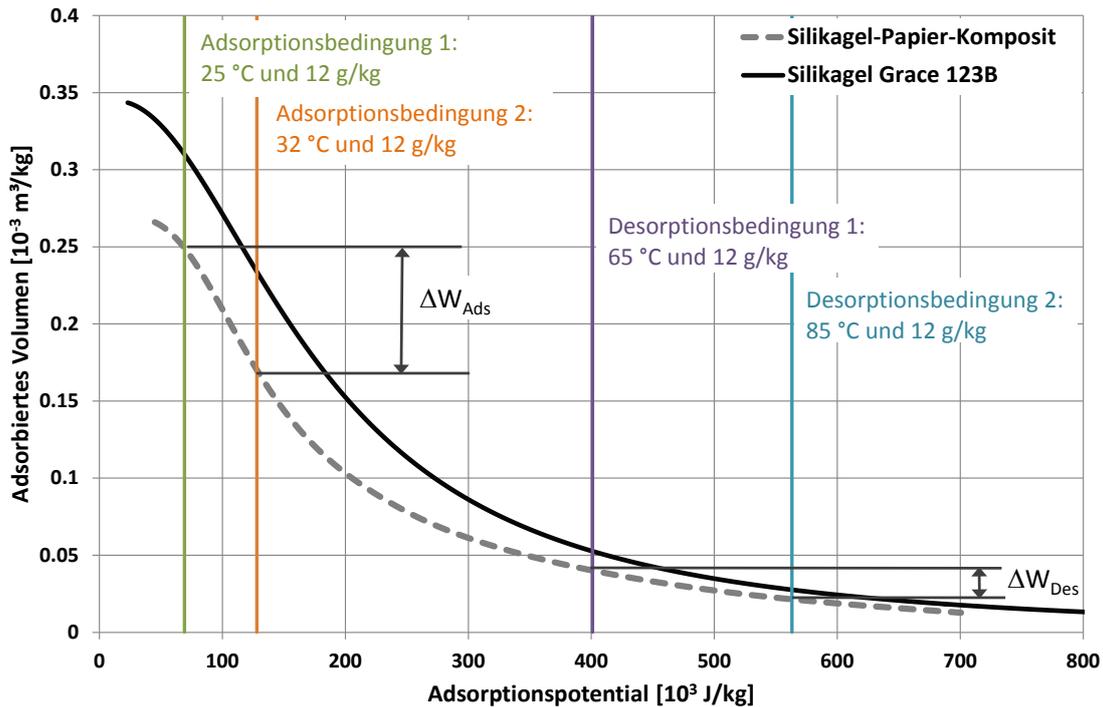


Abbildung 5.20.: Adsorptions- und Desorptionsbedingungen an den charakteristischen Kurven der zwei verwendeten Materialien im Vergleich

charakteristisch für einen verdunstungsgekühlten Sorptionsprozess, während die Adsorptionsbedingung 2 eher im Falle eines luftgekühlten Sorptionsprozesses auftreten würde.

Die aufgetragenen Desorptionsbedingungen unterscheiden sich in der Desorptionstemperatur. Für den Fall einer vollständigen Regeneration kann die markierte Gleichgewichtsbedingung erreicht werden. Bei höherer Regenerationstemperatur ist ein niedrigeres adsorbiertes Volumen W realisierbar. Es können nun die Differenzen des maximal adsorbierten Volumens für die zwei eingezeichneten Desorptionsbedingungen abgelesen werden. Dies ist beispielhaft für das Silikagel-Papier-Komposit dargestellt. Diese Differenz ist für das Silikagel Grace 123B mit $\Delta W_{Des} = 0.0249 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$ höher als für das Silikagel-Papier-Komposit mit $\Delta W_{Des} = 0.0185 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$. Das Silikagel-Papier-Komposit kann daher höhere Regenerationstemperaturen nicht so gut ausnutzen wie das Silikagel Grace 123B. Wird zusätzlich berücksichtigt, dass in Prototyp I eine geringere Materialmasse eingesetzt ist als in Prototyp II, so wird dieser Effekt verstärkt. Abgeleitet aus den Gleichgewichtsdaten kann für die angegebenen Desorptionsbedingungen an Prototyp I maximal eine zusätzliche Wassermasse von etwa 60 g adsorbiert werden, während diese mit etwa 180 g für Prototyp II deutlich höher liegt.

Die charakteristischen Kurven verlaufen hingegen zwischen Adsorptionsbedingung 1 und Adsorptionsbedingung 2 annähernd parallel. Daher ist auch die Differenz des adsorbierten Volumens zwischen diesen beiden Bedingungen mit $\Delta W_{Ads} = 0.0776 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$

für das Silikagel-Papier-Komposit und $\Delta W_{Ads} = 0.0749 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$ für das Silikagel Grace 123B ähnlich. Beide Sorptionsmaterialien verhalten sich ähnlich sensitiv auf die Kühlung der Sorptionsschicht. Aufgrund der höheren Materialmasse in Prototyp II kann aber mit einer absolut höheren zusätzlichen adsorbierten Wassermasse durch die Verdunstungskühlung gerechnet werden (PT I: +260 g; PT II: +590 g). Im Vergleich zur Desorptionstemperatur zeigt sich, dass durch die Kühlung des Sorptionsmaterials eine größere Differenz des adsorbierten Volumens erreicht werden kann als durch eine Steigerung der Desorptionstemperatur. Daher ermöglicht die bessere Kühlung einen Betrieb mit niedrigeren Desorptionstemperaturen und folglich höherem COP_1 .

Massenströme

Die Betrachtung der Massenströme, die in Abbildung 5.21 dargestellt ist, umfasst zwei unterschiedliche Variationen. In der ersten Variation (Variation a) werden alle Massenströme in gleicher Weise reduziert. In der zweiten Variation (Variation b) wird hingegen nur der Massenstrom der Sorptionsseite $\dot{m}_{L,S}$ während der Adsorptionsphase reduziert. Die Massenströme der Kühlseite $\dot{m}_{L,V}$ und der Desorption $\dot{m}_{L,Des}$ wurden dabei mit 450 kg/h konstant gehalten.

Die adsorbierte Wassermasse und die Kühlleistung nehmen in beiden Fällen auch im Rahmen der Mess- und Reproduziergenauigkeit mit der Verringerung der Massenströme signifikant ab. Die Verringerung der adsorbierten Wassermasse ist in dem Fall, dass nur der Massenstrom $\dot{m}_{L,S}$ in der Adsorptionsphase reduziert wird (Variation b), niedriger als bei der Verringerung aller Massenströme (Variation a). Im letzteren Fall wird auch der Desorptionsmassenstrom reduziert und dem Sorptionsmaterial in der Desorption eine geringere Energiemenge zugeführt. Die mittlere Entfeuchtung bleibt bei einer gleichzeitigen Verringerung aller Massenströme etwa konstant (Variation a). Wird nur der Sorptionsmassenstrom verringert (Variation b), dann steigt die mittlere Entfeuchtung hingegen an, da die adsorbierte Wassermasse unterproportional im Verhältnis zum Luftmassenstrom abnimmt. Die Kühlleistung sinkt in dieser Variation bei der Abnahme des Massenstroms der Sorptionsseite. Da der Desorptionsmassenstrom in der Variation b aber konstant gehalten wird, wird in der Desorption eine immer noch unveränderliche Energiemenge zugeführt. Dies führt zu einer Verminderung des thermischen COP_1 . Im Fall der Reduktion aller Massenströme (Variation a) steigt dagegen der thermische COP_1 . Dies bedeutet, dass sich die Energiezufuhr während der Desorption stärker verringert als die Abnahme der Kühlleistung. Für alle betrachteten Daten wird das gemessene Verhalten durch die Simulation qualitativ und quantitativ richtig wiedergegeben.

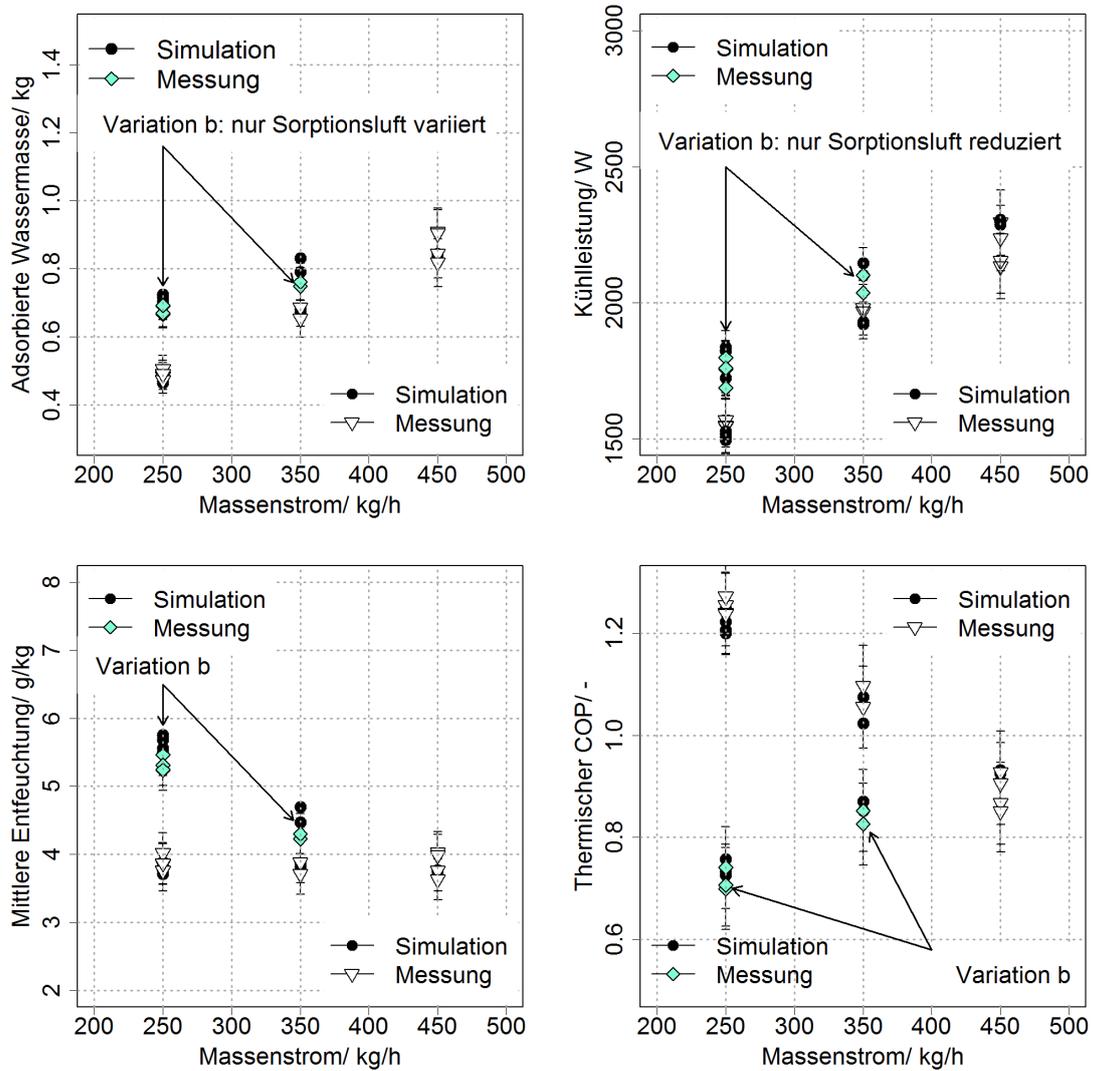


Abbildung 5.21.: Variation aller Massenströme und des Sorptionsmassenstroms während der Adsorption (Variation b) am Standardbetriebspunkt für Prototyp II

5.4. Zusammenfassende Diskussion der Modellvalidierung

Die wichtigsten Ergebnisse der Modellvalidierung können folgendermaßen zusammengefasst werden:

- Die Wärmeübertragung wird durch die Simulation gut abgebildet. Die an der höchsten Diskretisierung identifizierten Wärmeübergangskoeffizienten liegen in einer im Vergleich zur Abschätzung aus der Theorie sinnvollen Größenordnung. Für niedrigere Diskretisierungen können mit den angepassten Wärmeübergangskoeffizienten gute Ergebnisse erzielt werden. Die interne Temperaturverteilung in Prototyp I wird qualitativ richtig abgebildet.
- Auch die Verdunstungskühlung wird für Prototyp II über den gemessenen Bereich von Randbedingungen gut abgebildet. Für Prototyp I ergeben sich Abweichungen der internen Temperaturen, die auf eine unvollständige Benetzung hinweisen. Anhand der effektiven Stoffübergangskoeffizienten können die Größenordnungen von Benetzungsfaktoren für Prototyp I zwischen 9 % und 21 % und für Prototyp II zwischen 51 % und 57 % abgeschätzt werden.
- Die Simulation des langen, luftgekühlten Zyklus an Prototyp I zeigt, dass die Dynamik sehr gut abgebildet wird. Die Wärmekapazität ist im Bereich der zwei Abschätzungen für Prototyp I von geringem Einfluss auf die Leistung.
- Die Validierungen des langen, verdunstungsgekühlten Zyklus an Prototyp I demonstrieren, dass die Güte der Befeuchtung über die Länge der Adsorptionsphase nicht konstant ist. Die mit der Zeit zunehmende Güte könnte auf die graduelle Zunahme der Benetzung der Wärmeübertragerwände hindeuten. Der Verlauf der Austrittstemperatur in der Desorption liegt in der Messung aufgrund der Verdunstung von überschüssigem Wasser niedriger als in der Simulation. Dieser Effekt wurde an Prototyp II genauer untersucht. Der mithilfe der Simulation abgeschätzte Einfluss auf die Leistung führt zu einer Verringerung der adsorbierten Wassermasse um 6.2 % und der Kühlleistung um 2.3 %.
- Eine Zykluszeit von 40-50 Minuten (20-13-7) führt für Prototyp I unter den Standardbedingungen der Messung zu einer maximalen mittleren Entfeuchtung. Da der thermische COP_1 mit abnehmender Zykluszeit zunimmt, sollte bei geringen Unterschieden der mittleren Entfeuchtung die kürzere Zykluszeit gewählt werden. Es kann dann eine vergleichbare Entfeuchtung unter Einsatz einer geringeren Desorptionswärmemenge erreicht werden. Die Sensitivität der mittleren Entfeuchtung auf die Zykluszeit ist in einem weiten Bereich gering. Für die Regelung kann daraus geschlossen werden, dass der Prozess tolerant gegen eine nicht strikte Einhaltung der Zykluszeit ist, die zu einem Maximum der mittleren Entfeuchtung führt. Im Gegensatz zu Prototyp I ist diese Zykluszeit für Prototyp II mit 60 Minuten deutlich höher. Durch die höhere Adsorbensmasse kommt es zu einer deutlichen Steigerung der Wasserdampfadsorption.
- Der Einfluss der Desorptionstemperatur auf die Leistung des Prototyps I fällt bei Erhöhung von 65 °C auf 85 °C niedrig aus. Bei Prototyp II führt dieselbe Erhöhung der Desorptionstemperatur hingegen zu einer deutlichen Steigerung der mittleren

Entfeuchtung. Das unterschiedliche Verhalten ist auf die größere Steigung der charakteristischen Kurve des Silikagels Grace123B bei hohen Adsorptionspotentialen zurückzuführen. Das günstigere Verhalten wird durch die höhere Adsorbensmasse des Prototyps II verstärkt.

- Die Variation der Randbedingungen an Prototyp II zeigt, dass die adsorbierte Wassermasse eine starke Abhängigkeit von der Zykluszeit, der Desorptionstemperatur und der Variation der Massenströme aufweist. Die mittlere Entfeuchtung steigt stark mit einer Verringerung des Massenstroms der Adsorption bei gleichbleibendem Massenstrom der Desorption. Im Vergleich ist der Einfluss des Wasserdampfgehaltes sowohl der Kühl- als auch der Sorptionsseite relativ gering.

Im Vergleich zwischen Messung und Simulation konnte bestätigt werden, dass die Simulation für beide Prototypen in der Lage ist, deren Verhalten mit guter Genauigkeit wiederzugeben. Auch die für unterschiedliche Randbedingungen gemessenen Abhängigkeiten werden qualitativ und quantitativ unter Anwendung eines konstanten Parametersatzes richtig wiedergegeben. Die mit bis zu 15 % für Prototyp II zum Teil recht hohen Abweichungen könnten mit hoher Wahrscheinlichkeit durch eine Verbesserung der Reproduziergenauigkeit durch Vermessung eines wasserdichten Sorptionswärmeübertragers verbessert werden. Es wurde demonstriert, dass die Simulation eingesetzt werden kann, um auftretende Effekte besser zu erklären und deren Einfluss auf die Leistung des Prototyps abzuschätzen.

6. Modellanwendung

Das validierte Modell wird im Folgenden zunächst angewendet, um die Prototypen I und II unter identischen Randbedingungen zu vergleichen. Anschließend werden Fragestellungen behandelt, die sich einer experimentellen Untersuchung im implementierten Versuchsaufbau entziehen. So wird anhand der zwei unterschiedlichen Modelle der Verdunstungskühlung der Einfluss der Mechanismen der Filmverdunstung und der Tröpfchenverdunstung auf die maximal erreichbare Entfeuchtung und Kühlung sowie auf die auftretenden Temperaturverläufe diskutiert. Weiter wird untersucht, ob die Leistung des Prozesses durch eine Umkehr der Strömungsrichtung in der Desorption verbessert werden kann. Abschließend wird der Einfluss des Temperaturprofils am Eintritt in den Wärmeübertrager auf die Leistungskennzahlen quantifiziert. Für eine verbesserte Konfiguration mit verringerter thermischer Kapazität der Zuleitungen werden die optimalen Zykluszeiten abgeleitet.

6.1. Verhalten der Prototypen I und II im Vergleich

Mittels der validierten Modelle der Prototypen I und II kann deren Leistungsfähigkeit unter identischen Randbedingungen untersucht werden. Dazu werden im Folgenden drei Simulationen herangezogen. Zunächst wurde für beide Prototypen mit der für Prototyp I identifizierten Zykluszeit von 60 Minuten gerechnet (Fall a und b). Da für Prototyp I eine Zykluszeit von 40 Minuten als die Entfeuchtungsleistung maximierend ermittelt wurde, wird zusätzlich die Leistung des Prototyps I unter vergleichbaren Randbedingungen bei dieser kürzeren Zykluszeit betrachtet (Fall c). Der Vergleich der Fälle a und c ermöglicht die Untersuchung der Leistungsfähigkeit der Prototypen bei jeweils sinnvoll anzusetzender Zykluszeit.

Tabelle 6.1.: Entfeuchtung, Kühlleistung und COP_1 der Prototypen I und II im Vergleich

Prototyp	Fall	Zyklus [min]	$\Delta\bar{x}_S$ [g/kg]	$\Delta\bar{T}_S$ [K]	$\dot{Q}_{Ads,1}$ [W]	m_{Adv} [g]	COP_1 [-]
PT II	a	60	4.4	10.8	2787	996	1.12
PT I	b	60	3.0	8.2	2081	664	0.84
Bedingungen: $\bar{T}_{S, \text{ein}} = 37.14^\circ\text{C}$, sonst wie unten							
PT I	c	40	3.3	9.5	2253	496	1.19
Bedingungen: S: 37.7°C / 14.3 g/kg ; V: 27.0°C / 10.5 g/kg ; alle $\dot{m}_L = 450\text{ kg/h}$; $T_{Des} = 65.0^\circ\text{C}$							

Tabelle 6.1 fasst die Randbedingungen und die Ergebnisse dieser Simulationsläufe zusammen. Als Richtwert für die angesetzten Randbedingungen wurde der Auslegungspunkt für Standardklimageräte angesetzt ($T_U = 35^\circ\text{C}$, $x_U = 14.3\text{ g/kg}$ / $T_V = 27^\circ\text{C}$,

$x_V = 10.5 \text{ g/kg}$) [European Commission, 2012]. Der Eintrittstemperaturverlauf der Luft auf der Sorptionsseite $T_{S,ein}$ wurde durch gemessene Verläufe vorgegeben. Für die anderen Luftbedingungen wurden die zuvor angegebenen konstanten Werte verwendet.

Abbildung 6.1 stellt die simulierten Temperatur- und Feuchteverläufe auf der Sorptionsseite für die Prototypen I und II bei den Zykluszeiten von 40 und 60 Minuten dar (Fall a und c). Die Verläufe sind auf die Gesamtzykluszeit normiert in Abhängigkeit der dimensionslosen Zeit dargestellt. Die im Folgenden verwendeten zeitlichen Attribute beziehen sich auf die dimensionslose Zeit.

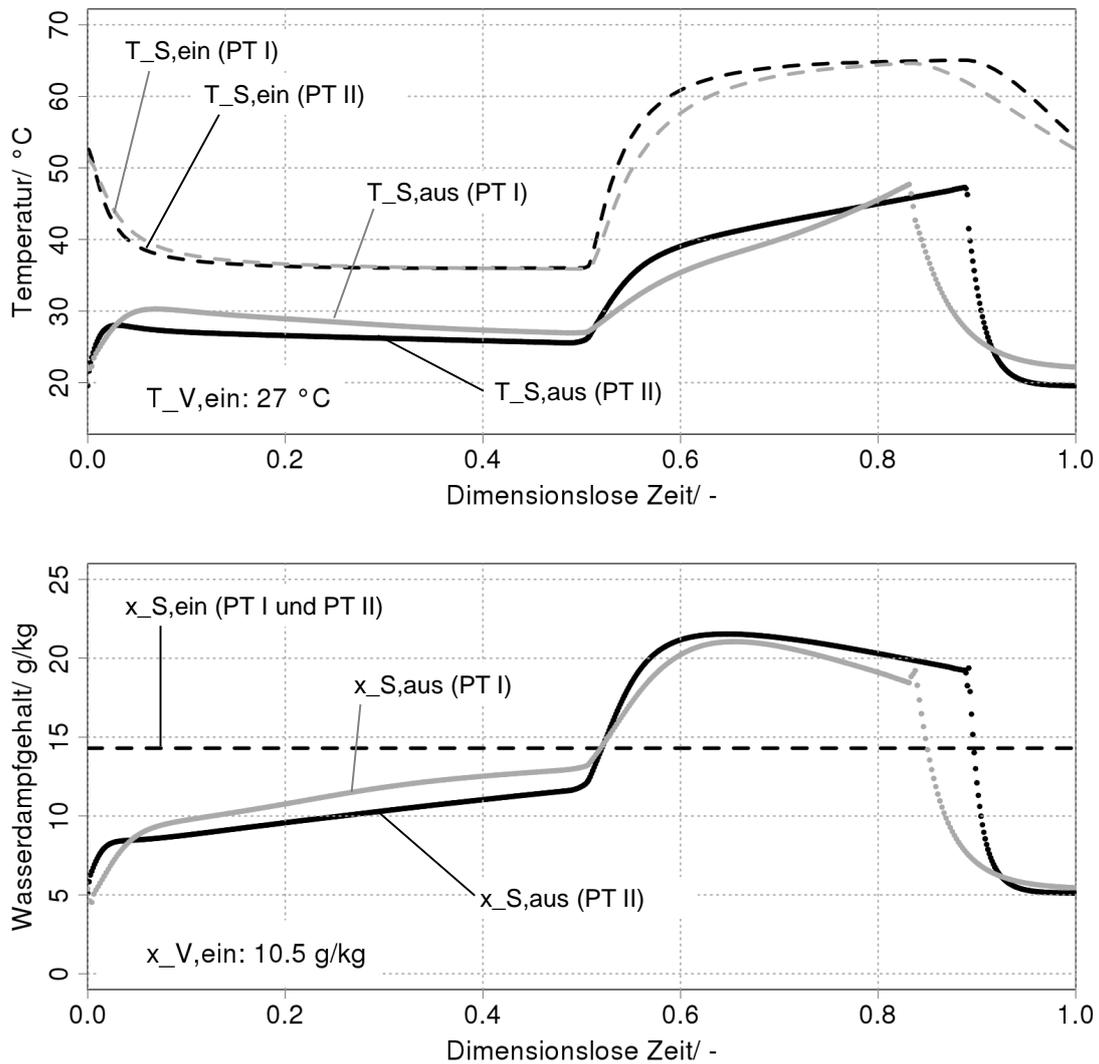


Abbildung 6.1.: Simulierte Temperatur- und Feuchteverläufe der Prototypen I und II bei jeweils optimaler Zykluszeit und normierter Auftragung über die Gesamtzykluszeit

In der normierten Auftragung wird zunächst ein unterschiedlicher Verlauf des Eintrittstemperaturprofils sichtbar. Die im kürzeren Zyklus zu Beginn der Adsorption nur langsam abfallende Eintrittstemperatur führt dazu, dass die über die Adsorptionsphase gemittelte Eintrittstemperatur höher ist als in Prototyp II. Daher sind in Tabelle 6.1 für die zwei Prototypen abweichende gemittelte Temperaturwerte $T_{S, \text{ein}}$ angegeben. Deutlicher wird die stärkere relative Verzögerung des Verlaufs der Eintrittstemperatur in der Desorptionsphase. Diese führt dazu, dass im Mittel eine niedrigere Desorptionstemperatur erreicht wird als beim längeren Zyklus. Weiter wird durch die dimensionslose Auftragung sichtbar, dass die Desorptionsphase bei konstant gehaltener Zwischenkühlphase relativ zur Adsorptionsphase kürzer wird.

Durch den dimensionslos betrachtet langsameren Anstieg der Eintrittstemperatur in der Desorption verzögert sich auch der Prozess der Regeneration in Prototyp I. Der Wasserdampfgehalt der Luft am Austritt der Sorptionsseite steigt langsamer und liegt immer niedriger als dies bei Prototyp II der Fall ist. Der frühzeitige Abbruch der Desorption führt weiter zu der Desorption einer geringeren Wassermasse. Die konstante Zwischenkühlzeit und hohe thermische Masse der Zuflörmstrecke wirken sich daher bei der kürzeren Zykluszeit ungünstiger aus. In Folge der geringeren desorbierten Wassermasse kann in Prototyp I auch nur eine geringere Wassermasse adsorbiert werden. Für beide Prototypen liegt die Entfeuchtungsspitze zu Beginn der Adsorption bei einem vergleichbaren Wert von etwa 5 g/kg. Es folgt ein zunächst steiler Anstieg, der direkt mit dem Temperaturverlauf am Austritt der Sorptionsseite gekoppelt ist. Die Austrittstemperatur nimmt dann in der Adsorptionsphase in Prototyp II einen fast konstanten Wert an, während sie in Prototyp I aufgrund der geringeren Effektivität der Verdunstungskühlung höher liegt und im Verlauf der Adsorptionsphase aufgrund der abnehmenden Entfeuchtung sinkt. Die weniger effektive Kühlung wirkt sich zusätzlich ungünstig auf die in Prototyp I erzielte Entfeuchtung aus. Für beide Prototypen ist der Verlauf des Austrittswasserdampfgehaltes quasi linear und liegt für Prototyp I annähernd parallel verschoben über dem Wert von Prototyp II. Der lineare Anstieg ist darauf zurückzuführen, dass während der Adsorptionsphase Beladungszustände im Bereich annähernd konstanter Steigung der charakteristischen Kurve vorliegen (vgl. Abbildung 5.20).

Bei einer Zykluszeit von 60 Minuten (Fall a und b) wird durch Prototyp II noch eine um 50 % höhere mittlere Entfeuchtung erreicht. Werden die Simulationen bei annähernd optimaler Zykluszeit verglichen (Fall a und c) so liegt die mittlere Entfeuchtung in Prototyp II noch 32 % höher. Der Einsatz von Sorptionsmaterial wurde in Prototyp II im Vergleich zu Prototyp I dabei aber mehr als verdoppelt. Die Steigerung der Entfeuchtungsleistung verhält sich daher unterproportional zur erhöhten Masse an Adsorbens. Wird die bei annähernd optimaler Zykluszeit adsorbierte Wassermasse ins Verhältnis zur Masse des trockenen Sorptionsmaterials gesetzt, dann liegt dieses Verhältnis für Prototyp I mit 0.147 höher als für Prototyp II mit 0.135. Das eingesetzte Sorptionsmaterial kann daher in Prototyp I besser ausgenutzt werden. Zwar wird in Prototyp I eine geringere Kühlleistung $\dot{Q}_{\text{Ads},1}$ erreicht als in Prototyp II. Der thermische COP₁ ist für Prototyp I (Fall c/ 40 min) aufgrund der kürzeren Desorptionszeit aber höher als für Prototyp II (Fall a/ 60 min). Eine vergleichende Bewertung der Prototypen ist daher nicht eindeutig und hängt maßgeblich von der Wahl des Bewertungskriteriums ab.

6.2. Verdunstungsmechanismen im Vergleich

Im Vergleich der zwei Prototypen wurde auf die schlechtere Effektivität der Verdunstungskühlung in Prototyp I hingewiesen. Wird von einer Verdunstung des Wassers aus einem die Wärmeübertragerfläche benetzenden Film ausgegangen, so kann dies durch eine unvollständige Benetzung der Oberflächen in Prototyp I erklärt werden (s. Abschnitt 5.2.2). Als gegensätzliche Modellvorstellung ist neben einer Verdunstung aus dem Wasserfilm als weiterer Mechanismus auch die Verdunstung der versprühten Wassertröpfchen ohne Benetzung der Wärmeübertragerwand denkbar. Im Folgenden werden die als ideal verlaufend modellierten Mechanismen der Tröpfchenverdunstung und der Filmverdunstung bei vollständiger Benetzung gegenübergestellt.

Als Grundlage für die Modellierung wird die Parametrisierung des Prototyps II herangezogen (Fall a: "Film real"). Dies ermöglicht zusätzlich, das real auftretende Verhalten mit dem idealen Verdunstungsverhalten zu vergleichen. Zur Abbildung der idealen Filmverdunstung wurde der Stoffübergangskoeffizient der Verdunstung auf denjenigen Wert gesetzt, der sich aus der Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport ergibt ($\beta_V = 0.021 \text{ m/s}$ bei dem für Prototyp II ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_V = 25 \text{ W/m}^2\text{K}$, s. Tabelle 5.3). Bei der Tröpfchenverdunstung kann im Idealfall eine vollständige Sättigung der Kühlluft erreicht werden. Um dies abzubilden wird dem Stoffübergangskoeffizienten der Tröpfchenverdunstung mit $\beta_{V,T} = 5 \text{ m/s}$ ein sehr hoher Wert zugewiesen. Tabelle 6.2 fasst die Eintrittsbedingungen und die Ergebnisse dieser Rechnungen zusammen.

Tabelle 6.2.: Entfeuchtung, Kühlung und COP_1 der realen und der idealen Filmverdunstung sowie der idealen Tröpfchenverdunstung an Prototyp II

Mechanismus	Fall	Zyklus [min]	$\Delta \bar{x}_S$ [g/kg]	$\Delta \bar{T}_S$ [K]	$\dot{Q}_{Ads,1}$ [W]	m_{Adt} [g]	COP_1 [-]
Film real	a	60	4.4	10.8	2790	996	1.12
Film ideal	b	60	4.5	11.6	2940	1026	1.18
Tröpfchen ideal	c	60	4.3	9.9	2630	965	1.06

Bedingungen: S: 37.1 °C / 14.3 g/kg; V: 27.0 °C / 10.5 g/kg;
alle $\dot{m}_L = 450 \text{ kg/h}$; $T_{Des} = 65.0 \text{ °C}$

Als erste Betrachtung ist eine Interpretation der Temperaturverläufe der idealen Filmverdunstung im Vergleich zur idealen Tröpfchenverdunstung aufschlussreich. Augenmerk wird dabei im Folgenden auf die Lage der Austrittstemperaturen der Kühl- und der Sorptionsseite relativ zueinander gerichtet. Die simulierten Temperaturverläufe während der Adsorption am Austritt der Kühl- und der Sorptionsseite sind in Abbildung 6.2 für die zwei idealen Verdunstungsmechanismen dargestellt.

Die Temperatur $T_{V,aus}$ der Luft auf der Kühlseite liegt im Falle der Filmverdunstung (b) über der Lufttemperatur $T_{S,aus}$ der Sorptionsseite. Die in jedem Volumenelement auftretenden Wärmeströme hängen von der lokal variierenden Temperaturdifferenz zwischen den Temperaturen der Luft auf der Sorptions- und der Kühlseite zu der Temperatur des Wasserfilms ab. Daher muss die Temperatur der Luft auf der Kühlseite nicht zwin-

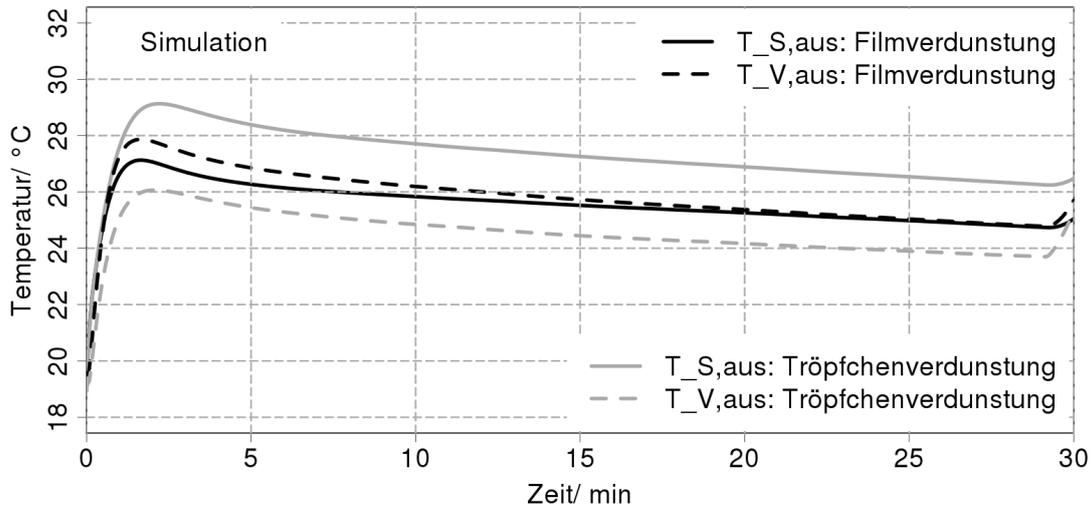


Abbildung 6.2.: Vergleich zweier Verdunstungsmechanismen: ideale Verdunstung aus dem Film und ideale Tröpfchenverdunstung in die Luft

gend niedriger sein als die Lufttemperatur auf der Sorptionsseite. Dies wurde im Zuge der Diskussion der Verdunstungskühlung (vgl. Abschnitt 5.2.2) bereits erläutert. Die Benetzung der Wärmeübertragerwand mit einem Wasserfilm führt zu einem besonders engen thermischen Kontakt zwischen dem Sorptionsmaterial und dem Wasserfilm. Die im Sorptionsmaterial frei werdende Adsorptionswärme kann durch Wärmeleitung und Überwindung des Kontaktwiderstandes der Ankopplung ($1/\alpha_{CT}$) direkt Wärme an den Wasserfilm abgeben werden. Diese enge Ankopplung des Sorptionsmaterials an den Wasserfilm ist besonders vorteilhaft.

Bei der Tröpfchenverdunstung hingegen liegt die Lufttemperatur $T_{V,aus}$ der Kühlseite deutlich unter der Lufttemperatur $T_{S,aus}$ der Sorptionsseite. In diesem Fall (c) kühlt sich aufgrund der Verdunstung zunächst nur die Luft auf der Kühlseite ab. Die Abkühlung der Luft auf der Sorptionsseite erfolgt dann in einem zweiten Schritt aufgrund des durch Konvektion dominierten Wärmeübergangsmechanismus von der Kühl- auf die Sorptionsseite. Daher ist im Falle des Verdunstungsmechanismus der Tröpfchenverdunstung die Temperatur auf der Kühlseite niedriger als auf der Sorptionsseite. Im Vergleich zur Filmverdunstung sind zwischen dem verdunstenden Wasser (Tröpfchen) und dem Sorptionsmaterial zusätzlich Widerstände des konvektiven Wärmetransports von der Luft an die Tröpfchen (nicht modelliert) und von der nun abgekühlten Luft der Kühlseite an die Wärmeübertragerwand zu überwinden.

Abbildung 6.3 stellt die Ein- und Austrittstemperaturen der Luft auf der Kühl- und Sorptionsseite für zwei Messungen an Prototyp I und II dar. Die Messungen wurden mit unterschiedlichen Randbedingungen vorgenommen und sind daher in den absoluten Werten nicht direkt vergleichbar. Auch hier wird die Lage der Lufttemperaturen der Kühl- und Sorptionsseite relativ zueinander dargestellt. Für Prototyp II liegen diese Austrittstem-

peraturen fast aufeinander. Die Austrittstemperatur $T_{V,aus}$ der Luft auf der Kühlseite ist dabei geringfügig höher als die Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ der Luft auf der Sorptionsseite. Somit unterstreicht das Verhältnis der Temperaturen zueinander die Interpretation, dass die Filmverdunstung der dominierende Verdunstungsmechanismus ist.

Für Prototyp I hingegen liegt die Austrittstemperatur der Sorptionsseite deutlich über der Austrittstemperatur der Kühlseite. Dies könnte dahingehend gedeutet werden, dass in Prototyp I eher eine Dominanz der Tröpfchenverdunstung vorliegt. Neben einer schlechten Benetzung der Wärmeübertragerflächen wäre dies eine alternative Erklärung für die schlechtere Befeuchtungscharakteristik in Prototyp I. So wurden in Prototyp I von dem eingesprühten Massenstrom von 6.5-8.5l/h etwa 1.5-1.8l/h verdunstet. Die Verdunstungsrate lag in Prototyp II mit 4.5-5.0l/h bei auch höheren eingesprühten Massenströmen von 13-17l/h deutlich höher. Für die Realität wird vermutet, dass in beiden Prototypen Mischformen aus Film- und Tröpfchenverdunstung auftreten. Das Verhältnis der Austrittstemperaturen zueinander während der Adsorption weist jedoch darauf hin, ob eine Dominanz des einen oder anderen Mechanismus vorliegt.

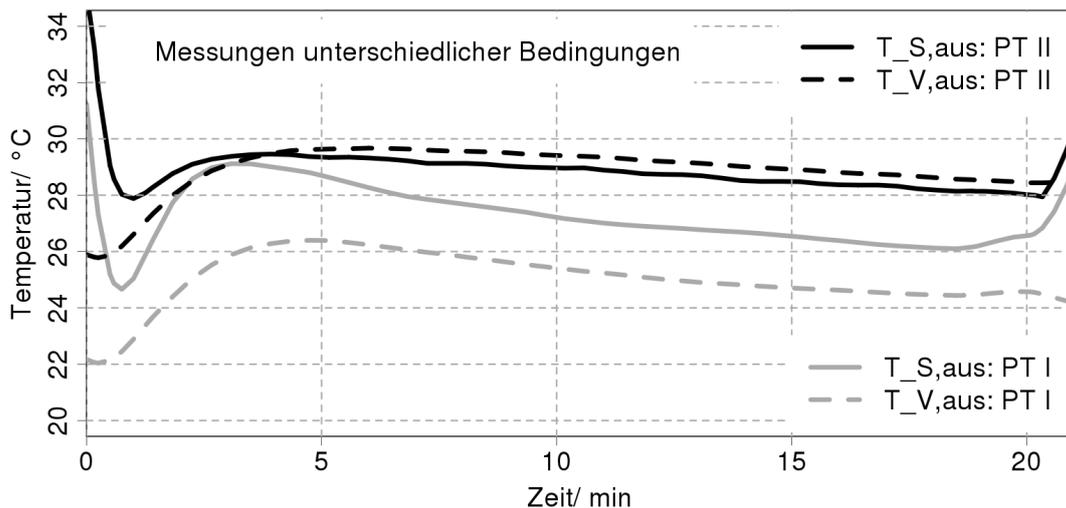


Abbildung 6.3.: Austrittstemperaturen der Luft auf der Kühl- und der Sorptionsseite für die Prototypen I und II an Messungen unter unterschiedlichen Bedingungen

Die Ergebnisse dieser Modellrechnungen sind in Tabelle 6.2 zusammengefasst. Die Spalte “Film real” (Fall a) listet die Ergebnisse der Rechnungen des am Realfall validierten Modells von Prototyp II auf, während die Spalten “Film ideal” (Fall b) und “Tröpfchen ideal” (Fall c) die Werte der ideal gerechneten Verdunstungsmechanismen enthalten. Der Vergleich der realen und idealen Filmverdunstung zeigt, dass im realen Fall bereits 97 % der im idealen Fall umgesetzten Wassermasse und 95 % der im idealen Fall erzielten Kühlleistung erreicht werden. Insofern wird im realen Prototyp II das Optimum schon weitgehend erreicht. Ein reiner Vergleich der Stoffübergangskoeffizienten $\beta_V = 0.021 \text{ m/s}$

und $\beta_{V,eff} = 0.0108 \text{ m/s}$ führt noch nicht zu diesem Ergebnis. Erst die Simulationsrechnungen enthalten die Information des Einflusses des effektiven Stoffübergangskoeffizienten der Verdunstung auf die Zielgrößen. Wie in der Sensitivitätsanalyse (vgl. Abschnitt 4.2.2) dargestellt, nähern sich die Zielgrößen bei zunehmendem Stoffübergangskoeffizienten β_V asymptotisch einem Grenzwert. Dieser Zusammenhang führt dazu, dass mit einer noch nicht idealen Filmverdunstung der ideale Wert schon weitgehend erreicht werden kann.

Die bei idealer Tröpfchenverdunstung umgesetzte Wassermasse liegt unterhalb des im realen Fall an Prototyp II erreichten Wertes. Dies gilt ebenfalls für die Temperaturabsenkung der Sorptionsluft. Unter den hier gerechneten Randbedingungen liegt die Kühlleistung bei idealer Filmverdunstung etwa 310 W bzw. 12 % über der Kühlleistung bei idealer Tröpfchenverdunstung. Etwa 70 % dieser Steigerung sind auf die höhere Temperaturabsenkung und die weiteren 30 % auf die bessere Entfeuchtung zurückzuführen. Aus dem Vergleich kann somit geschlossen werden, dass die Filmverdunstung der effektivere Verdunstungsmechanismus ist und insbesondere aufgrund der höheren Temperaturabsenkung der Sorptionsluft zu einer Steigerung der Leistung des Sorptionswärmeübertragers führt.

6.3. Strömungskonfigurationen

Im Folgenden wird der Einfluss unterschiedlicher Strömungskonfigurationen der Luftströme auf die Leistungsfähigkeit des Sorptionswärmeübertragers untersucht. In einem ersten Vergleich wird die Bauart des Wärmeübertragers untersucht. Unter der Annahme gleicher Übergangskoeffizienten wird die Gegenstromkonfiguration mit einer Gleichstromkonfiguration des Wärmeübertragers verglichen. Im folgenden zweiten Abschnitt wird ferner der Fall untersucht, dass die Luft in der Desorption die Sorptionskanäle gegensinnig zu der Strömungsrichtung der Luft in der Adsorption durchströmt.

6.3.1. Bauart des Sorptionswärmeübertragers

Entsprechend der Bauart der Prototypen wurde bisher ein Kreuzstrommodell des Sorptionswärmeübertragers verwendet. Die Modellierung ermöglicht darüber hinaus die alternativen Strömungskonfigurationen Gegen- und Gleichstrom zu untersuchen. Für das Gegen- und das Gleichstrommodell wurde mit einer Diskretisierung in 100 Elemente gerechnet. Die hier angewendeten Übergangsparameter sind in Tabelle 6.3 angegeben.

Tabelle 6.3.: Parametrisierung der Modelle der Gegen- und Gleichstromwärmeübertrager

Konfiguration	Diskretisierung [-]	α_S [W/m ² K]	α_V [W/m ² K]	β_S [m/s]	β_V [m/s]
Gegen- und Gleichstrom	100	25	25	0.0135	0.012

Tabelle 6.4 fasst die Ergebnisse dieser Simulationen zusammen. Im Vergleich der Strömungskonfigurationen wird deutlich, dass in der Gegenstromkonfiguration eine höhere Abkühlung erreicht wird als in der Gleichstromkonfiguration. Der Unterschied der mittleren Abkühlung liegt in der Größenordnung von 2 K. Die stärkere Abkühlung in der Gegenstromkonfiguration führt zu keiner signifikanten Verschiebung des Sorptionsgleichgewichts in Richtung höherer Beladungen. Somit sind die treibenden Kräfte der Adsorption ähnlich und hängen nicht signifikant von der Strömungskonfiguration ab. Es kommt zu keiner signifikanten Änderung der adsorbierten Wassermasse und somit der Entfeuchtungsleistung.

Die Kreuzstromkonfiguration führt zu einer Leistung, die zwischen denjenigen der Gegen- und Gleichstromkonfiguration liegt. Von einem Übergang zu einer Gegenstrom-

Tabelle 6.4.: Entfeuchtung, Kühlung und COP₁ bei der Gegen- und der Gleichstromkonfiguration

Konfiguration	Zyklus [min]	$\Delta \bar{x}_S$ [g/kg]	$\Delta \bar{T}_S$ [K]	$\dot{Q}_{Ads,1}$ [W]	m_{Adt} [g]	COP ₁ [-]
Gegenstrom	60	4.6	11.7	2960	1033	1.19
Gleichstrom	60	4.6	9.7	2720	1038	1.09

Bedingungen: S: 37.1 °C/ 14.3 g/kg; V: 27.0 °C/ 10.5 g/kg;
alle $\dot{m}_L = 450$ kg/h ; $T_{Des} = 65.0$ °C

konfiguration ist daher keine Verbesserung der Entfeuchtungsleistung und nur eine geringe Verbesserung der Kühlleistung zu erwarten. In der Praxis wird es für die typische Bauart der Luft-Luft-Gegenstromwärmeübertrager schwieriger sein, eine vollständige Benetzung bei gleichzeitig niedriger Menge des eingesprühten Wassers zu erreichen als in der Kreuzstromkonfiguration. Insofern wird von dem Einsatz von Sorptionswärmeübertragern in Gegenstromkonfiguration keine deutliche Verbesserung, eventuell aber aufgrund unvollständiger Benetzung eher eine Verringerung der erzielten Entfeuchtungs- und Kühlleistung erwartet.

6.3.2. Gegenseitige Desorption

Neben der Strömungskonfiguration, die sich auf den Aufbau des Wärmeübertragers auswirkt, kann auch die Strömungsrichtung einzelner Luftströme geändert werden. In offenen Sorptionssystemen in Rotorbauweise wird der Sorptionsrotor in der Regel durch gegenseitig geführte Luftströme auf der Zuluft- und Regenerationsseite durchströmt [Finocchiaro et al., 2012; Henning et al., 2001]. Mithilfe der Simulation kann überprüft werden, ob es durch eine Desorption mit Luftführung entgegen der Strömungsrichtung der Adsorption zu einer Verbesserung der Leistungskennzahlen kommt. Die Luftführung bei gegenseitiger Desorption ist schematisch in Abbildung 6.4 dargestellt.

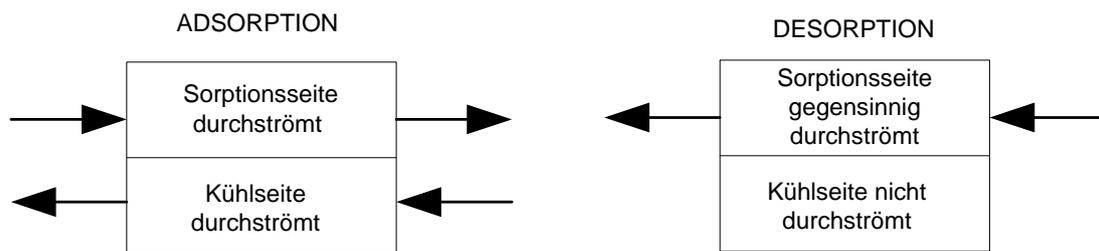


Abbildung 6.4.: Schematische Darstellung der Desorption mit gegenseitiger Orientierung des Desorptionsluftstrom im Verhältnis zum Luftstrom in der Adsorption

Da die Untersuchung der gegenseitigen Desorption die Möglichkeit der Umkehrung der Strömungsrichtung im Modell erfordert, wurde ein zweites Modell erstellt, welches die in Modelica üblichen Fluid-Konnektoren verwendet. Da dieses aber deutlich höhere Rechenzeiten benötigt, wurde es dahingehend vereinfacht, dass der Wärmeübertrager anhand eines Gegenstrommodells anstelle eines Kreuzstrommodells abgebildet wird. Durch eine erneute Parameterkalibrierung wurde dieses Alternativmodell an das validierte Kreuzstrommodell angepasst. Der Vergleich der Simulation des vereinfachten Gegenstrommodells mit dem validierten Kreuzstrommodell ist anhand der Spalten "Kreuzstrom, Modell 1" und "Gegenstrom, Modell 2" in Tabelle 6.5 zusammengefasst.

Mit Abweichungen der Kühlleistungen und der adsorbierten Wassermassen von weniger als 1% wird eine sehr gute Übereinstimmung des parametrisierten Gegenstrommodells mit dem validierten Kreuzstrommodell erreicht. Aufgrund der ausgeprägt höheren Rechenzeit bei Einlesen von Messdaten als Eingangsdaten der Simulation wurde die Ein-

trittstemperatur durch eine Rampenfunktion abgebildet. Die Rampenfunktion des Temperaturverlaufs ist in Anhang A.8 in Abbildung A.8 dargestellt. Da für die Simulationen der unterschiedlichen Strömungsrichtungen der Desorptionsluft in allen drei in Tabelle 6.5 angegebenen Fällen dieselbe Rampenfunktion als Eintrittswert verwendet wird, ist die Vergleichbarkeit zur Beurteilung des Effektes der gegensinnigen Desorption gewährleistet.

Abbildung 6.5 stellt die Temperatur- und Feuchteverläufe der Sorptionsluft in der Adsorption für die unterschiedlichen Strömungsrichtungen in der Desorption dar. Die schwarze durchgezogene Linie stellt dabei die Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ oder die Austrittsfeuchte $x_{S,aus}$ in der Standardkonfiguration gleichsinniger Desorption dar. Diese Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ bei gleichsinniger Desorption liegt während des gesamten Adsorptionsprozesses deutlich unter der Temperatur $T_{S,aus}$ bei gegensinniger Desorption. Die Temperaturabsenkung ist in der gleichsinnigen Desorption also höher als in der gegensinnigen Desorption. Bei gegensinniger Desorption liegt hingegen zu Beginn der Adsorptionsphase die Austrittsfeuchte $x_{S,aus}$ unter derjenigen bei der Standardkonfiguration. Mit Fortschreiten der Adsorptionsphase gleichen sich die Austrittsfeuchten der gegensinnigen und der gleichsinnigen Desorption an. Bei Zyklen mit realistischer zeitlicher Dauer (> 15 Minuten Adsorptionsphase) ist der Vorteil einer gegensinnigen Desorption bei der Entfeuchtung sehr gering.

Die äußeren Temperatur- und Feuchteverläufe können mit den Verläufen der Beladung und der Temperatur innerhalb des Sorptionswärmeübertragers erklärt werden. Zum besseren Verständnis werden im Folgenden die Orte des Wärmeübertragers, die in der Adsorption zuerst durchströmt werden, als Adsorptionseintritt, und die Orte, die zuletzt durchströmt werden, als Adsorptionsausritt bezeichnet. Bei der gegensinnigen Desorption wird der Adsorptionsausritt zuerst dem trockenen und heißen Desorptionsluftstrom ausgesetzt. Das Sorptionsmaterial wird hier stärker desorbiert als am Adsorptionseintritt. Strömt in der Adsorption Luft durch die Sorptionsseite des Wärmeübertragers, so wird diese durch die voranschreitende Entfeuchtung immer trockener. Durch die niedrige Sorbensbeladung am Adsorptionsausritt wird die Luft auch hier noch entfeuchtet - und zwar in einem höheren Ausmaß als bei der gleichsinnigen Desorption. Dies führt zu der etwas höheren Entfeuchtung bei der gegensinnigen Desorption. Diese ist über den Gesamtprozess gesehen jedoch nicht stark ausgeprägt, da die in der Desorption zuge-

Tabelle 6.5.: Entfeuchtung, Kühlung und COP_1 der gleich- und gegensinnigen Desorption an einer Simulation mit einer Rampenfunktion der Eintrittstemperatur $T_{S,ein}$

Konfiguration	Desorption	$\Delta\bar{x}_S$ [g/kg]	$\Delta\bar{T}_S$ [K]	$\dot{Q}_{Ads,1}$ [W]	m_{Adt} [g]	COP_1 [-]
Kreuzstrom, Modell 1	gleichsinnig	4.5	11.4	2780	969	1.31
Gegenstrom, Modell 2	gleichsinnig	4.4	11.4	2760	962	1.31
Gegenstrom, Modell 2	gegensinnig	4.4	10.6	2660	960	1.26

Bedingungen: S: $37.75^\circ C / 14.3$ g/kg; V: $27.0^\circ C / 10.5$ g/kg;
 alle $\dot{m}_L = 450$ kg/h; $T_{Des} = 65^\circ C$

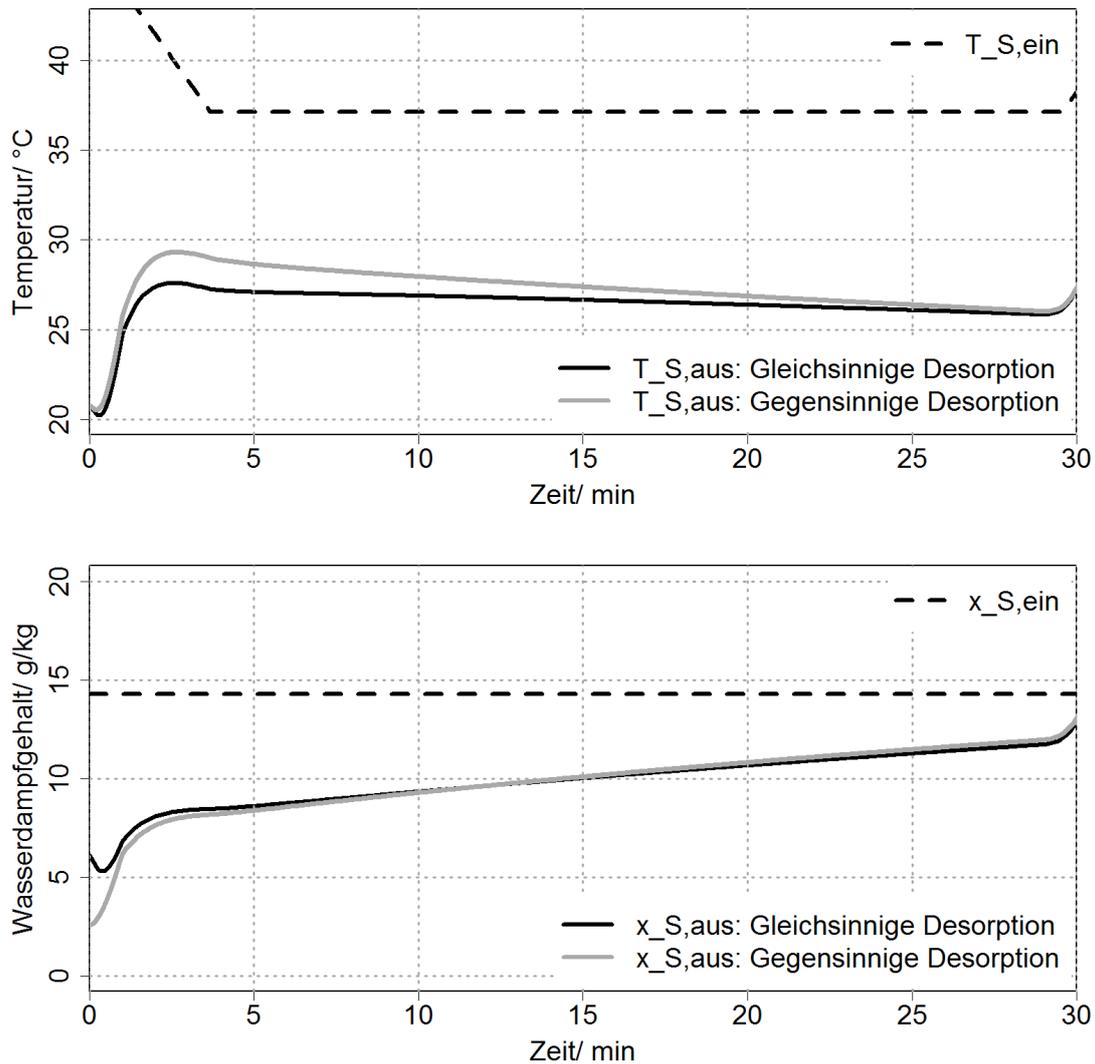


Abbildung 6.5.: Temperatur- und Feuchteverläufe der Luft am Austritt der Sorptionsseite in der Adsorption für die Fälle der gleich- und gegensinnigen Desorption

fürte Wärmemenge in erster Hinsicht die erreichbare Entfeuchtung bestimmt. Diese ist in beiden Fällen identisch. Gleichzeitig wird durch die stärkere Entfeuchtung am Adsorptionsaustritt auch mehr Adsorptionswärme kurz vor dem Austritt der Luft aus der Sorptionsseite frei. Die Laufstrecke, auf welcher diese noch gekühlt werden kann, ist jedoch kurz. Die Kühlung ist somit weniger effektiv und die Luft tritt mit höherer Temperatur aus dem Wärmeübertrager aus als bei der gleichsinnigen Desorption. Die höhere Entfeuchtung kompensiert nicht die niedrigere erreichte Temperaturabsenkung. Da die Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ und der COP_1 für den Fall des gegensinnig zum Adsorptionsluftstrom orientierten Desorptionsluftstroms niedriger sind, kann diese Betriebsweise nicht empfohlen werden.

6.4. Variation des zeitlichen Temperaturprofils am Eintritt in den Sorptionswärmeübertrager

Im Folgenden wird der Einfluss des Temperaturprofils am Eintritt der Sorptionsseite des Wärmeübertragers auf die Leistungskennzahlen untersucht. Dazu wird zunächst bei konstanter, an Prototyp II identifizierter ungefähr optimaler Zykluszeit von 60 Minuten eine Variation der thermischen Masse der Zuströmstrecke gerechnet. In Folge wird untersucht, wie sich die Variation der Zwischenkühlzeit und der Gesamtzykluszeit auf die Leistung des Wärmeübertragers bei verändertem Eintrittstemperaturprofil auswirken. Dies ermöglicht, weiteres Potential zur Leistungssteigerung durch einen verbesserten Aufbau des Systems "Wärmeübertrager und Zuströmstrecke" aufzuzeigen.

6.4.1. Variation der thermischen Masse der Zuströmstrecke

Der in dieser Arbeit zur Erhebung der experimentellen Daten verwendete Versuchsaufbau entspricht in Hinblick auf die Zuströmstrecken nicht dem in einem Lüftungsgerät mit zwei alternierend betriebenen Sorptionswärmeübertragern zu erwartenden Aufbau. Da Adsorptions- und Desorptionsluft dieselben, thermisch trägen Zuströmstrecken zyklisch durchströmen, treten die Temperaturflanken in Ad- und Desorptionsphase gedämpft in den Wärmeübertrager ein. Der zusätzlich im Versuchsaufbau verwendete Bypass führt dazu, dass ein Teil der Zuströmstrecken bereits in der Zwischenkühlung abgekühlt wird. Um zu gewährleisten, dass die Luft zu Beginn der Adsorptionsphase nicht mit stark erhöhter Temperatur in den Wärmeübertrager eintritt, wurde eine längere Zwischenkühlphase in Kauf genommen. Die Simulation kann nun dazu genutzt werden, den Einfluss der thermischen Massen der Zuströmstrecken zu untersuchen. Hierzu wurde zunächst das thermische Verhalten der Zuströmstrecke des Versuchsaufbaus durch die Simulation abgebildet. Dies ist in Abbildung 6.6 dargestellt. Das Umschalten zwischen dem kalten und heißen Luftstrom der Adsorption und der Desorption ist durch einen Temperatursprung dargestellt. Die zeitliche Dauer dieses Temperatursprungs wurde an einem gemessenen zeitlichen Verlauf der Temperatur $T_{S, \text{ein}}$ angepasst. Der Temperaturverlauf wurde bei einer Zyklusmessung ohne Zwischenkühlphase aufgenommen und zeigt daher ungestört den Einfluss der thermischen Masse der Zuströmstrecke. Durch Anpassung der thermischen Masse der Simulation an diesen Verlauf kann dieses thermische Verhalten abgebildet werden. Die gemessene Temperatur am Eintritt in den Wärmeübertrager $T_{S, \text{ein}}$ kann durch die simulierte Temperatur gut wiedergegeben werden.

Anschließend werden Simulationen eines Versuchsaufbaus mit unterschiedlichen thermischen Massen der Zuströmstrecken vorgenommen. Der simulierte Systemaufbau ist in Abbildung 6.7 dargestellt. In diesem wurde keine Bypassschaltung berücksichtigt, da diese auch in einem vollständigen Lüftungsgerät aufgrund des hohen Aufwands und der weiteren Zahl benötigter, schaltbarer Klappen nicht implementiert werden würde.

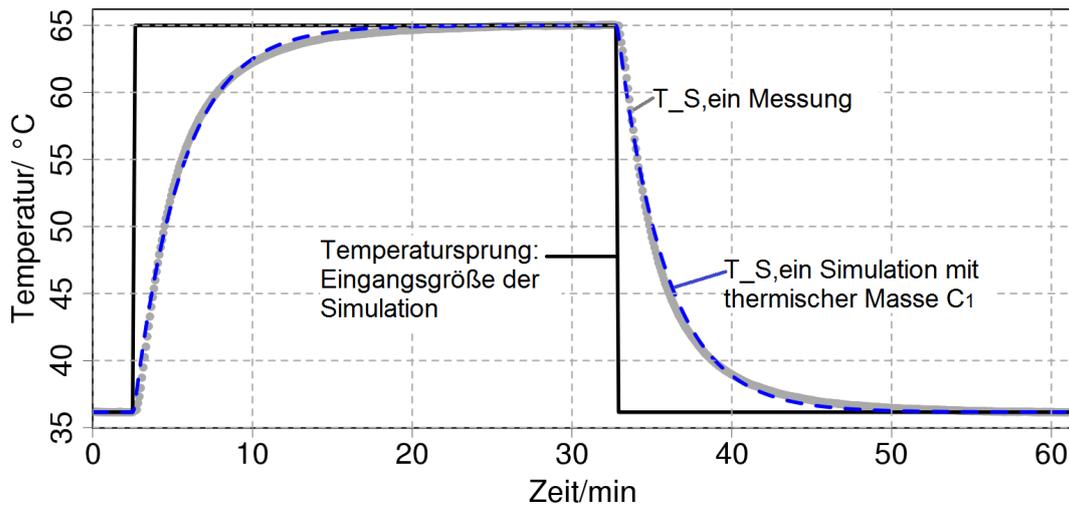


Abbildung 6.6.: Abbildung der thermischen Masse der Zuflörmstrecke bei Aufprägen eines Temperatursprungs als Eingangsgröße in die Simulation

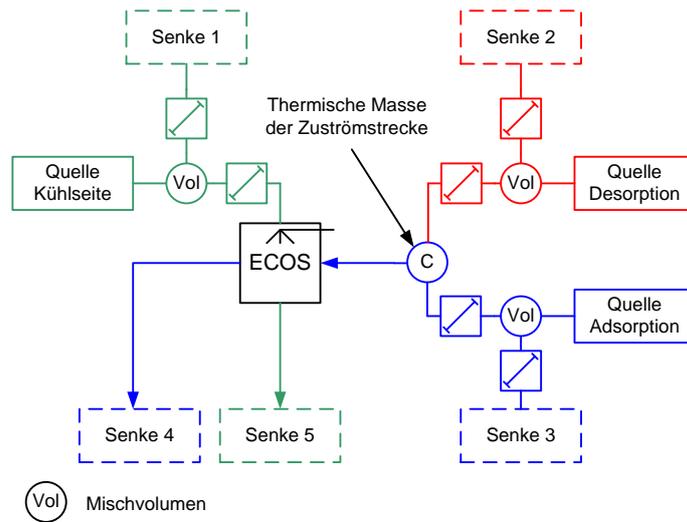


Abbildung 6.7.: Schema des Aufbaus der Simulation zur Berücksichtigung der thermischen Kapazität der Zuflörmstrecke ohne Bypassschaltung

Abbildung 6.8 stellt die Eintrittstemperaturverläufe für die Simulation unterschiedlicher thermischer Massen der Zuflörmstrecken dar. Die dargestellten thermischen Massen entsprechen der tatsächlich vorliegenden Masse im Testaufbau, sowie einer Halbierung und einem Zehntel dieser thermischen Massen. Der Zyklus hat eine Gesamtdauer von 60 Minuten mit einer Zwischenkühlphase von sieben Minuten.

den Sollwert der Sorptionslufttemperatur $T_{S, \text{ein}}$ ab. Die höhere Eintrittstemperatur zu Beginn der Adsorptionsphase führt bei größerer thermischer Masse der Zuflörmstrecke auch zu einer höheren Austrittstemperatur und zu einer niedrigeren Entfeuchtung (s. Abbildung 6.9). Zu Beginn der Desorptionsphase steigt die Lufttemperatur am Eintritt in den Wärmeübertrager nur langsam an und erreicht erst verzögert die Solltemperatur der Desorption. Diese Dämpfung des Sprungs in der Eintrittstemperatur ist bei höherer thermischer Masse stärker ausgeprägt.

Tabelle 6.6 fasst die Ergebnisse dieser Simulationen zusammen.

Tabelle 6.6.: Entfeuchtung, Kühlung und COP bei unterschiedlichen thermischen Massen der Zuflörmstrecke vor dem Wärmeübertrager

Konfiguration	C Zuleitung [kJ/K]	$\Delta \bar{x}_S$ [g/kg]	$\bar{T}_{S, \text{aus}}$ [K]	$\dot{Q}_{\text{Ads}, 2}$ [W]	m_{Adt} [g]	COP ₂ [-]	COP ₁ [-]
Gegenstrom, Modell 2	$C_1 = 23$	4.5	27.2	2700	1010	0.98	1.30
Gegenstrom, Modell 2	$C_2 = 0.5 \cdot C_1$	4.7	27.0	2790	1050	1.01	1.17
Gegenstrom, Modell 2	$C_3 = 0.1 \cdot C_1$	4.8	26.8	2860	1080	1.04	1.08

Bedingungen: S: 35.0 °C/ 14.3 g/kg; V: 27.0 °C/ 10.5 g/kg;
alle $\dot{m}_L = 450$ kg/h ; $T_{\text{Des}} = 65$ °C

Hinzuweisen ist auf das Verhältnis zwischen COP₁ und COP₂, die in Abschnitt 3.3.6 definiert wurden. Der COP₁ steigt mit Zunahme der thermischen Masse der Zuflörmstrecke aufgrund zweier sich verstärkender Effekte. Dem Wärmeübertrager wird in der Desorption aufgrund der Dämpfung der Eintrittstemperatur eine geringere Wärmemenge zugeführt. Die Desorptionswärmemenge nimmt ab. Des Weiteren ist die effektive Kühlleistung $\dot{Q}_{\text{Ads}, 1}$ höher, da sich durch die höhere Temperatur am Eintritt der Sorptionsseite zu Beginn der Adsorptionsphase auch die treibende Temperaturdifferenz erhöht. Die im Wärmeübertrager übertragene Wärmemenge steigt daher. Als Kennzahl, die den Sorptionswärmeübertrager charakterisiert, ist der COP₁ die relevante Kennzahl. Sie reflektiert aber nicht die bei zusätzlicher Betrachtung der Wärmeübertragerperipherie geltende Systemgrenze. Diese wird erst durch den COP₂ richtig erfasst. Mit zunehmender thermischer Masse der Zuflörmstrecke fällt die Kühlleistung $\dot{Q}_{\text{Ads}, 2}$ und der thermische COP₂ nimmt ab. Durch die Verringerung der thermischen Masse der Zuleitung auf ein Zehntel des Ausgangswertes können in diesem Beispiel die adsorbierte Wassermasse und mittlere Entfeuchtung um 7 %, die Kühlleistung $\dot{Q}_{\text{Ads}, 2}$ um 6 % und der thermische COP₂ um 6 % gesteigert werden.

6.4.2. Variation der Zykluszeit

Da die Desorptionswärme dem Sorptionswärmeübertrager durch ein steileres Temperaturprofil der Luft am Eintritt der Sorptionsseite schneller zugeführt werden kann, wird erwartet, dass dies auch einen Einfluss auf die optimale Zykluszeit hat. Im Folgenden wird daher der Zusammenhang zwischen der thermischen Kapazität der Zuströmstrecke und der Zykluszeit untersucht. Dies ermöglicht, das Potential des Prozesses bei geringerer thermischer Masse der Zuströmstrecke abzuschätzen. Dazu wird zunächst der Einfluss der Zwischenkühlphase auf die Leistung des Sorptionswärmeübertragers bei konstanter Zykluszeit von 60 Minuten für zwei unterschiedliche thermische Massen der Peripherie untersucht. Darauf folgend wird die Gesamtzykluszeit identifiziert, die bei der ermittelten optimalen Zwischenkühlzeit zu einer maximalen mittleren Entfeuchtung und Kühlleistung führt.

Für eine direkt dem Wärmeübertrager vorgelagerte Zuströmstrecke, deren Einbau auch in einem Lüftungsgerät erforderlich wäre, wird im Folgenden eine realistisch erreichbare verringerte thermische Masse abgeschätzt. Als thermisch verbesserte Zuleitung wird die Masse des im Testaufbau verwendeten Teils der Zuströmstrecke angesetzt, der dem Wärmeübertrager direkt vorgelagert ist und für eine Querschnittserweiterung von dem Rundrohr auf den Querschnitt des Wärmeübertragers eingesetzt wird. Somit verringert sich die thermische Masse um diejenige der Zuleitung des Testaufbaus, die sich zwischen der Versorgungseinheit und dem Bypass befindet. Bei einer Materialmasse von 4 kg und einer spezifischen Wärmekapazität des Polycarbonats von $c_p = 1.2 \text{ kJ/kgK}$ [T'Joen et al., 2009] ergibt sich eine Wärmekapazität von 4.8 kJ/K. In der Simulation wird im Folgenden mit dem aufgerundeten Wert von 5 kJ/K in dem Abbildung 6.7 entsprechenden Aufbau angesetzt. Im Vergleich zu den vorangegangenen Erläuterungen entspricht dies einer thermischen Masse von $C = 0.22 \cdot C_1$.

Die Ergebnisse der Rechnungen einer Variation der Zwischenkühlzeit zwischen 0 und 9 Minuten bei konstanter Gesamtzykluszeit von 60 Minuten sind in Abbildung 6.10 für die Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,2}$ und den thermischen COP₂ dargestellt. Die mittlere Entfeuchtung weist ein Maximum bei etwa einer Minute und die Kühlleistung bei Zwischenkühlzeiten von 1-3 Minuten auf, welches jedoch schwach ausgeprägt ist. Dieses Maximum ist darauf zurückzuführen, dass ohne Zwischenkühlphase zu Beginn der Adsorptionsphase eine thermische Hemmung des Sorptionsprozesses auftritt. Schon bei einer kurzen Zwischenkühlphase wird der Wärmeübertrager abgekühlt und diese thermische Hemmung wird aufgehoben. Die adsorbierte Wassermasse steigt leicht an. Das bei weiter zunehmender Länge der Zwischenkühlphase wieder zu beobachtende Abnehmen der adsorbierten Wassermasse hängt mit der Veränderung der Länge der Desorptionsphase zusammen. Bei einer konstanten Zykluszeit von 60 Minuten entfallen 30 Minuten auf die Adsorptionsphase. In den restlichen 30 Minuten muss der Sorptionswärmeübertrager die zwei Zyklusphasen Desorption und Zwischenkühlung durchlaufen. Mit zunehmender Länge der Zwischenkühlphase wird die Desorptionsphase also kürzer. Daher wird in der Desorptionsphase auch eine immer geringere Wärmemenge für die Regeneration zugeführt. In Folge nimmt die adsorbierte Wassermasse und mit dieser die Kühlleistung bei längerer Zwischenkühlzeit wieder ab. Diese Verringerung der Kühlleistung (der abgeführten Wärmemenge in der Adsorption) verhält sich unterproportional zur Verringerung der zugeführten Wär-

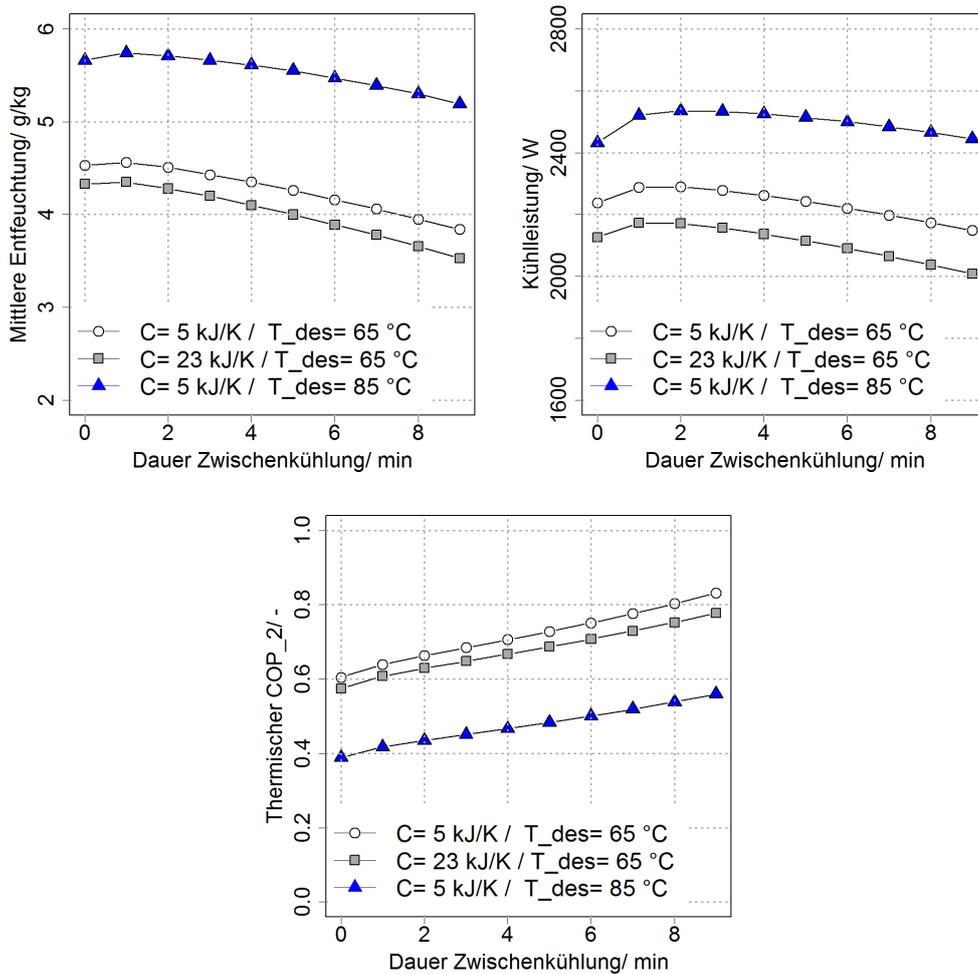


Abbildung 6.10.: Abhängigkeit der mittleren Entfeuchtung $\Delta\bar{x}_S$, der Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,2}$ und des thermischen COP₂ von der Zwischenkühlzeit bei einer Gesamtzykluszeit von 60 Minuten für Prototyp II

memenge in der Desorption. Dies führt zu dem Ansteigen des COP₂ mit zunehmender Zwischenkühlphase.

Den Graphiken ist weiter zu entnehmen, dass keine starke Abhängigkeit der optimalen Zwischenkühlzeit von der thermischen Masse der Zuströmstrecke vorliegt. Dies wird an Abbildung 6.8 veranschaulicht. Für alle drei Wärmekapazitäten liegen die Abkühlkurven während der Zwischenkühlphase übereinander. Die Dauer der Abkühlung wird hauptsächlich durch die thermische Masse des Wärmeübertragers selbst bestimmt, da nur dieser und nicht die Zuströmstrecken dem Kühlluftstrom ausgesetzt sind. Auch die Abhängigkeit von der Desorptionstemperatur ist nur schwach ausgeprägt, so dass auch hier eine maximale Entfeuchtung und Kühlleistung bei einer Zwischenkühlzeit von 1-3 Minuten vorliegt. Nicht direkt aus den Leistungskennzahlen ersichtlich ist als weiteres Bewertungskriterium die Temperatur, mit der die Luft zu Beginn der Adsorptionsphase

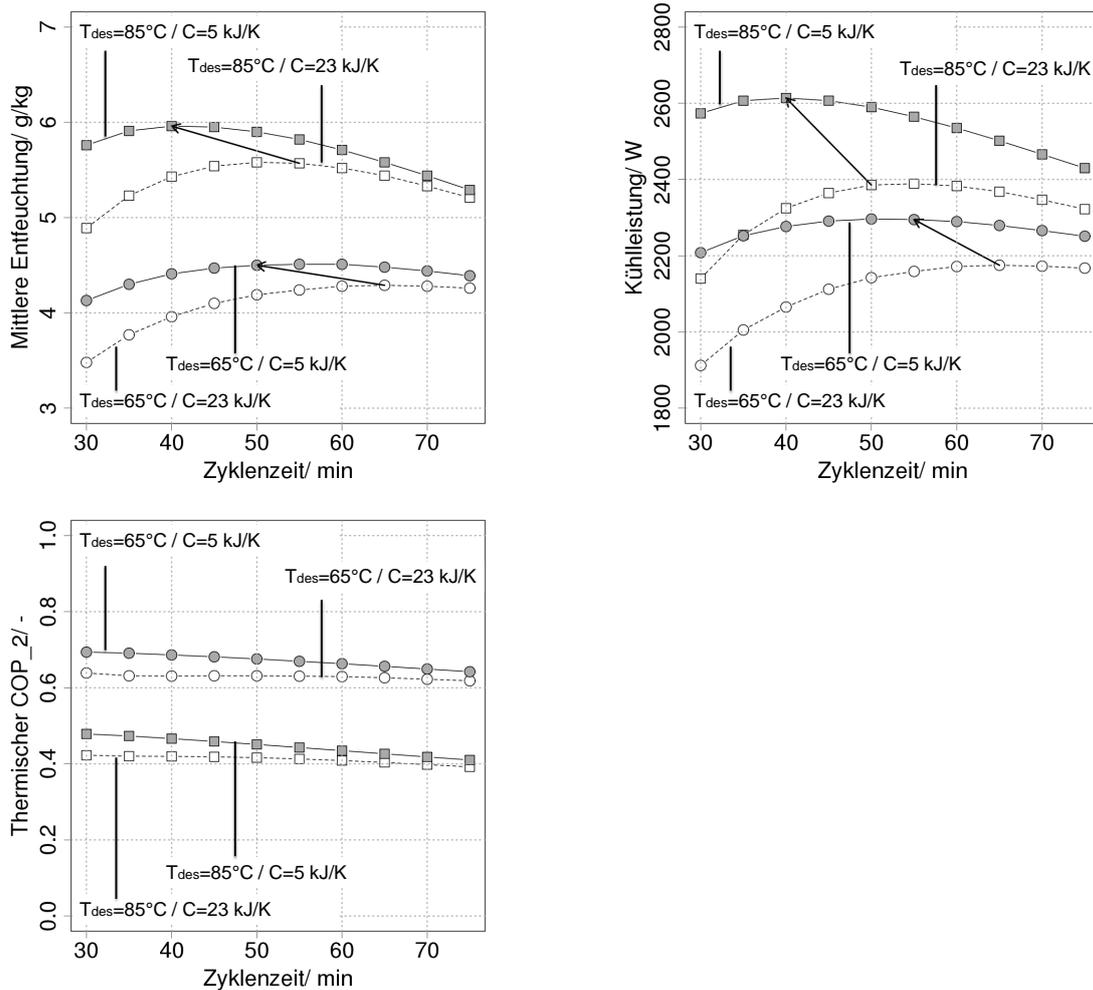


Abbildung 6.11.: Abhängigkeit der mittleren Entfeuchtung $\Delta\bar{x}_S$, der Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,2}$ und des thermischen COP₂ von der Zykluszeit für Variationen der Desorptionstemperatur und der thermischen Masse der Zuströmstrecke

aus dem Wärmeübertrager austritt. Da diese bei einer Zwischenkühlzeit von 2 Minuten niedriger ist, so dass Temperaturspitzen vermieden werden können, wird im Folgenden mit einer Zwischenkühlphase von zwei Minuten gerechnet.

Bei der Bestimmung der optimalen Zykluszeit soll die Abhängigkeit von verschiedenen Randbedingungen berücksichtigt werden. In Abbildung 6.11 wurden die Randbedingungen “Desorptionstemperatur” sowie “thermische Masse der Zuströmstrecke” variiert. Um die Berechnungen mit der experimentell ermittelten optimalen Zykluszeit vergleichen zu können, wurden für die Randbedingungen von Eintrittstemperatur und -feuchte diejenigen des Standardbetriebspunktes der Messungen an Prototyp II (s. Tabelle 6.7) angesetzt.

Auch hier werden im Folgenden die mittlere Entfeuchtung und die Kühlleistung zu Bestimmung einer sinnvollen Zykluszeit betrachtet. Zunächst wird der Zusammenhang zwischen der Desorptionstemperatur und der Zykluszeit untersucht. Bei der höheren Kapazität der Zuleitung verschiebt sich das Maximum von mittlerer Entfeuchtung und Kühlleistung von einer Zykluszeit von 65 Minuten bei einer Desorptionstemperatur von 65 °C hin zu einer Zykluszeit von 50-55 Minuten bei einer Desorptionstemperatur von 85 °C. Dieses Maximum ist eher schwach ausgeprägt. Im Vergleich der Verläufe für die unterschiedlichen Desorptionstemperaturen kann gefolgert werden, dass die Sensitivität der Entfeuchtungs- und Kühlleistung auf die Zykluszeit mit steigender Desorptionstemperatur zunimmt. Durch eine Verringerung der Zykluszeit wird ein höheres Wärmeverhältnis COP₂ erreicht.

Tabelle 6.7.: Randbedingungen der Standardmessung für Prototyp II - Eingangsdaten in die Simulation

Bedingung	$T_{S,ein}$ [°C]	$x_{S,ein}$ [g/kg]	$T_{V,ein}$ [°C]	$x_{V,ein}$ [g/kg]	$\dot{m}_{L,S}$ [kg/h]	$\dot{m}_{L,Des}$ [kg/h]	$\dot{m}_{L,V}$ [kg/h]
Wert	36.0	12.0	35.0	12.0	450	450	450

Werden die Berechnungen mit niedrigerer thermischer Masse der Peripherie betrachtet, so steigen die Entfeuchtungs- und die Kühlleistung im Vergleich zur Berechnung mit höherer thermischer Masse der Peripherie an. Die Zykluszeit, die zu einer maximalen Entfeuchtung und Kühlung führt, verschiebt sich, wie durch die Pfeile gekennzeichnet ist. Mit kürzerer Zykluszeit und höherer Desorptionstemperatur wird der Unterschied der Entfeuchtungs- und Kühlleistungen bei veränderter thermischer Masse der Zuflussstrecken größer.

Der COP₂ nimmt mit zunehmender thermischer Masse der Zuflussstrecke ab. Im Vergleich mit realen Messdaten wäre durch eine Reduzierung der thermischen Masse der Zuflussstrecke und Verkürzung der Zwischenkühlzeit auf 2 Minuten eine Steigerung der mittleren Entfeuchtung von etwa 3.7-4.0 g/kg (vgl. Zyklus von 60 Minuten in Abbildung 5.17) auf etwa 4.5 g/kg (s. Abbildung 6.11) zu erwarten. Relativ entspricht dies einer Zunahme um etwa 12 bis 14% und ist somit ein signifikanter Hebel für eine Prozessverbesserung. Dies demonstriert, dass eine Optimierung nicht nur den Wärmeübertrager, sondern sämtliche Massen, die durch den Prozess thermisch zyklisiert werden, berücksichtigen muss.

7. Zusammenfassung und Ausblick

7.1. Zusammenfassung

In dieser Dissertation wurde ein neuartiger, offener Sorptionsprozess zur Luftentfeuchtung und Luftkühlung untersucht. Dieser verwendet durch Verdunstung gekühlte sorptiv beschichtete Luft-Luft-Plattenwärmeübertrager für den Einsatz zur Klimatisierung von Wohngebäuden und kleinen Büros und für Volumenströme in der Größenordnung von $400 \text{ m}^3/\text{h}$. Im Vergleich zu früheren Arbeiten, die eine Kühlung des sorptiv beschichteten Plattenwärmeübertragers durch einen kühlen Luftstrom untersuchten, wird die Kühlung in der vorliegenden Arbeit durch die Verdunstung in den Kühlkanälen des Wärmeübertragers erzielt. Diese kontinuierliche Nachbefeuchtung in den Wärmeübertragerkanälen ließ eine Steigerung der Kühl- und Entfeuchtungsleistung erwarten. Daher war die Quantifizierung des Einflusses der Befeuchtung im Wärmeübertrager und die Identifikation der Faktoren mit größtem Einfluss auf die Entfeuchtungs- und Kühlleistung des Wärmeübertragers die primäre Zielstellung der Arbeit. Methodisch wurde dies durch die experimentelle Charakterisierung zweier Prototypen, die dynamische Modellierung und den Vergleich zwischen diesen umgesetzt.

Ergebnisse der Experimente

Gegenstand der experimentellen Untersuchung ist die Kernkomponente des Prozesses, der sorptiv beschichtete Wärmeübertrager. Um diesen charakterisieren zu können wurde ein Teststand aufgebaut, der den zyklischen Betrieb des Sorptionswärmeübertragers durch Umschalten zwischen Adsorptions-, Desorptions- und Zwischenkühlphase abbildet. Um Rückschlüsse auf einen günstigen Wärmeübertrageraufbau ziehen zu können, wurden zwei Prototypen angefertigt. Prototyp I ist mit einem Silikagel-Papier-Komposit mit einer Silikagelmasse von 3.39 kg , einer effektiven Wärmeübertragerfläche von 14.72 m^2 und einem Massenverhältnis von Sorptionsmaterial zu Wärmeübertragermaterial von 0.21 ausgestattet. Prototyp II wurde mit einer Silikagel-Expoxydharz-Klebung versehen und wird durch eine Sorptionsmaterialmasse von 7.88 kg , eine effektive Wärmeübertragerfläche von 16.42 m^2 und ein höheres Massenverhältnis von 0.64 charakterisiert.

Die Versuche können in quasi-stationäre Messungen und Sorptionszyklen eingeteilt werden. Die quasi-stationären Messungen umfassen die Charakterisierung der Prototypen als Wärmeübertrager sowie als indirekter Verdunstungskühler. Der Vergleich der zwei Prototypen zeigt, dass Prototyp I mit einem Wirkungsgrad von $\epsilon = 0.61$ eine etwas bessere Betriebscharakteristik der Wärmeübertragung aufweist als Prototyp II mit einem Wirkungsgrad von $\epsilon = 0.56$. Dies wird auf die Kanalgeometrie zurückgeführt, die in Prototyp I durch einen engeren Strömungsquerschnitt gekennzeichnet ist.

Für die Sorptionszyklen wurden zunächst lange Zyklen betrachtet, in denen das Sorptionsmaterial näherungsweise in ein Gleichgewicht mit der einströmenden Luft gebracht werden kann. Der Vorteil der verdunstungsgekühlten Adsorption wurde an Prototyp II verdeutlicht. In den langen, verdunstungsgekühlten Zyklen wird eine Steigerung der adsorbierten Wassermasse um 47% im Vergleich zu den Zyklen mit Luftkühlung erreicht. Gleichzeitig erhöht sich die Kühlleistung um den Faktor 4.2 und der COP_1 um den Faktor 4.1. Die Temperaturverläufe an Prototyp II zeigen, dass durch die Verdunstungskühlung im Vergleich zur Luftkühlung eine quasi parallele Verschiebung der Austrittstemperatur um etwa 7 K in Richtung niedrigerer Temperaturen erreicht werden kann. In jedem Zeitpunkt der Adsorptionsphase liegt die Austrittstemperatur unter der Eintrittstemperatur, so dass zusätzlich zur Adsorptionswärme weitere Wärme abgeführt werden kann. Dies konnte in früheren Untersuchungen von Prozessen mit reiner Luftkühlung nicht erreicht werden [Worek, 1980].

Modellierung

Zum genaueren Verständnis des Prozesses wurde ein dynamisches Simulationsmodell aufgebaut. Das Grundmodell des Wärmeübertragers besteht aus a) einem Sorptionsmodell, in dem ein pseudo-gasseitig limitiertes Adsorptionskinetikmodell implementiert ist, b) einem Wandmodell, welches die thermische Kapazität des Wärmeübertragers und die thermischen Widerstände durch Wärmeleitung und Kontaktierung zwischen Sorptionsmaterial und Wärmeübertragerwand umfasst, und c) einem Verdunstungsmodell, in dem die Verdunstung aus einem die Wärmeübertragerwand bedeckenden Wasserfilm unter Berücksichtigung dessen thermischer Kapazität und Abkühlung modelliert wird. Durch Verknüpfung einer Vielzahl dieser Grundmodelle wird die Kreuzstromkonfiguration der Prototypen nachgebildet.

Das Grundmodell eignet sich zur Untersuchung der Sensitivität der adsorbierten Wassermasse und Kühlleistung auf eine Variation von Modellparametern. Dabei zeigt sich, dass der thermische Widerstand durch Konvektion bei sorptiv beschichteten Luft-Luft-Wärmeübertragern im Vergleich zum Kontaktwiderstand und zum Wärmeleitwiderstand dominiert. Die Sensitivität auf Übergangsparameter ist bei kurzen verdunstungsgekühlten Zyklen höher als bei langen verdunstungsgekühlten Zyklen. Für die Identifikation von Übergangsparametern müssen daher Messungen kurzer verdunstungsgekühlter Sorptionszyklen verwendet werden.

Modellvalidierung und Modellanwendung

Das dynamische Simulationsmodell wurde an Messungen überprüft und zur Interpretation der Messdaten verwendet. Für alle Kategorien von Messungen (Wärmeübertragung ohne Phasenwechsel, indirekte Verdunstungskühlung und unterschiedlich gekühlte Sorptionszyklen) gibt das Modell diese zuverlässig wieder.

Durch den Vergleich von Messung und Simulation wird deutlich, dass an Prototyp II eine effektivere Verdunstung erreicht wird als an Prototyp I. Als Ursache für die bessere Verdunstung wird eine höhere Benetzung aufgrund einer besseren Zugänglichkeit der

Oberflächen in den Kühlkanälen vermutet. In Prototyp II werden die adsorbierte Wassermasse und die Kühlleistung, die bei idealer Benetzung zu erwarten sind, in der Realität schon annähernd erreicht. Als leistungsverringender Effekt findet in beiden Wärmeübertragern eine Verdunstung von restlichem im Wärmeübertrager befindlichen Wasser während der Desorption statt. Für Prototyp II wurde dieser Effekt in der Modellierung berücksichtigt. Durch die Simulation kann abgeschätzt werden, dass dies im Vergleich zu einer Situation, in der kein Restwasser verdunstet, zu einer Abnahme der adsorbierten Wassermasse um 6.2% und der Kühlleistung um 2.3% führt. Dies ist ein Ansatzpunkt für eine Prozessverbesserung.

Die Zykluszeit, die zu einer maximalen mittleren Entfeuchtung $\Delta\bar{x}_S$ unter der Nebenbedingung des höchsten COP_1 führt, ist bei Prototyp II mit etwa 60 Minuten höher als für Prototyp I mit etwa 40 Minuten. Dies kann mit der geringeren Materialmasse des Prototyps I erklärt werden. Die mittlere Entfeuchtung und die Kühlleistung hängen nur schwach von der Zykluszeit ab. Die Sensitivität ist bei größerer Dämpfung des Eintrittstemperaturprofils bei hoher thermischer Masse der Zuflörmstrecke stärker ausgeprägt. Im Verhältnis zu den dargestellten Messungen ist durch eine Reduzierung der thermischen Masse der Zuflörmstrecke bei gleichzeitiger Verkürzung der Zwischenkühlzeit auf 2 Minuten eine deutliche Steigerung der mittleren Entfeuchtung und Kühlleistung zu erwarten.

Die Untersuchung der Variation der Randbedingungen an Prototyp II ermöglicht Aussagen über die Abhängigkeiten der mittleren Entfeuchtung und der Kühlleistung von diesen zu treffen. Randbedingungen mit hohem Einfluss auf die mittlere Entfeuchtung sind die Zykluszeit, wenn diese die "optimale" Zykluszeit deutlich unterschreitet, die Desorptionstemperatur und das Massenstromverhältnis zwischen Adsorption und Desorption. Geringere Auswirkung hat die Variation der Wasserdampfgehalte der Sorptions- und der Kühlluft innerhalb der betrachteten Variationsbreite ($x = 12-17 \text{ g/kg}$). Die Kühlleistung wird insbesondere durch die Desorptionstemperatur und die Variation der Massenströme beeinflusst. Die beschriebenen Abhängigkeiten werden durch die Simulation qualitativ und im Rahmen der Mess- und Wiederholgenauigkeit quantitativ richtig wiedergegeben. Die adsorbierte Wassermasse wird mit maximalen Abweichungen von $\pm 15\%$ und die Kühlleistung mit maximalen Abweichungen von $\pm 10\%$ über die Bandbreite aller Messungen gut wiedergegeben.

Von einem Übergang zu einer Gegenstromkonfiguration ist keine Verbesserung der Entfeuchtungsleistung und nur eine geringe Verbesserung der Kühlleistung zu erwarten. Wird berücksichtigt, dass eine gute Beschichtung und Benetzung der Oberflächen im Gegenstromwärmeübertrager schwieriger zu realisieren ist als im Kreuzstromwärmeübertrager, wird von dieser Strömungskonfiguration abgeraten. Dies gilt ebenso für die gegensinnige Durchströmung der Sorptionsseite in Adsorption und Desorption. Diese führt in der Simulation zu einer Verschlechterung der Kühlleistung um etwa 4%, ohne dass eine nennenswerten Steigerung der Entfeuchtung erreicht wird.

7.2. Ausblick

Über die in dieser Dissertation gewonnenen Erkenntnisse hinaus, können die folgenden neuen Fragen aufgeworfen und Verbesserungen hinsichtlich der Modellierung und des experimentellen Aufbaus vorgeschlagen werden.

Der grosse Einfluss der thermischen Masse der Zuströmstrecke auf die Leistungskennzahlen der verdunstungsgekühlten Sorptionszyklen wurde in der Modellanwendung dargestellt. Der Versuchsaufbau sollte aufbauend auf diesen Erkenntnissen dahingehend optimiert werden, diese Zuströmstrecken möglichst gering zu halten. Erst bei thermisch weniger trägen Zuströmstrecken ist es möglich, den Sorptionswärmeübertrager weitgehend unabhängig vom Versuchsaufbau zu charakterisieren. Dabei sollte darauf geachtet werden, dass nur sehr kurze Luftstrecken zyklisch von erhitzter Luft in der Desorption und kühler Luft in der Adsorption durchströmt und damit thermisch zyklisiert werden. Nur in einem derartig verbesserten Versuchsaufbau kann der Einfluss der Zwischenkühlzeit, die in den dargestellten Messungen aufgrund der thermisch trägen Zuströmstrecken konstant gehalten wurde, sinnvoll untersucht werden. Ein Umbau des Testaufbaus wurde nach der ersten Niederschrift dieser Dissertation in Angriff genommen und ein weiterer Sorptionswärmeübertrager vermessen. Die Ergebnisse konnten nicht mehr in diese Arbeit aufgenommen werden, widersprechen aber nicht den dargestellten Erkenntnissen.

In der Simulation führt die nur begrenzt rechenbare Diskretisierung des Wärmeübertragers bei der Implementierung des Modells in Modelica dazu, dass die Identifikation sinnvoll interpretierbarer Übergangsparameter deutlich erschwert wird und nicht vollständig in der erwünschten Form durchgeführt werden kann. Um dies zu verbessern, müsste das Modell noch einmal in einer alternativen Simulationsumgebung umgesetzt werden, die eine höhere räumliche Auflösung des Kreuzstromwärmeübertragers zulässt. Eine solche Simulationsumgebung müsste weiter die Möglichkeit bieten, Messdaten in hoher zeitlicher Auflösung einzulesen und dem Modell als Eingangsgrößen zur Verfügung stellen zu können. Grundsätzlich kann geschlossen werden, dass vor jeder Implementierung der Modellierung die Möglichkeiten der Simulationsumgebung mit dem erwünschten Detaillierungsgrad der Modellierung abgeglichen werden müssen.

Es wäre wissenschaftlich interessant, weitere Effekte in der Modellierung zu berücksichtigen. Beispiele weiter zu berücksichtigender Effekte sind sorptionsseitig die Diffusion im Sorptionsmaterial und die räumliche Auflösung der Sorptionsschicht. Kühlseitig könnten eine Modellierung der Dynamik der Benetzung, die Abbildung einer partiellen Benetzung der Wärmeübertragerwand und einer inhomogenen Dicke des Wasserfilms zu weiteren Erkenntnissen führen. Zur Validierung von Modellen, die diese Effekte berücksichtigen, müssten diese auch anhand eines neuen Versuchsaufbaus experimentell betrachtet werden. In diesem Zusammenhang sollten auch die Verdunstungsmechanismen der Tropfenverdunstung und der Filmverdunstung im Wärmeübertrager experimentell genauer untersucht werden.

Aufbauend auf den Ergebnissen dieser Dissertation sollten im Zuge der weiteren Entwicklung neue Sorptionswärmeübertrager ausgelegt und experimentell untersucht wer-

den. Interessante Variationsmöglichkeiten sind die Skalierung identisch aufgebauter Sorptionswärmeübertrager, die Beschichtung mit Silikagelkugeln unterschiedlicher Körnung und die Verwendung neuerer Sorptionsmaterialien. Technische Herausforderungen bestehen hier auch in der Entwicklung von langfristig stabilen Beschichtungen, die in ausreichender Materialmenge aufgebracht werden können. Dies wird durch übliche Beschichtungsverfahren (Dip-Coating, Spray-Coating) nicht selbstverständlich gewährleistet. Nicht zuletzt ist der Praxisbeweis eines Lüftungsgerätes mit zwei alternierend betriebenen Sorptionswärmeübertragern unter Einbindung solarthermischer Kollektoren als Wärmequelle zu erbringen. Auf der Geräteebene werden eine kompakte Bauweise und die Einhaltung ökonomischer Randbedingungen Faktoren sein, die für den Erfolg des Konzeptes entscheidend sind.

Nomenklatur

Abkürzungen	Bedeutung
ADS	Adsorption
AIPO	Aluminophosphate
BET	Brunauer, Emmet und Teller
COP	Thermal Coefficient of Performance/ Wärmeverhältnis
D1, D2, P1, P2	Klappen
DES	Desorption
DSC	Differenz-Wärmestrom Kalorimetrie
ECOS	Evaporatively Cooled Sorptive Heat Exchanger
GC	Gas Side Controlled
IIT	Illinois Institute of Technology
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
LDF	Linear Driving Force
LK	Luftkühlung
NTU	Number of Transfer Units
PGC	Pseudo Gas side Controlled
PT	Prototyp
S	Sorptionsluft
S1, S2, S3	Klappen der Sorptionsseite
SAPO	Silico-Aluminophosphate
SC	Solid side Controlled
SKG	Sorptionsgestützte Klimatisierung
SWS	Selective Water Sorbent
TG	Thermogravimetrie
V	Kühlluft
V1, V2	Klappen der Kühlseite
VK	Verdunstungskühlung
WUT	Wärmeübertrager
ZK	Zwischenkühlung
ZK	Zyklus

Formelzeichen (lateinisch)	Einheit	Bezeichnung
a_T	m^2/s	Temperaturleitfähigkeit
a	$1/\text{K}$	thermischer Ausdehnungskoeffizient
a, b, c, d, e, f, g	$[-]$	Parameter der Fitfunktion
c	mol/m^3	Konzentration
c_p	J/kgK	spezifische Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
h	J/kg	spezifische Enthalpie
h_{Bind}	J/kg	spezifische Bindungsenthalpie
h_i	m	innere Kanalhöhe
h_V	J/kg	spezifische Kondensationsenthalpie
k	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	Wärmedurchgangskoeffizient
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s oder kg/h	Massenstrom
n	$[-]$	Parameter zur Charakterisierung der Heterogenität der Porenverteilung
n	$[-]$	Anzahl der Messwerte
n_k	$[-]$	Anzahl der Kühlkanäle
n_s	$[-]$	Anzahl der Sorptionskanäle
\dot{n}	mol/s	Molenstrom
p	Pa	Druck
\dot{q}	W/m^2	Wärmestromdichte
r_0	J/kg	spezifische Verdampfungsenthalpie am Referenzpunkt
s	m	Dicke
s_r	m	Breite der Randverklebung
t	s	Zeit
u	J/kg	spezifische innere Energie
v	m^3/kg	spezifisches Volumen
w	m/s	Geschwindigkeit
x_D, x	kg_W/kg_L	Wasserdampfgehalt
y	m	Ortskoordinate
z	m	Ortskoordinate
A	J/kg	Adsorptionspotential
A	m^2	Fläche
A_{mol}	J/mol	molares Adsorptionspotential
B_a	m	Breite außen
B_i	m	Breite innen
B_p	m	Breite einer Aluminiumplatte
Bi_h	$[-]$	Biot-Zahl der Wärmeübertragung
Bi_m	$[-]$	Biot-Zahl der Stoffübertragung
C	$[-]$	Durchflusskoeffizient
COP	$[-]$	Thermal Coefficient of Performance/ Wärmeverhältnis
\dot{C}	W/K	Wärmekapazitätsstrom
D	m	Rohrinnendurchmesser stromaufwärts

Formelzeichen (lateinisch)	Einheit	Bezeichnung (Tabelle fortgesetzt)
D	m^2/s	Diffusionskoeffizient
D_P	m^2/s	Knudsendiffusionskoeffizient
D_{SP}	m^2/s	Oberflächendiffusionskoeffizient
E	J	Energie
E_{mol}	J/mol	Molare Adsorptionsenergie
F	[-]	Korrekturfaktor der Strömungskonfiguration
G	J/mol	freie molare Gibbsche Enthalpie
H	J	Enthalpie
H_a	m	Höhe außen
H_i	m	Höhe innen/ Kanalhöhe
\dot{H}	J/s	Enthalpiestrom
L	m	Länge
Le	[-]	Lewiszahl
Le_F	[-]	Lewis-Faktor
M	kg/mol	molare Masse
Nu	[-]	Nusselt-Zahl
NTU	[-]	Number of Transfer Units
Q	J	Wärmemenge, Kühlkapazität
\dot{Q}	W	Kühlleistung, Wärmestrom
P_1, P_2	[-]	Dimensionslose Temperaturänderung
P	W	elektrische oder mechanische Leistung
Pr	[-]	Prandtl-Zahl
R	J/molK	allgemeine Gaskonstante
R_1, R_2	[-]	Verhältnis der Wärmekapazitätsströme
Re	[-]	Reynolds-Zahl
R_i	J/kgK	spezielle Gaskonstante
S	J/K	Entropie
Sc	[-]	Schmidt-Zahl
Sh	[-]	Sherwood-Zahl
T	K	Temperatur
T_a	m	Tiefe außen
T_i	m	Tiefe innen
T_p	m	Tiefe einer Aluminiumplatte
U	J	innere Energie
V	m^3	Volumen
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
W	m^3_{Adt}/kg_{Ads}	Volumenfüllung
W_0	m^3_{Adt}/kg_{Ads}	Maximale Volumenfüllung
X	kg_{Adt}/kg_{Ads}	Beladung des Sorptionsmaterials
Z	[-]	Messgröße, Größe

Formelzeichen (griechisch)	Einheit	Bezeichnung
α	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient
β	[-]	Durchmesser Verhältnis der Blende
β	m/s	Stoffübergangskoeffizient
β_x	kg/m ² s	Stoffübergangskoeffizient der Verdunstung
δ	variabel	Differenz
ϵ	[-]	Wirkungsgrad, Effektivität
ϵ	[-]	Expansionszahl der Blende
θ	[-]	Dimensionslose Temperaturdifferenz
Θ	[-]	relative Beladung
ϑ	°C	Temperatur
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
μ	J/mol	chemisches Potential
ν	m ² /s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	[-]	Standardabweichung, Abweichung
Φ	[-]	Relativdruck
φ	[-]	relative Feuchte
ψ	[-]	Benetzungsfaktor
ψ_P	[-]	Innere Porosität
ψ_S	[-]	Schüttporosität

Hochgestellt	Bedeutung
tr	trocken
S	Sorption
*	partielle Größe
-	mittlere Größe

Tiefgestellt	Bedeutung
aus	Austritt
b	Kernströmung
diff	Diffusion
dyn	dynamische Größe
ein	Eintritt
eff	effektive Größe
equ	äquivalent
fL	feuchte Luft
h	hydraulisch
i,j	Zähler (z.B. Fluidstrom / Komponente)
int	intern
j	Messintervall
lam	laminar
lat	latent
log	logarithmisch
lok	lokal
m	mittlere
max	Maximum
mess	Messung
min	Minimum
mod	modifiziert, erweitert
s	Oberfläche des Adsorbens
sat	Sättigung
sens	sensibel
sim	Simulation
stat	stationär
th	thermisch
tot	gesamt
vol	Volumen
zyk	Zyklus
Ads	Adsorbens
Ads,w	Adsorbenskristall
Adt	Adsorbat
Adv	Adsorptiv
CD	Wärmeleitung
CT	Kontaktierung
CV	Konvektion
D	Wasserdampf
Des	Desorption
F	Fluid
FK	Feuchtkugel
Fl	freie flüssige Phase

Tiefgestellt	Bedeutung (Tabelle fortgesetzt)
G	Phasengrenze
GC	Gas side Controlled
GG	Gegenstrom
KG	Kühlgrenze
L	trockene Luft
P	Poren
PGC	Pseudo Gas side Controlled
Q	Querschnitt
S	Sorptionsluft
SC	Solid side Controlled
Svol	Luftvolumen Sorptionsseite
T	Tröpfchen
TP	Taupunkt
Traeger	Trägermaterial des Adsorbens
U	Umgebung
V	Kühlluft
Vvol	Luftvolumen Kühlseite
W	Wasser
Wd	Wand
WU	Wärmeübertrager

Literaturverzeichnis

- [Adnot et al. 2003] ADNOT, J. ; RIVIERE, P. ; MARCHIO, D. ; HOLMSTROM, M. ; WELTERE: Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners (EECCAC), Final Report, Volume 2 / Study for the D.G. Transportation-Energy (DGTREN) of the Commission of the E.U. 2003. – Forschungsbericht
- [Ahlberg 1939] AHLBERG, J.E.: Rates of Water Vapor Adsorption from Air by Silica Gel. In: *Industrial and Engineering Chemistry* 31 (1939), Nr. 8, S. 988–992
- [Aristov et al. 2002] ARISTOV, Yu.I ; RESTUCCIA, G ; CACCIOLA, G ; PARMON, V.N: A family of new working materials for solid sorption air conditioning systems. In: *Applied Thermal Engineering* 22 (2002), Februar, Nr. 2, 191–204
- [Aristov et al. 2006] ARISTOV, Yuri I. ; TOKAREV, Mikhail M. ; FRENI, Angelo ; GLAZNEV, Ivan S. ; RESTUCCIA, Giovanni: Kinetics of water adsorption on silica Fuji Davison RD. In: *Microporous and Mesoporous Materials* 96 (2006), November, Nr. 1–3, 65–71
- [Ashrae 2005] ASHRAE: *Fundamentals - ASHRAE Handbook*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, USA, 2005
- [Baehr 2000] BAEHR, H.-D.: *Thermodynamik*. 10. Auflage. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2000
- [Baehr und Stephan 1996] BAEHR, H.-D. ; STEPHAN, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. 2. Auflage. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1996
- [Barlow 1982] BARLOW, R. S.: Analysis of the Adsorption Process and of Desiccant Cooling Systems - A Pseudo-Steady-State Model for Coupled Heat and Mass Transfer / Solar Energy Research Institute SERI, Golden, Colorado, USA. 1982. – Forschungsbericht
- [Bathen und Breitbach 2001] BATHEN, D. ; BREITBACH, M.: *Adsorptionstechnik*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2001
- [Bosnjakovic und Knoche 1997] BOSNJAKOVIC, F. ; KNOCHE, K.F.: *Technische Thermodynamik - Teil II*. Dr. Dietrich Steinkopff Verlag, Darmstadt, 1997
- [Cacciola et al. 1998] CACCIOLA, G. ; MAGGIO, G. ; RESTUCCIA, G.: Misura della capacità termica di adsorbenti e calcolo delle prestazioni di pompe di calore ad adsorbimento. In: *La Termotecnica* (1998), 67–72
- [Carpinlioglu und Yildirim 2005] CARPINLIOGLU, M. A. ; YILDIRIM, M.: A methodology for the performance evaluation of an experimental desiccant cooling system. In:

-
- International Communications in Heat and Mass Transfer* 32 (2005), November, Nr. 10, 1400–1410
- [Casas 2005] CASAS, W.: *Untersuchung und Optimierung sorptionsgestützter Klimatisierungsprozesse*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2005
- [Cerbe und Hoffmann 2002] CERBE, G. ; HOFFMANN, H.-J.: *Einführung in die Thermodynamik - Von den Grundlagen zur technischen Anwendung*. 2. Auflage. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 2002
- [Daou et al. 2006] DAOU, K. ; WANG, R.Z. ; XIA, Z.Z.: Desiccant cooling air conditioning: a review. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 10 (2006), Nr. 2, 55 – 77
- [Dawoud und Aristov 2003] DAWOUD, Belal ; ARISTOV, Yuri: Experimental study on the kinetics of water vapor sorption on selective water sorbents, silica gel and alumina under typical operating conditions of sorption heat pumps. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003), Januar, Nr. 2, 273–281
- [DIN EN ISO 5167-1:2003] DIN EN ISO 5167-1:2003: *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt Teil 1: Allgemeine Grundlagen und Anforderungen (ISO 5167-1:2003); Deutsche Fassung EN ISO 5167-1:2003*. Deutsche Norm,
- [DIN EN ISO 5167-2:2003] DIN EN ISO 5167-2:2003: *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt Teil 2: Blenden (ISO 5167-2:2003); Deutsche Fassung EN ISO 5167-2:2003*. Deutsche Norm,
- [Dini und Worek 1986] DINI, S. ; WOREK, W.M.: Sorption equilibrium of a solid desiccant felt and the effect of sorption properties on a cooled-bed desiccant cooling system. In: *Journal of Heat Recovery Systems* 6/2 (1986), S. 151–167
- [Dubinin 1967] DUBININ, M. M.: Adsorption in Micropores. In: *Journal of Colloid and Interface Science* 23 (1967), S. 487–499
- [Dubinin und Astakhov 1971] DUBININ, M.M. ; ASTAKHOV, V.A.: Description of Adsorption Equilibria of Vapors on Zeolites over Wide Ranges of Temperature and Pressure. In: GOULD, R.F. (Hrsg.): *Advances in Chemistry*. American Chemical Society, 1971 (102)
- [Eichler 1971] EICHLER, F.: *Bauphysikalische Entwurfslehre. Band 3: Wärmedämmstoffe*. 2. Auflage. VEB Verlag für das Bauwesen, Berlin, Gemeinschaftsaufgabe mit der Verlagsgesellschaft Rudolf Müller, Köln-Braunsfeld, 1971
- [El-Sharkawy 2011] EL-SHARKAWY, Ibrahim I.: On the linear driving force approximation for adsorption cooling applications. In: *International Journal of Refrigeration* 34 (2011), Mai, Nr. 3, 667–673
- [Enteria et al. 2011] ENTERIA, Napoleon ; MIZUTANI, Kunio ; MONMA, Yohei ; AKISAKA, Takayuki ; OKAZAKI, Noriomi: Experimental evaluation of the new solid desiccant heat pump system in Asia-Pacific climatic conditions. In: *Applied Thermal Engineering* 31 (2011), Februar, Nr. 2–3, 243–257
-

-
- [European Commission 2012] EUROPEAN COMMISSION: *Commission Regulation (EU) No 206/2012 of 6 march 2012 implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for air conditioners and comfort fans*. Official Journal of the European Union, März 2012
- [Finocchiaro et al. 2012] FINOCCHIARO, Pietro ; BECCALI, Marco ; NOCKE, Bettina: Advanced solar assisted desiccant and evaporative cooling system equipped with wet heat exchangers. In: *Solar Energy* 86 (2012), Januar, Nr. 1, 608–618
- [Füldner et al. 2011] FÜLDNER, G. ; SCHNABEL, L. ; WITTSTADT, U. ; HENNING, H.-M. ; SCHMIDT, F.P.: Numerical layer optimization of aluminium fibre/Sapo-34 composites for the application in adsorptive heat exchangers. In: LAZZARIN, R.M. (Hrsg.) ; LONGO, G.A. (Hrsg.) ; NORO, M. (Hrsg.): *Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference*. Padua, Italy, April 2011, S. 533–542
- [Füldner et al. 2009] FÜLDNER, G. ; WITTSTADT, U. ; JOSHI, C. ; SCHMIDT, F.: Boost in power density of adsorbers by zeolite coated metal fibres. In: *Proceedings of the 3rd International Conference Solar Air-Conditioning*. Palermo, Italy, September 2009, S. 182 – 187
- [Freni et al. 2002] FRENI, A ; TOKAREV, M.M ; RESTUCCIA, G ; OKUNEV, A.G ; ARISTOV, Yu.I: Thermal conductivity of selective water sorbents under the working conditions of a sorption chiller. In: *Applied Thermal Engineering* 22 (2002), Oktober, Nr. 14, 1631–1642
- [Ge et al. 2010] GE, T.S. ; LI, Y. ; DAI, Y.J. ; WANG, R.Z.: Performance investigation on a novel two-stage solar driven rotary desiccant cooling system using composite desiccant materials. In: *Solar Energy* 84 (2010), Februar, Nr. 2, 157–159
- [Gidaspow et al. 1982] GIDASPOW, D. ; LAVAN, Z. ; ONISCHAK, M.: *Thermally regenerative desiccant element*. United States Patent 4341539, 1982. – erteilt 27. Juli, 1982
- [Goldsworthy und White 2011] GOLDSWORTHY, M. ; WHITE, S.: Optimisation of a desiccant cooling system design with indirect evaporative cooler. In: *International Journal of Refrigeration* 34 (2011), Januar, Nr. 1, 148–158
- [Grignon-Masse et al. 2011] GRIGNON-MASSE, Laurent ; RIVIERE, Philippe ; ADNOT, Jerome: Strategies for reducing the environmental impacts of room air conditioners in Europe. In: *Energy Policy* 39 (2011), April, Nr. 4, 2152–2164
- [Guo und Zhao 1998] GUO, X. C. ; ZHAO, T. S.: A Parametric Study of an Indirect Evaporative Air Cooler. In: *International Communications in Heat and Mass Transfer* 25 (1998), Nr. 2, S. 217–226
- [Halasz 1998] HALASZ, B.: A general mathematical model of evaporative cooling device. In: *Revue Generale de Thermique* 37 (1998), S. 245–255
- [Halasz 1999] HALASZ, B.: Application of a general non-dimensional mathematical model to cooling towers. In: *International Journal of Thermal Sciences* 38 (1999), S. 75–88
-

-
- [Hasan 2010] HASAN, A.: Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. In: *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), November, Nr. 16, 2460–2468
- [Hasan und Siren 2003] HASAN, Ala ; SIREN, Kai: Performance investigation of plain and finned tube evaporatively cooled heat exchangers. In: *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), Februar, Nr. 3, 325–340
- [Hasan und Siren 2004] HASAN, Ala ; SIREN, Kai: Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers. In: *Applied Thermal Engineering* 24 (2004), Nr. 5–6, 777–790
- [Hauer 2002] HAUER, A.: *Beurteilung fester Adsorbentien in offenen Sorptionssystemen für energetische Anwendungen*, Technische Universität Berlin, Diss., 2002
- [Henning 1994] HENNING, H.-M. ; 350, VDI-Fortschrittberichte N. (Hrsg.): *Regenerierung von Adsorbentien mit solar erzeugter Prozeßwärme*. VDI Verlag, Düsseldorf, 1994. – Dissertation, Universität Oldenburg
- [Henning et al. 2001] HENNING, H-M. ; ERPENBECK, T. ; HINDENBURG, C. ; SANTAMARIA, I. S.: The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles. In: *International Journal of Refrigeration* 24 (2001), Nr. 3, 220 – 229
- [Henninger 2007] HENNINGER, S.: *Untersuchungen von neuen hochporösen Sorptionsmaterialien für Wärmetransformationsanwendungen*, Albert-Ludwigs-Universität Freiburg, Diss., 2007
- [Henninger et al. 2011] HENNINGER, S.K. ; MUNZ, G. ; RATZSCH, K.-F. ; SCHOSSIG, P.: Cycle stability of sorption materials and composites for the use in heat pumps and cooling machines. In: *Renewable Energy* 36 (2011), November, Nr. 11, 3043–3049
- [Henninger et al. 2010] HENNINGER, S.K. ; SCHMIDT, F.P. ; HENNING, H.-M.: Water adsorption characteristics of novel materials for heat transformation applications. In: *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), September, Nr. 13, 1692–1702
- [Hermann et al. 2009] HERMANN, S. ; KRETZSCHMAR, H.-J. ; TESKE, V. ; VOGEL, E. ; ULBIG, P. ; SPAN, R. ; GATLEY, D.P.: Determination of Thermodynamic and Transport Properties of Humid Air for Power-Cycle Calculations (PTB-CP-3) / Physikalisch Technische Bundesanstalt. 2009. – Forschungsbericht
- [Hettiarachchi et al. 2007] HETTIARACHCHI, H.D. M. ; GOLUBOVIC, Mihajlo ; WOREK, W.M.: The effect of longitudinal heat conduction in cross flow indirect evaporative air coolers. In: *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), Nr. 11-12, 1841 – 1848
- [Holmgren 2012] HOLMGREN, M.: *Steam tables by Magnus Holmgren according to IAPWS IF-97, verion 2.6*. <http://www.x-eng.com>, Internetseite aufgerufen am 23.04.2012, 2012
- [Hougen und Marshall 1947] HOUGEN, O.A. ; MARSHALL, W.R.: Adsorption from a Fluid Stream Flowing through a Stationary Granular Bed. In: *Chemical Engineering Process* 43 (1947), Nr. 4, S. 197–208
-

- [Hyland und Wexler 1983a] HYLAND, R.W. ; WEXLER, A.: Formulations for the thermodynamic properties of dry air from 173.15 K to 473.15 K, and of saturated moist air from 173.15 K to 372.15 K, at pressure to 5 MPa. In: *ASHRAE Transactions* 89 (1983), S. 520–535
- [Hyland und Wexler 1983b] HYLAND, R.W. ; WEXLER, W.: Formulations for the thermodynamic properties of saturated phases from H_2O from 173.15 K to 473.15 K. In: *ASHRAE Transactions* 89 (1983), S. 500–519
- [IBP 2006] IBP: WUFI Datenbank / Fraunhofer-Institut für Bauphysik. 2006. – Forschungsbericht
- [IIR 2002] IIR: Refrigeration: global figures. In: *International Journal of Refrigeration* 25 (2002), S. 281–282
- [IPCC 2007] IPCC ; CORE WRITING TEAM, R.K Pachauri (Hrsg.) ; REISINGER, A. (. (Hrsg.): *Climate Change 2007: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. IPCC, Geneva, Switzerland, 2007
- [Jübermann 2010] JÜBERMANN, Patrik: *Charakterisierung und Bewertung von sorptiv beschichteten Luft-Luft-Plattenwärmeübertragern für den Einsatz in der solaren Klimatisierung*. Fachhochschule Nordhausen, Diplomarbeit, 2010
- [Kast 1988] KAST, W.: *Adsorption aus der Gasphase - Ingenieurwissenschaftliche Grundlagen und technische Verfahren*. VCH, Weinheim, 1988
- [Klingenburg 2012] KLINGENBURG: *Rekuperative Wärmerückgewinnung mit Plattenwärmeaustauschern*. Heruntergeladen im Internet, <http://www.klingenburg.de/de/produkte/gs-unterlagen.html> am 30. April 2012 : Produktdatenblatt der Klingenburg GmbH, 2012
- [Klingenburg 2013] KLINGENBURG: *Persönliche Kommunikation der Klingenburg GmbH*. genehmigt am 21. März 2013
- [Kloppers und Kröger 2005a] KLOPPERS, J.C. ; KRÖGER, D.G.: A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005), Januar, Nr. 3-4, 765–777
- [Kloppers und Kröger 2005b] KLOPPERS, Johannes C. ; KRÖGER, Detlev G.: The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers. In: *International Journal of Thermal Sciences* 44 (2005), September, Nr. 9, 879–884
- [Kodama et al. 2007] KODAMA, A. ; TSUJIGUCHI, T. ; OSHIMA, K. ; HIDAKA, H. ; TAKEWAKI, T. ; KAKIUCHI, H.: Appropriate Properties of Adsorbent for a Low-Temperature Heat Regenerative Desiccant Wheel. In: *International Symposium on Innovative Materials for Processes in Energy Systems, 28-31 Oktober, Kyoto, Japan, 2007*

-
- [Kohlenbach und Zegenhagen 2008] KOHLENBACH, P. ; ZEGENHAGEN, T.: Performance comparison of two models for desiccant wheel simulation. In: *International Heat Pump Conference, 23-26 September, Seoul, Korea, 2008*
- [Kretzschmar et al. 2002] KRETZSCHMAR, H.-J. ; STÖCKER, I. ; HELLRIEGEL, T. ; KLEEMANN, L. ; SEIBT, D.: Berechnung thermophysikalischer Eigenschaften von trockener und feuchter Luft unter Druck. In: *VDI-Berichte 1681 (2002)*, S. 259–263
- [Löffler und Henning 2007] LÖFFLER, M. K. ; HENNING, H.-M.: *Sorptive heat exchanger and related cooled sorption process*. Europäisches Patent EP1508015, 2007. – erteilt 01.10.2007
- [Lukito 2010] LUKITO, Yudhi: *Experimental Performance Analysis of A Sorptive Coated Heat Exchanger for The Application in A Solar Driven Air Conditioner*, Hochschule Offenburg, Masterarbeit, 2010
- [Maclaine-Cross und Banks 1981] MACLAINE-CROSS, I. L. ; BANKS, P. J.: A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative cooling. In: *ASME Journal of Heat Transfer* 103 (1981), S. 578 – 585
- [Maggio et al. 2006] MAGGIO, G. ; FRENI, A. ; RESTUCCIA, G.: A dynamic model of heat and mass transfer in a double-bed adsorption machine with internal heat recovery. In: *International Journal of Refrigeration* 29 (2006), Juni, Nr. 4, 589–600
- [Majumdar 1986] MAJUMDAR, P.: *Analysis of Desiccant Cooling Systems using Advanced Desiccant Matrix Structure*, Illinois Institute of Technology, Diss., 1986
- [Majumdar und Worek 1989a] MAJUMDAR, P. ; WOREK, W.M.: Combined Heat and Mass Transfer in a Porous Adsorbent. In: *Energy* 14,3 (1989a), S. 161–175
- [Majumdar und Worek 1989b] MAJUMDAR, P. ; WOREK, W.M.: Performance of an open-cycle desiccant cooling system using advanced desiccant matrices. In: *Heat recovery Systems & CHP* 9/4 (1989b), S. 299–311
- [Mathiprakasam 1979] MATHIPRAKASAM, B.: *Performance Prediction of Silica Gel Desiccant Cooling System*, Illinois Institute of Technology, Diss., 1979
- [Mei 1979] MEI, V. C.: *Heat and Mass Transfer in Air Cooled Desiccant Dehumidifier*, Illinois Insitute of Technology, Diss., 1979
- [Mei und Lavan 1983] MEI, V.C. ; LAVAN, Z.: Performance of Crossed-Cooled Desiccant Dehumidifiers. In: *Journal of solar energy engineering* 105/3 (1983), S. 300–304
- [Merkel 1925] MERKEL, F.: *Verdunstungskühlung*. VDI-Forschungsheft Nr. 275, VDI-Verlag, Berlin, 1925
- [Michaeli 2006] MICHAELI, W.: *Einführung in die Kunststoffverarbeitung*. 5. Auflage. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 2006
- [Monnier 1981] MONNIER, J.-B.: *Cooled-bed Solar-powered Desiccant Cooling: Field-Testing and Second Law Analysis*, Illinois Institute of Technology, Diss., 1981
-

- [Motta und Henning 2005] MOTTA, M. ; HENNING, H.-M.: A novel high efficient sorption system for air dehumidification (ECOS). In: *Proceedings International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC)*. Denver, Colorado, USA, June 2005
- [Myat et al. 2012] MYAT, Aung ; THU, Kyaw ; CHOON, Ng K.: The experimental investigation on the performance of a low temperature waste heat-driven multi-bed desiccant dehumidifier (MBDD) and minimization of entropy generation. In: *Applied Thermal Engineering* 39 (2012), Juni, Nr. 0, 70–77
- [Myers 2002] MYERS, A. L.: Thermodynamics of Adsorption in Porous Materials. In: *AIChE Journal* 48 (2002), S. 145–160
- [Narayanan et al. 2011] NARAYANAN, R. ; SAMAN, W.Y. ; WHITE, S.D. ; GOLDSWORTHY, M.: Comparative study of different desiccant wheel designs. In: *Applied Thermal Engineering* 31 (2011), Nr. 10, 1613–1620
- [Ng und Mintova 2008] NG, Eng-Poh ; MINTOVA, Svetlana: Nanoporous materials with enhanced hydrophilicity and high water sorption capacity. In: *Microporous and Mesoporous Materials* 114 (2008), Nr. 1-3, 1 – 26
- [Nicken 2007] NIEKEN, U.: *Physikalisch-Chemische Verfahren*. Vorlesungsskript, Institut für Chemische Verfahrenstechnik, Universität Stuttgart, 2007
- [Niu und Zhang 2002] NIU, J. L. ; ZHANG, L. Z.: Heat transfer and friction coefficients in corrugated ducts confined by sinusoidal and arc curves. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002), Januar, Nr. 3, 571–578
- [Núñez 2001] NÚÑEZ, T.: *Charakterisierung und Bewertung von Adsorbentien für Wärmetransformationsanwendungen*, Albert-Ludwigs-Universität Freiburg, Diss., 2001
- [Paczkowski 2009] PACZKOWSKI, S.: *Konstruktion eines Luftbefeuchtungssystems und experimentelle Untersuchung der Verdunstungskühlung an einem hydrophil beschichteten Wärmeübertrager*. Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel, Diplomarbeit, 2009
- [Pesaran und Mills 1986] PESARAN, A.A. ; MILLS, A.F.: Moisture Transport in Silica Gel Packed Beds - I. Theoretical Study / Solar Energy Research Institute SERI, Golden, Colorado, USA. 1986. – Forschungsbericht
- [Pesaran und Mills 1987] PESARAN, A.A. ; MILLS, A.F.: Moisture transport in silica gel packed beds - II. Experimental study. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 30 (1987), Nr. 6, S. 2051–1060
- [Pescod 1979] PESCOD, D.: A heat exchanger for energy saving in an air conditioning plant. In: *ASHRAE Transactions* 85 (1979), S. 238 – 251
- [Polifke und Kopitz 2005] POLIFKE, W. ; KOPITZ, J.: *Wärmeübertragung - Grundlagen, analytische und numerische Methoden*. Pearson Studium, München, Boston, 2005
- [Poppe und Rögener 2006] POPPE, M. ; RÖGENER, H.: Berechnung von Rückkühlwerken. In: *VDI-Wärmeatlas*. 10. Auflage. VDI, 2006, Kapitel Mj 1–13

- [Rabinovich und Beketov 1995] RABINOVICH, V. ; BEKETOV, V.: *Moist Gases: Thermodynamic Properties*. Begell House, New York, 1995
- [Ren und Yang 2006] REN, Chengqin ; YANG, Hongxing: An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006), Februar, Nr. 3-4, 617–627
- [Riffel et al. 2010] RIFFEL, Douglas B. ; WITTSTADT, Ursula ; SCHMIDT, Ferdinand P. ; NUNEZ, Tomas ; BELO, Francisco A. ; LEITE, Antonio P. ; ZIEGLER, Felix: Transient modeling of an adsorber using finned-tube heat exchanger. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010), März, Nr. 7–8, 1473–1482
- [Riviere et al. 2008] RIVIERE, P. ; ADNOT, J. ; GRIGNON-MASSE, L. ; LEGENDRE, S. ; WEITERE: Preparatory study on the environmental performance of residential room conditioning appliances (airco and ventilation) - Economic and Market analysis, ECODESIGN Lot 10 Draft of Chapter 2, Draft report of Task 2 / Study for the D.G. Transportation-Energy (DGTREN) of the Commission of the E.U. 2008. – Forschungsbericht. – heruntergeladen aus dem Internet unter http://ec.europa.eu/energy/efficiency/studies/ecodesign_en.htm, 26.04.2012.
- [Roquerol et al. 1999] ROQUEROL, F. ; ROQUEROL, J. ; SING, K.: *Adsorption by Powders and Porous Solids*. Academic Press, London, 1999
- [Roy und Gidaspow 1972] ROY, D. ; GIDASPOW, D.: A cross flow regenerator - a Green's matrix representation. In: *Chemical engineering science* 27/4 (1972), S. 779–793
- [Roy und Gidaspow 1974] ROY, D. ; GIDASPOW, D.: Nonlinear coupled heat and mass exchange in a cross-flow regenerator. In: *Chemical engineering science* 29 (1974), S. 2101–2114
- [Ruivo et al. 2009] RUIVO, C.R. ; COSTA, J.J. ; FIGUEIREDO, A.R.: Validity of pseudo-gas-side-controlled models to predict the behaviour of desiccant matrices. In: *International Journal of Thermal Sciences* 48 (2009), November, Nr. 11, 2171–2178
- [Ruthven 1984] RUTHVEN, D.M.: *Principles of Adsorption and Adsorption Processes*. John Wiley & Sons, New York, 1984
- [San 1985] SAN, J.-Y.: *Exergy Analysis of Desiccant Cooling Systems*, Illinois Institute of Technology, Diss., 1985
- [Schicktanz und Núñez 2009] SCHICKTANZ, M. ; NÚÑEZ, T.: Modelling of an adsorption chiller for dynamic system simulation. In: *International Journal of Refrigeration* 32 (2009), Juni, Nr. 4, 588–595
- [Schicktanz 2013] SCHICKTANZ, Matthias: *Modellierung einer Adsorptionskälteanlage*, Technische Universität Berlin, Diss., 2013
- [Schmidt 2004] SCHMIDT, Ferdinand: *Optimizing adsorbents for heat storage applications : estimation of thermodynamic limits and Monte Carlo simulations of water adsorption in nanopores*, Freie Universität Freiburg, Diss., 2004

-
- [Schnabel 2009] SCHNABEL, L.: *Experimentelle und numerische Untersuchung der Adsorptionskinetik von Wasser an Adsorbens-Metallverbundstrukturen*, Technische Universität Berlin, Diss., 2009
- [Schwamberger und Schmidt 2013] SCHWAMBERGER, V. ; SCHMIDT, F.: Estimating the heat capacity of the adsorbate-adsorbent system from adsorption equilibria regarding thermodynamic consistency. Wird veröffentlicht (2013)
- [Sika 2005] SIKA: *Sikaflex®-221, Technisches Datenblatt, Version 12*. Produktdatenblatt Sika Deutschland GmbH, 2005
- [Sircar und Hufton 2000] SIRCAR, S. ; HUFTON, J.R.: Why Does the Linear Driving Force Model for Adsorption Kinetics Work? In: *Adsorption* 6 (2000), S. 137–147
- [Stabat und Marchio 2004] STABAT, P. ; MARCHIO, D.: Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour. In: *Applied Energy* 78 (2004), S. 433–451
- [Steehan et al. 2009] STEEMAN, H.-J. ; T'JOEN, C. ; VAN BELLEGHEM, M. ; JANSSENS, A. ; DE PAEPE, M.: Evaluation of the different definitions of the convective mass transfer coefficient for water evaporation into air. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009), Juli, Nr. 15-16, 3757–3766
- [Stephan und Mayinger 1992] STEPHAN, K. ; MAYINGER, F.: *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen*. Bd. 2: Mehrstoffsysteme und chemische Reaktionen. 13. Auflage. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1992
- [Stoitchkov und Dimitrov 1998] STOITCHKOV, N. J. ; DIMITROV, G. I.: Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling. In: *International Journal of Refrigeration* 21 (1998), Nr. 6, S. 463 – 471
- [T'Joen et al. 2009] T'JOEN, C. ; PARK, Y. ; WANG, Q. ; SOMMERS, A. ; HAN, X. ; JACOBI, A.: A review on polymer heat exchangers for HVAC&R applications. In: *International Journal of Refrigeration* 32 (2009), Nr. 5, 763–779
- [VDI 2002] VDI: *VDI-Wärmeatlas - Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. 9. Auflage. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2002 (VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen)
- [VDI-4670 2003] VDI-4670: *Thermodynamische Stoffwerte von Feuchter Luft und Verbrennungsgasen*. Beuth Verlag, Berlin, 2003
- [Wagner 2009a] WAGNER, Christian: *Beitrag zur Entwicklung eines neuartigen Kompaktlüftungsgerätes für den Einsatz in der Solaren Klimatisierung*. Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, Praktikumsbericht, 2009
- [Wagner 2009b] WAGNER, Christian: *Experimentelle Untersuchung und messtechnische Bewertung eines sorptiv beschichteten Wärmeübertragers für den Einsatz in der Solaren Klimatisierung*. Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, Bachelorarbeit, 2009
- [Wagner und Kretzschmar 2008] WAGNER, W. ; KRETZSCHMAR, H.-J.: *International Steam Tables - Properties of Water and Steam Based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97*. 2. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2008
-

- [Wan et al. 2007] WAN, J.W. ; ZHANG, J.L. ; ZHANG, W.M.: The effect of heat-pipe air-handling coil on energy consumption in central air-conditioning system. In: *Energy and Buildings* 39 (2007), September, Nr. 9, 1035–1040
- [Weixing et al. 2008] WEIXING, Yuan ; YI, Zheng ; XIAORU, Liu ; XIUGAN, Yuan: Study of a new modified cross-cooled compact solid desiccant dehumidifier. In: *Applied Thermal Engineering* 28 (2008), Nr. 17-18, 2257 – 2266
- [Wetter 2008] WETTER, M.: *GenOpt® Generic Optimization*. Program User Manual, Berkeley: Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, 2008
- [White et al. 2011] WHITE, Stephen D. ; GOLDSWORTHY, Mark ; REECE, Roger ; SPILLMANN, Thorsten ; GORUR, Abdullah ; LEE, Dae-Young: Characterization of desiccant wheels with alternative materials at low regeneration temperatures. In: *International Journal of Refrigeration* In Press, Corrected Proof (2011)
- [Worek 1980] WOREK, W. M.: *Experimental Performance of a Cross-Cooled Desiccant Dehumidifier Prototype*, Illinois Institute of Technology, Diss., 1980
- [Zhao et al. 2008] ZHAO, X. ; LI, J.M. ; RIFFAT, S.B.: Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling. In: *Applied Thermal Engineering* 28 (2008), Oktober, Nr. 14-15, 1942–1951

Abbildungsverzeichnis

1.1.	Funktionsschema des verdunstungsgekühlten Sorptionswärmeüber-tragers	3
2.1.	Schematische Darstellung der NTU-Diagramme (nach [VDI, 2002])	12
2.2.	Schema der Temperatur- und Feuchteprofile an der Phasengrenze bei der adiabaten Verdunstungskühlung mit simultaner Abkühlung der Luft und des Wassers (nach [Bosnjakovic und Knoche, 1997])	17
2.3.	Schematische Darstellung der Fluidströme bei der indirekten Verdunstungskühlung	19
2.4.	Schematische Darstellung von Adsorptionsvorgängen; aus [Schnabel, 2009] nach [Bathen und Breitbach, 2001]	21
2.5.	Charakteristische Kurve transformiert aus verschiedenen Isothermenmessungen eines kristallinen Zeolith NaX; aus [Dubinin, 1967](hier steht A für das molare Adsorptionspotential A_{mol} und W_s ist die Volumenfüllung W)	25
2.6.	Schematische Darstellung des Wärme- und Stofftransports bei der Adsorption; nach [Henning, 1994]	30
2.7.	Biot-Zahl der Wärmeübertragung in Abhängigkeit der Schichtdicke des Adsorbens und des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bei konstanter Wärmeleitung des Adsorbens	31
2.8.	Biot-Zahl der Stoffübertragung in Abhängigkeit der Schichtdicke des Adsorbens und des äußeren Stoffübergangskoeffizienten hergeleitet aus einer Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport bei $Le_F = 1$ und konstantem effektiven Diffusionskoeffizienten	32
2.9.	Schematische Darstellung der Übergangsmechanismen im Diffusionsmodell	34
2.10.	Schematische Darstellung des vereinfachten LDF-Modells mit adsorbensseitiger Limitierung des Stoffübergangs	35
2.11.	Schematische Darstellung des vereinfachten LDF-Modells mit gaseitiger Limitierung des Stoffübergangs	36
2.12.	Schematische Darstellung des Standardprozesses der Sorptionsgestützten Klimatisierung (nach [Henning et al., 2001])	40
2.13.	Schematische Darstellung der drei Zyklusphasen Adsorption, Desorption und Zwischenkühlung an einem Sorptionswärmeübertrager	42
2.14.	Schematische Darstellung des ECOS-Lüftungskonzeptes: der obere Wärmeübertrager befindet sich in der Desorption, während der untere Wärmeübertrager in der Adsorption Außenluft konditioniert.	44
2.15.	Schematische Darstellung des ECOS-Lüftungskonzeptes: der obere Wärmeübertrager befindet sich in der Zwischenkühlung, während der untere Wärmeübertrager in der Adsorption Außenluft konditioniert.	44

2.16. Schematische Darstellung des ECOS-Lüftungskonzeptes: der obere Wärmeübertrager konditioniert Außenluft, während der untere Wärmeübertrager desorbiert wird.	45
2.17. Schematische Darstellung des ECOS-Lüftungskonzeptes: der obere Wärmeübertrager konditioniert Außenluft, während der untere Wärmeübertrager sich in der Zwischenkühlung befindet.	45
2.18. Schematische Darstellung der erweiterten Systemkonfiguration aus [Worek, 1980] in Ad- und Desorption	49
3.1. Maßstäbliches Schema der sorptiv beschichteten Aluminiumplatten von Prototyp I	56
3.2. Aufbau des ersten Sorptionswärmeübertragers: Abstandswellen mit einer Höhe von 2.5 mm werden zur Stabilisierung eingesetzt; links schematische Darstellung [Klingenburg, 2012] und rechts Blick auf die Sorptionskanäle vor seitlicher Verklebung der Aluminiumplatten	56
3.3. Erster mit Silikagel-Papier-Komposit beschichteter Wärmeübertrager ohne Flansch. Die sorptiv beschichteten Kanäle sind an der weißen Farbe des Silikagel-Papier-Komposits zu erkennen, die blaue Färbung ist der hydrophilen Beschichtung der Kühlkanäle zuzuordnen.	57
3.4. Positionierung der Dünnschichtsensoren zur Messung der internen Temperaturen in Prototyp I	60
3.5. Abstandshalter im zweiten Sorptionswärmeübertrager: Prägungen der Bleche und die versetzte Anordnung der geprägten Bleche führen zu einem definierten Plattenabstand; links schematische Darstellung der geprägten Platten [Klingenburg, 2012] und rechts Blick auf den gestapelten Wärmeübertrager	61
3.6. Prototyp II mit Silikagel-Expoxyharz-Beschichtung: Sicht auf die mit Silikagel Grace 123B sorptiv beschichteten Kanäle (hell im Bild).	62
3.7. Silikagel-Expoxyharz-Beschichtung in Nahaufnahme (links, nach 50 000 Zyklen) und Blick auf die Lamellen (rechts)	63
3.8. Mikroskop-Aufnahme des im ersten Prototypen verwendeten Silikagel-Papier-Komposits in 50-facher (links) und 400-facher (rechts) Vergrößerung	65
3.9. Gemessene Sorptionsgleichgewichte im Relativdruck-Beladungs-Diagramm für das Silikagel-Papier-Komposit	66
3.10. Charakteristische Kurve und Fitgleichung der Sorptionsgleichgewichte des Silikagel-Papier-Komposits	66
3.11. Gemessene Sorptionsgleichgewichte im Relativdruck-Beladungs-Diagramm für das Silikagel Grace 123B	68
3.12. Charakteristische Kurve und Fitgleichung der Sorptionsgleichgewichte für das Silikagel Grace 123B	69
3.13. Panoramabild des Lüftungsgerätestandes mit der Versorgungseinheit im Hintergrund und der Messeinheit im Vordergrund	70
3.14. Schema der Versorgungseinheit des Teststandes	71
3.15. Schema der Messeinheit mit Lokalisierung der Messstellen	72
3.16. Schematische Darstellung der Befeuchtungseinheit; nach [Paczkowski, 2009]	74
3.17. Temperaturmessung durch drei Dünnschichtsensoren im Mantelrohr	75

3.18. Vergleich der Mittelwerte der sieben Temperatursensoren im Austritts- querschnitt der Sorptionsseite und des Mittelwertes der drei Dünnschicht- sensoren in der weiter hinten gelegenen Kanalverengung für eine Wärme- übertragungsmessung (oben) und eine Adsorptionsmessung (unten)	77
3.19. Kategorien durchgeführter Messungen	83
3.20. Messungen der Übertragungsleistung an Prototyp I	86
3.21. Messungen der Übertragungsleistung an Prototyp II	88
3.22. Dimensionslose Temperaturänderung P_S für Prototyp I und II	89
3.23. Bilanzierung der indirekten Verdunstungskühlung	92
3.24. Klappenstellung in der Adsorptionsphase (nach [Lukito, 2010])	95
3.25. Klappenstellung in der Desorptionsphase (nach [Lukito, 2010])	95
3.26. Klappenstellung in der Zwischenkühlphase (nach [Lukito, 2010])	96
3.27. Verlauf der Wasserdampfgehalte der Sorptionsseite für einen langen, ver- dunstungsgekühlten Sorptionszyklus an Prototyp I	98
3.28. Verlauf der Temperaturen der Sorptions- und Kühlseite für einen langen, verdunstungsgekühlten Sorptionszyklus an Prototyp I	99
3.29. Schematische Darstellung der zwei Systemgrenzen zur Definition der Kenn- zahlen \dot{Q}_{Ads} und COP	102
3.30. Verläufe des luftgekühlten und verdunstungsgekühlten langen Sorptions- prozesses an Prototyp II	106
3.31. Temperatur- und Feuchteverläufe der Sorptionsseite einer Messung an Pro- totyp I zur Veranschaulichung des dynamischen Gleichgewichts	109
3.32. Adsorbierte Wassermasse m_{Adt} und Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ aufeinander fol- gender Zyklen an Prototyp I	110
4.1. Schema der Modellierung des verdunstungsgekühlten Sorptionswärmeüber- tragers	112
4.2. Schematische Darstellung des Sorptionsmodells	115
4.3. Schematische Darstellung des Wandmodells mit Kontaktwiderstand	123
4.4. Modellschema der Filmverdunstung	125
4.5. Schematische Darstellung der Diskretisierung im Kreuzstrommodell	130
4.6. Schematische Darstellung der Wärme- und Stoffübergangsmechanismen und Wärmekapazitäten, die in der Grenzwertbetrachtung und Sensitivi- tätsanalyse berücksichtigt werden	131
4.7. Rampenfunktion der Temperatur $T_{S,ein}$ als Eingangsgröße in die Simula- tion für den kurzen und den langen Zyklus im Vergleich zu gemessenen Werten	133
4.8. Abhängigkeit der adsorbierten Wassermasse m_{Adt} und der Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ von Parametern mit vorrangigem Einfluss auf das thermische Ver- halten	139
4.9. Abhängigkeit der adsorbierten Wassermasse m_{Adt} und der Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ von Parametern mit vorrangigem Einfluss auf die Wasserdampf- adsorption	141

4.10.	Abweichung der Ergebnisse des Modells bei niedriger Diskretisierung im Verhältnis zur höchsten rechenbaren Diskretisierung für die Fälle (a) reine Wärmeübertragung (\dot{Q}_{WU}), (b) Wärmeübertragung mit Phasenwechsel (\dot{Q}_{VK}) und (c) verdunstungsgekühlter Sorptionsprozess ($m_{Adt}, \dot{Q}_{Ads,1}$) . . .	144
4.11.	Abweichungen von Austrittstemperaturen und -feuchte niedrig diskretisierter zu hoch diskretisierten Modellen bei unterschiedlichen Parametersätzen	145
5.1.	Temperaturverteilung im Adsorbens bei der Wärmeübertragung in Prototyp I: links der Vergleich zwischen Messung und Simulation mit einer Diskretisierung in 5x5 Elemente und rechts Darstellung der lokalen Verteilung der Messpunkte	154
5.2.	Gemessene (links) und simulierte (rechts) Temperaturverteilung bei der Verdunstungskühlung in Prototyp I	155
5.3.	Simulierte, stationäre Temperaturprofile der Kühlluft, Sorptionsluft und des Wasserfilms und Feuchteprofil der Kühlluft bei der indirekten Verdunstungskühlung	156
5.4.	Temperaturdifferenz zwischen der Luft und dem Wasserfilm: links auf der Sorptionsseite ($T_{L,Svol} - T_{W,film}$) und rechts auf der Kühlseite ($T_{L,Vvol} - T_{W,film}$)	157
5.5.	Messdaten und Simulation für die Verdunstungskühlung an Prototyp II: Auswirkung der Variation der Eintrittstemperatur $T_{V,ein}$ (links) und der Eintrittsfeuchte $x_{V,ein}$ (rechts) der Kühlseite auf die Austrittstemperatur der Sorptionsseite $T_{S,aus}$	159
5.6.	Messdaten und Simulation für die Verdunstungskühlung an Prototyp II: Auswirkung der Variation der Feuchtkugeltemperatur der Kühlseite auf die Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ und die Effektivität der Verdunstungskühlung ϵ_{FK}	160
5.7.	Messdaten und Simulation für die Verdunstungskühlung an Prototyp II: Auswirkung der Variation der Massenströme auf die Austrittstemperatur der Sorptionsseite $T_{S,aus}$ und auf die Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$	160
5.8.	Langer luftgekühlter Sorptionszyklus an Prototyp I: Vergleich der Verläufe der Temperaturen und Feuchten der Sorptionsseite zwischen Messung und Simulation für zwei unterschiedliche thermische Kapazitäten des Wärmeübertragers	163
5.9.	Langer luftgekühlter Sorptionszyklus an Prototyp I: Vergleich der Verläufe der Temperaturen der Kühlseite zwischen Messung und Simulation für zwei unterschiedliche thermische Kapazitäten des Wärmeübertragers	164
5.10.	Langer verdunstungsgekühlter Sorptionsprozess an Prototyp I: Vergleich zwischen Messung und Simulation mit zwei unterschiedlichen Stoffübergangskoeffizienten der Verdunstung	166
5.11.	Abhängigkeit der adsorbierten Wassermasse und der mittleren Entfeuchtung von der Zykluszeit bei Eintrittswasserdampfgehalten der Sorptionsseite von 12 g/kg und 15 g/kg: Vergleich zwischen Messung und Simulation	169
5.12.	Abhängigkeit der Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ und des thermischen COP ₁ von der Zykluszeit bei Eintrittswasserdampfgehalten der Sorptionsseite von 12 g/kg und 16 g/kg: Vergleich zwischen Messung und Simulation	170

5.13. Verdunstungsgekühlte Sorptionsprozesse mit 60 Minuten Zykluszeit für Desorptionstemperaturen von 65 °C und 80 °C für Prototyp I	173
5.14. Verdunstungsgekühlter Sorptionsprozess an Prototyp II: Temperatur- und Feuchteverläufe der Sorptionsseite, Messung und Simulation mit Modellierung der Verdunstung von Restwasser auf der Kühlseite während der Desorption sowie ohne Modellierung dieses Effekts	174
5.15. Verdunstungsgekühlter Sorptionsprozess an Prototyp II: Feuchteverläufe der Kühlseite, Messung und Simulation mit Modellierung der Verdunstung von Restwasser auf der Kühlseite während der Desorption sowie ohne Modellierung dieses Effekts	175
5.16. Modellvalidierung an dem gemessenen Feld variierter Randbedingungen für Prototyp II	177
5.17. Variation der Zykluszeit am Standardbetriebspunkt für Prototyp II	178
5.18. Variation des Wasserdampfgehalts der Sorptionsseite (links) und der Wasserdampfgehalte der Sorptions- und Kühlseite (rechts) um den Standardbetriebspunkt für Prototyp II	180
5.19. Variation der Desorptionstemperatur am Standardbetriebspunkt für Prototyp II	181
5.20. Adsorptions- und Desorptionsbedingungen an den charakteristischen Kurven der zwei verwendeten Materialien im Vergleich	182
5.21. Variation aller Massenströme und des Sorptionsmassenstroms während der Adsorption (Variation b) am Standardbetriebspunkt für Prototyp II	184
6.1. Simulierte Temperatur- und Feuchteverläufe der Prototypen I und II bei jeweils optimaler Zykluszeit und normierter Auftragung über die Gesamtzykluszeit	188
6.2. Vergleich zweier Verdunstungsmechanismen: ideale Verdunstung aus dem Film und ideale Tröpfchenverdunstung in die Luft	191
6.3. Austrittstemperaturen der Luft auf der Kühl- und der Sorptionsseite für die Prototypen I und II an Messungen unter unterschiedlichen Bedingungen	192
6.4. Schematische Darstellung der Desorption mit gegensinniger Orientierung des Desorptionsluftstrom im Verhältnis zum Luftstrom in der Adsorption .	195
6.5. Temperatur- und Feuchteverläufe der Luft am Austritt der Sorptionsseite in der Adsorption für die Fälle der gleich- und gegensinnigen Desorption .	197
6.6. Abbildung der thermischen Masse der Zuströmstrecke bei Aufprägen eines Temperatursprungs als Eingangsgröße in die Simulation	199
6.7. Schema des Aufbaus der Simulation zur Berücksichtigung der thermischen Kapazität der Zuströmstrecke ohne Bypassschaltung	199
6.8. Temperaturverläufe der Luft auf der Sorptionsseite bei einer Variation der thermischen Masse der Zuströmstrecke	200
6.9. Feuchteverläufe der Luft auf der Sorptionsseite bei einer Variation der thermischen Masse der Zuströmstrecke	200
6.10. Abhängigkeit der mittleren Entfeuchtung $\Delta\bar{x}_S$, der Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,2}$ und des thermischen COP ₂ von der Zwischenkühlzeit bei einer Gesamtzykluszeit von 60 Minuten für Prototyp II	203

6.11. Abhängigkeit der mittleren Entfeuchtung $\Delta \bar{x}_S$, der Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,2}$ und des thermischen COP ₂ von der Zykluszeit für Variationen der Desorptionstemperatur und der thermischen Masse der Zuflörmstrecke	204
A.1. Reproduzierbarkeit nacheinander folgender Zyklen in Prototyp II: mittlere Entfeuchtung bei unterschiedlich gekühlten Zyklen im verwendeten Messzeitraum	238
A.2. Reproduzierbarkeit nacheinander folgender Zyklen in Prototyp II: mittlere Entfeuchtung bei zusätzlicher Untersuchung des Einflusses der Kühlung auf die auftretenden Schwankungen (Messungen nicht verwendet)	239
A.3. Datenblatt eines zu PT II ähnlichen Klingenburg-Wärmeübertragers	240
A.4. Darstellung der Kalibrierungssimulation für Prototyp I	250
A.5. Darstellung der Kalibrierungssimulation für Prototyp II	251
A.6. Glättung der Wasserdampfgehalte für die Simulation: Feuchtespitzen werden gedämpft	252
A.7. Verdunstungsgekühlte Sorptionsprozesse mit 60 Minuten Zykluszeit für Desorptionstemperaturen von 65 °C und 85 °C: Standardparametersatz der Validierung und $\rho_{Ads} = 645 \text{ kg/m}^3$ (oben) und Kontrollsimulation mit konstanten Eintrittswasserdampfgehalt und $\rho_{Ads} = 600 \text{ kg/m}^3$ (unten)	253
A.8. Temperaturverläufe bei Vereinfachung des Eintrittstemperaturverlaufs durch eine Rampenfunktion	254
A.9. Validierung Prototyp I, Datum der Messung: 26.11.2009, Zykluszeit: 60 Minuten	255
A.10. Validierung Prototyp I, Datum der Messung: 01.12.2009, langer Zyklus: 90 Minuten, verdunstungsgekühlt	256
A.11. Validierung Prototyp I, Datum der Messung: 17.12.2009, Zykluszeit: 40 Minuten (links) und 48 Minuten (rechts)	257
A.12. Validierung Prototyp I, Datum der Messung: 21.12.2009, Zykluszeit: 34 Minuten	258
A.13. Validierung Prototyp I, Datum der Messung: 10.01.2010, Zykluszeit: 43 Minuten	259
A.14. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 01.07.2010, Zykluszeit 40 Minuten	260
A.15. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 05.07.2010, Standardversuch, Zykluszeit: 60 Minuten, $T_{Des} = 65^\circ\text{C}$, $x_S = 12 \text{ g/kg}$	261
A.16. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 06.07.2010, Zykluszeit: 90 Minuten	262
A.17. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 15.07.2010, Zykluszeit: 50 Minuten, Variation Wasserdampfgehalt x_S	263
A.18. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 16.07.2010, $x_S = 15 \text{ g/kg}$	264
A.19. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 19.07.2010, $T_{Des} = 55^\circ\text{C}$	265
A.20. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 20.07.2010, $T_{Des} = 80^\circ\text{C}$	266
A.21. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 26.07.2010, Wasserdampfgehalt $x_S = x_V = 15 \text{ g/kg}$ links	267
A.22. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 28.07.2010, Wasserdampfgehalt $x_S = x_V = 17 \text{ g/kg}$	268

A.23. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 29.07.2010, Wasserdampfgehalt $x_S = x_V = 15$ g/kg links, Wiederholung	269
A.24. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 30.07.2010, alle Massenströme 250 kg/h	270
A.25. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 02.08.2010, Variation Desorptionstemperatur und Zykluszeit, $x_S = 13-15$ g/kg, Vergleichsversuch zu Prototyp I	271
A.26. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 03.08.2010, Variation Desorptionstemperatur und Zykluszeit, $x_S = 12$ g/kg	272
A.27. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 17.08.2010, Variation Massenstrom der Sorptionsseite 250 kg/h (links) und 350 kg/h (rechts)	273
A.28. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 01.09.2010, alle Massenströme 350 kg/h	274
A.29. Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 02.09.2010, Variation Massenstrom der Sorptionsseite 250 kg/h, Wiederholung	275

Tabellenverzeichnis

2.1. Übersicht von Arbeiten zu gekühlten Sorptionswärmeübertragern	46
2.2. Dimensionierung und Prozessparameter der zwei Prototypen des IIT	48
3.1. Abmaße des ersten Prototyps (nach [Wagner, 2009b])	57
3.2. Massen und thermische Massen des ersten Prototyps	59
3.3. Massen und thermische Massen des zweiten Prototyps	63
3.4. Parameterwerte der Fitfunktion zur Beschreibung der charakteristischen Kurve des Silikagel-Papier-Komposits	68
3.5. Parameterwerte der Fitfunktion zur Beschreibung der charakteristischen Kurve des Silikagels Grace 123B	69
3.6. Übersicht der eingesetzten Düsentypen	74
3.7. Zusammenfassung der Unsicherheiten der eingesetzten Messtechnik	82
3.8. Daten der Versuche zur Wärmeübertragung ohne Phasenwechsel	87
3.9. Betriebscharakteristik der zwei Prototypen bei Annahme reinen Kreuzstroms	90
3.10. Abschätzung thermischer Übergangskoeffizienten für die zwei Prototypen .	91
3.11. Mess- und Bilanzwerte eines Verdunstungskühlversuchs an Prototyp II . .	94
3.12. Messungen langer luftgekühlter und verdunstungsgekühlter Zyklen an Prototyp II - Bilanzwerte und Fehlerangaben	107
4.1. Luftzustände am Eintritt des Wärmeübertragers in der Grenzwert-betrachtung und Parametervariation	134
4.2. Variationsbreite der Parameter in der Sensitivitätsanalyse	134
4.3. Grenzwertbetrachtung der Parameter mit Einfluss auf die Wärmeübertragung an Rechnungen des kurzen Zyklus ($ \dot{Q}_{Ads,1} < 1$ steht für $ \dot{Q}_{Ads,1} < 1$) . . .	134
4.4. Äquivalente Parametersätze für unterschiedliche Diskretisierungen für das gewählte Rechenbeispiel	146
5.1. Parametrisierung der Wärmeübertragergeometrie für Prototyp I	149
5.2. Parametrisierung der Wärmeübertragergeometrie für Prototyp II	150
5.3. Parameteridentifikation des Wärmeübergangskoeffizienten α	153
5.4. Parameter nach Modellkalibrierung	161
5.5. Randbedingungen der Standardmessung für Prototyp II	177
6.1. Entfeuchtung, Kühlleistung und COP_1 der Prototypen I und II im Vergleich	187
6.2. Entfeuchtung, Kühlung und COP_1 der realen und der idealen Film-verdunstung sowie der idealen Tröpfchenverdunstung an Prototyp II	190
6.3. Parametrisierung der Modelle der Gegen- und Gleichstromwärmeübertrager	194
6.4. Entfeuchtung, Kühlung und COP_1 bei der Gegen- und der Gleichstrom-konfiguration	194

6.5. Entfeuchtung, Kühlung und COP_1 der gleich- und gegensinnigen Desorption an einer Simulation mit einer Rampenfunktion der Eintrittstemperatur $T_{S, ein}$	196
6.6. Entfeuchtung, Kühlung und COP bei unterschiedlichen thermischen Massen der Zuflörmstrecke vor dem Wärmeübertrager	201
6.7. Randbedingungen der Standardmessung für Prototyp II - Eingangsdaten in die Simulation	205
A.1. Messungen langer luftgekühlter und verdunstungsgekühlter Zyklen an Prototyp I - Bilanzwerte und Fehlerangaben	237
A.2. Reproduzierbarkeit der Messungen kurzer Zyklen an Prototyp II	238
A.3. Messwerte für beispielhafte Fehlerrechnung eines langen verdunstungsgekühlten Zyklus an Prototyp II (VK2_ZK2)	241
A.4. Aus Messwerten berechnete Zwischengrößen und Fehlerbeträge	243
A.5. Zielgrößen der Entfeuchtung mit Fehlerwerten	244
A.6. Beispielberechnung der Zielgrößen und ihrer Fehler	246
A.7. Ergebnisse der Kalibrierungsrechnungen an PT I und PT II	249

A. Anhang

A.1. Bilanzwerte langer Zyklen in Prototyp I

Die Auswertung langer Adsorptionszyklen an **Prototyp I** ist in Tabelle A.1 zusammengefasst. Die drei hier aufgelisteten Messungen wurden mit Luftkühlung (LK lang) und Verdunstungskühlung unter Verwendung zweier unterschiedlicher Düsen (Düse 1: BE-TE/ fein zerstäubend, Düse 2: Coolnet) durchgeführt. Die angegebenen Werte beziehen sich jeweils auf zwei aufeinander folgende Zyklen. Die in Abschnitt 3.3.5 beschriebenen Temperatur- und Feuchteverläufe sind der verdunstungsgekühlten Messung mit Düse 2 (VK lang 2) zuzuordnen.

Die adsorbierte Wassermasse m_{Adt} kann durch die Verdunstungskühlung um bis zu 40% gesteigert werden. Die Kühlleistung $\dot{Q}_{Ads,1}$ erhöht sich um einen Faktor von 2.8. Die Leistungskennzahlen COP_1 und COP_2 werden mehr als verdoppelt. Der nur die Komponenten bewertende COP_1 liegt dabei etwas höher als der auch die Anschlussstücke mit beinhaltenden COP_2 . Im Vergleich mit Messung "LK lang 1" wird in Messung "LK lang 2" eine niedrigere Temperaturabsenkung und in Folge eine etwas niedrigere adsorbierte Wassermasse m_{Adt} erreicht.

Tabelle A.1.: Messungen langer luftgekühlter und verdunstungsgekühlter Zyklen an Prototyp I - Bilanzwerte und Fehlerangaben

		LK lang	VK lang 1 Düse 1	VK lang 2 Düse 2	Fehler ±
Eingangsparameter					
Zyklus (Ads/Des/ZK)	[min]	45-50/30-33/16	46/32/22	46/29/10	-
\dot{m}_L (Ads/Des/ZK)	[kg/h]	alle 450	alle 450	alle 450	9-27
$\bar{T}_{S,ein}$	[°C]	32.5	32.2-32.5	32.4-32.6	0.3
$\bar{x}_{S,ein}$	[g/kg]	11.9-12.1	11.7-12.1	12.5-12.6	0.1-0.4
$\bar{T}_{V,ein}$	[°C]	28.2	28.1-28.5	32.4-32.7	0.3
$\bar{x}_{V,ein}$	[g/kg]	11.8 ± 0.3	12.4 ± 0.5	12.0 ± 1.0	s. links
T_{Des}	[°C]	65.4-65.6	65.3-65.6	65.6-65.7	0.3
Ergebnisse					
$\Delta \bar{T}_S$	[K]	0.7-0.8	6.7-6.8	4.7-4.9	0.4
$\Delta \bar{x}_S$	[g/kg]	1.3	1.9-2.0	1.8	0.3
m_{Adt}	[g]	446-490	651-660	606-609	110
$\dot{Q}_{Ads,1}$	[W]	512-530	1449-1474	1167-1179	120
COP_1	[-]	0.20	0.54-0.55	0.47	0.06
COP_2	[-]	0.16-0.17	0.48	0.41	0.05

A.2. Reproduzierbarkeit der kurzen verdunstungsgekühlten Messungen in Prototyp II

Tabelle A.2.: Reproduzierbarkeit der Messungen kurzer Zyklen an Prototyp II

Beschreibung	Datum	Zyklen	Δm_{Adt}	$\Delta(\Delta \bar{x}_S)$	$\Delta \dot{Q}_{Ads}$	ΔCOP_1
Schwankungsbreite vor Abdichten: Relevanter Messzeitraum						
Kurzer Zyklus mit VK	05.07.2010	4-6	88 g	0.4 g/kg	95 W	0.02
			9.5 %	10.0 %	4.2 %	2.9 %
Kurzer Zyklus mit LK	31.08.2010	2-4	10 g	0.05 g/kg	19 W	0.02
			1.8 %	1.9 %	3.2 %	6.8 %
Schwankungsbreite nach Abdichten: Messungen nicht verwendet						
Kurzer Zyklus mit VK	17.09.2010	5-7	119 g	0.5 g/kg	180 W	0.05
			15.1 %	14.9 %	8.2 %	5.3 %
Kurzer Zyklus mit LK	12.11.2010	3-5	7 g	0.02 g/kg	10 W	0.01
			1.2 %	0.9 %	1.6 %	2.3 %
Kurzer Zyklus ohne Zwischenkühlung	18.11.2010	2-4	22 g	0.1 g/kg	11 W	0.03
			2.1 %	2.1 %	0.4 %	3.7 %
Kurzer Zyklus ohne VK in Zwischenkühlung	26.11.2010	4-6	39 g	0.2 g/kg	47 W	0.03
			4.6 %	4.2 %	1.7 %	3.2 %

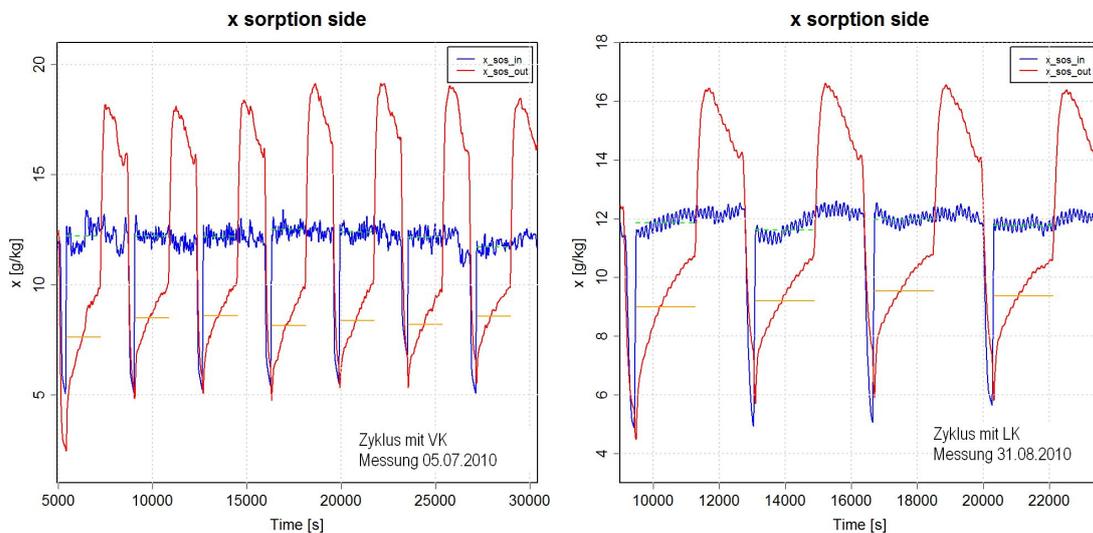


Abbildung A.1.: Reproduzierbarkeit nacheinander folgender Zyklen in Prototyp II: mittlere Entfeuchtung bei unterschiedlich gekühlten Zyklen im verwendeten Messzeitraum

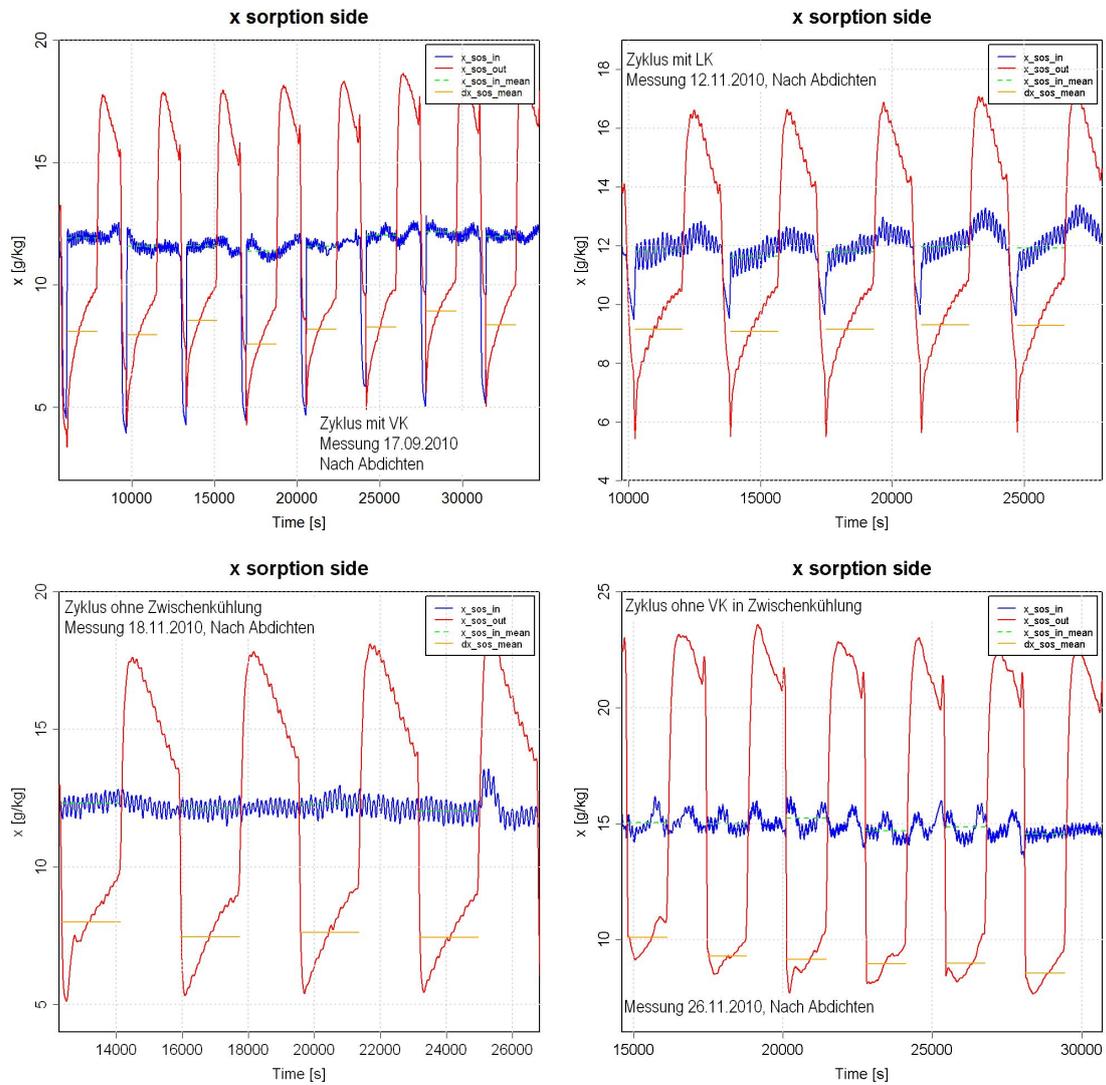


Abbildung A.2.: Reproduzierbarkeit nacheinander folgender Zyklen in Prototyp II: mittlere Entfeuchtung bei zusätzlicher Untersuchung des Einflusses der Kühlung auf die auftretenden Schwankungen (Messungen nicht verwendet)

A.4. Fehlerrechnung

Die folgende Fehlerrechnung wurde in Hinblick auf die zur Evaluation der Adsorptionszyklen verwendeten Größen $\Delta\bar{x}$, m_{Adt} , $\dot{Q}_{Ads,1}$ und COP_1 formuliert. Es wird der in Tabelle 3.12 zusammengefasste Zyklus VK2_ZK2 für die Beispielberechnung herangezogen. Die Tabelle A.3 fasst die gemessenen Eingangsgrößen zusammen, die über die Adsorptions- und Desorptionsphase gemittelt sind. Die Ergebnisse der Beispielrechnung sind in den weiteren Tabellen zusammengefasst.

Zunächst müssen die Wasserdampfgehalte x_D aus den Messwerten errechnet werden. Für die Bilanzierung der Sorptionsseite werden Taupunktsonden mit einer Genauigkeit von $\pm 0.3\text{K}$ angewandt. Der Sättigungsdampfdruck wird durch die in Holmgren [2012] umgesetzte Formel berechnet und richtet sich nach dem IAPWS-IF97 Standard. Der Gültigkeitsbereich liegt zwischen $273.16\text{K} \leq T \leq 647.096\text{K}$. Das Ergebnis wird in der Einheit [bar] angegeben, die Temperatur ist in [K] einzusetzen.

$$p_{sat}(T) = \left(\frac{2 \cdot cco}{(-bco + (bco^2 - 4 \cdot aco \cdot cco)^{0,5})} \right)^4 \cdot 10 \quad (\text{A.1})$$

Die hierzu gehörigen Koeffizienten lauten:

$$\begin{aligned} aco &= \text{del}^2 + 1167.0521452767 \cdot \text{del} - 724213.16703206 \\ bco &= (-17.073846940092) \cdot \text{del}^2 + 12020.82470247 \cdot \text{del} - 3232555.0322333 \\ cco &= 14.91510861353 \cdot \text{del}^2 - 4823.2657361591 \cdot \text{del} + 405113.40542057 \\ \text{del} &= T + \frac{-0.23855557567849}{T - 650.17534844798} \end{aligned}$$

Da die Formel schwer abzuleiten ist, wird der Fehler für den Sättigungsdampfdruck durch seinen maximalen Fehler abgeschätzt:

$$u(p_{sat}) = |p_{sat}(T_{TP}) - p_{sat}(T_{TP} + u(T_{TP}))| \quad (\text{A.2})$$

Weiter muss der Absolutdruck bestimmt werden. Der Absolutdruck auf der Austrittsseite der Luftströme kühl- und sorptionsseitig wird durch Subtraktion des Druckverlustes

Tabelle A.3.: Messwerte für beispielhafte Fehlerrechnung eines langen verdunstungsgekühlten Zyklus an Prototyp II (VK2_ZK2)

Messgröße	ϑ [°C]	ϑ_{TP} [°C]	p [Pa]	Δp [Pa]	\dot{m}_{fL} [kg/h]
Fehler	$\pm 0.3\text{K}$	$\pm 0.3\text{K}$	$\pm 100\text{Pa}$	$\pm 1.5\text{Pa}$	$\pm 1.8\%$
S,ein	32.2	16.77	99169	-	455
S,aus	26.2	12.93	-	28	-
Des,ein	65.0	16.24	99229	-	457
Des,aus	51.1	19.90	-	30	-
Umgebung (errechnet)	32.0	16.24	-	-	-

Δp von dem auf der Eintrittsseite gemessenen Absolutdruck p_{ein} berechnet.

$$p_{aus} = p_{ein} - \Delta p \quad (\text{A.3})$$

Der Fehler des Absolutdrucks liegt bei $u(p) = \pm 1$ mbar. Der Fehler des Differenzdrucks auf der Sorptionsseite liegt bei $u(\Delta p) = 3$ Pa. Der Fehler des Absolutdrucks am Austritt kann daher über die radizierte Summe der Fehlerquadrate der einzelnen beitragenden Terme errechnet werden.

$$u(p_{aus}) = \sqrt{u(p_{ein})^2 + u(\Delta p)^2} \quad (\text{A.4})$$

Zur Berechnung des Wasserdampfgehaltes wird die folgende Formel angewandt:

$$x_D = x_{sat}(T_{TP}) = 0.622 \cdot \frac{p_{sat}(T_{TP})}{p - p_{sat}(T_{TP})} \quad (\text{A.5})$$

Zur Bestimmung des Fehlers können zunächst die folgenden partielle Differentialgleichungen aufgestellt werden.

$$\frac{\partial x}{\partial p_{sat}} = \frac{0.622}{p - p_{sat}(T_{TP})} + 0.622 \cdot \frac{p_{sat}(T_{TP})}{(p - p_{sat}(T_{TP}))^2} \quad (\text{A.6})$$

$$\frac{\partial x}{\partial p} = -0.622 \cdot \frac{p_{sat}(T_{TP})}{(p - p_{sat}(T_{TP}))^2} \quad (\text{A.7})$$

Der Gesamtfehler wird dann wieder über die radizierte Summe der Fehlerquadrate berechnet.

$$u(x) = \sqrt{\left[\frac{\partial x}{\partial p_{sat}(T_{TP})} \cdot u(p_{sat}(T_{TP})) \right]^2 + \left[\frac{\partial x}{\partial p} \cdot u(p) \right]^2} \quad (\text{A.8})$$

Im Weiteren muss die Dichte der feuchten Luft berechnet werden. Diese wird mithilfe der Formel A.9 berechnet. Die Drücke werden in **Pa** und die Temperatur in **K** eingesetzt. Der Partialdampfdruck p_D wird durch den Sättigungsdampfdruck $p_{sat}(T_{TP})$ berechnet. Die hier ausschlaggebende Temperatur ist diejenige, die an den Volumenstrommessstrecken gemessen wird. Auch diese wird in **K** eingesetzt.

$$\rho_{fL} = 34.8 \cdot \frac{p}{T_L} - 13.2 \cdot \frac{p_D}{T_L} = 34.8 \cdot \frac{p}{T_L} - 13.2 \cdot \frac{p_{sat}(T_{TP})}{T_L} \quad (\text{A.9})$$

Die partiellen Differentiale dazu lauten:

$$\frac{\partial \rho_{fL}}{\partial p} = \frac{34.8}{T_L} \quad (\text{A.10})$$

$$\frac{\partial \rho_{fL}}{\partial p_{sat}(T_{TP})} = -\frac{13.2}{T_L} \quad (\text{A.11})$$

$$\frac{\partial \rho_{fL}}{\partial T_L} = \frac{13.2 \cdot p_{sat}(T_{TP}) - 34.8 \cdot p}{(T_L)^2} \quad (\text{A.12})$$

Somit wird der Fehler der feuchten Luft berechnet:

$$u(\rho_{fL}) = \sqrt{\left[\frac{\partial \rho_{fL}}{\partial p} \cdot u(p)\right]^2 + \left[\frac{\partial \rho_{fL}}{\partial p_{sat}(T_{TP})} \cdot u(p_{sat}(T_{TP}))\right]^2 + \left[\frac{\partial \rho_{fL}}{\partial T_L} \cdot u(T_L)\right]^2} \quad (\text{A.13})$$

Der Fehler der Messung des Feuchtluftmassenstroms wurde in der Tabelle 3.7 mit 1.8% angegeben. Unter Kenntnis des Feuchtluftmassenstroms und des Wasserdampfgehaltes der Luft kann der Trockenluftmassenstrom berechnet werden, der für die Bilanzierungen eingesetzt wird.

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{m}_{fL}}{1+x} \quad (\text{A.14})$$

Die partiellen Differentiale lauten:

$$\frac{\partial \dot{m}_L}{\partial \dot{m}_{fL}} = \frac{1}{1+x} \quad (\text{A.15})$$

$$\frac{\partial \dot{m}_L}{\partial x} = -\frac{\dot{m}_{fL}}{(1+x)^2} \quad (\text{A.16})$$

Der Fehler wird berechnet durch:

$$u(\dot{m}_L) = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_L}{\partial \dot{m}_{fL}} \cdot u(\dot{m}_{fL})\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_L}{\partial x} \cdot u(x)\right)^2} \quad (\text{A.17})$$

Die Tabelle A.4 gibt die nach diesen Formeln berechneten Werte und Fehler wieder.

Tabelle A.4.: Aus Messwerten berechnete Zwischengrößen und Fehlerbeträge

Größe	$p_{sat}(T_{TP})$ [Pa]	p [Pa]	x [g/kg]	ρ_{fL} [kg/m ³]	\dot{m}_L [kg/h]
S,ein	1910 ± 37	99169 ± 100	12.3 ± 0.3	1.121 ± 0.002	450 ± 8
S,aus	3404 ± 30	99141 ± 100	9.8 ± 0.2	n.a.	s. S,ein
Des,ein	1847 ± 44	99229 ± 100	11.8 ± 0.3	1.004 ± 0.002	452 ± 27
Des,aus	2354 ± 44	99199 ± 100	15.1 ± 0.3	n.a.	s. Des,ein
Umgebung (errechnet)	1847 ± 44	99229 ± 100	11.8 ± 0.3	1.123 ± 0.002	s. Des,ein

Aus diesen Basisgrößen können die interessierenden Zielgrößen abgeleitet werden. Dazu kann der adsorbierte Wassermassenstrom folgendermaßen berechnet werden. Dies wird für jeden Zeitschritt j ausgeführt.

$$\dot{m}_{Adt} = \dot{m}_{L,S} \cdot (x_{S,aus} - x_{S,ein}) \quad (\text{A.18})$$

Die Fehlerdifferentiale lauten:

$$\frac{\partial \dot{m}_{Adt}}{\partial \dot{m}_{L,S}} = x_{S,aus} - x_{S,ein} \quad (\text{A.19})$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{Adt}}{\partial x_{S,aus}} = \dot{m}_{L,S} \quad (\text{A.20})$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{Adt}}{\partial x_{S,ein}} = -\dot{m}_{L,S} \quad (\text{A.21})$$

Der Fehler des adsorbierten Massenstroms wird berechnet nach:

$$u(\dot{m}_{Adt}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_{Adt}}{\partial \dot{m}_{L,S}} \cdot u(\dot{m}_{L,S})\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{Adt}}{\partial x_{S,ein}} \cdot u(x_{S,ein})\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{Adt}}{\partial x_{S,aus}} \cdot u(x_{S,aus})\right)^2} \quad (\text{A.22})$$

Die in einem Zyklus adsorbierte Wassermenge wird durch Summation der Werte für alle Zeitschritte j ermittelt. Die Dauer der Zeitschrittweite wird als Konstante angenommen und dieser daher kein Fehlerwert zugemessen.

$$m_{Adt} = \sum_{ads,start}^{ads,end} \dot{m}_{Adt,j} \cdot \Delta t \quad (\text{A.23})$$

Das partielle Differential lautet:

$$u(m_{Adt}) = \sum_{ads,start}^{ads,end} |u(\dot{m}_{Adt,j}) \cdot \Delta t| \quad (\text{A.24})$$

Die Entfeuchtung wird durch die Differenz der Wasserdampfgehalte gemessen:

$$u(\Delta x_S) = \sqrt{(u(x_{S,aus}))^2 + (u(x_{S,ein}))^2} \quad (\text{A.25})$$

Der Fehler der mittleren Entfeuchtung $\Delta \bar{x}$ lautet:

$$u(\Delta \bar{x}_S) = \sum_{ads,start}^{ads,end} \left| \frac{u(\Delta x)}{n} \right| \quad (\text{A.26})$$

Tabelle A.5 gibt die so berechneten Größen an, die die Entfeuchtung nachweisen.

Tabelle A.5.: Zielgrößen der Entfeuchtung mit Fehlerwerten

Größe	$ \Delta \bar{x}_S $ [g/kg]	$ \dot{m}_{Adt} $ [g/s]	$ m_{Adt} $ [g]	
Adsorption	2.5 ± 0.3	1.5 ± 0.2	1891 ± 243	/ 13 %
Desorption	3.3 ± 0.4	2.1 ± 0.3	1993 ± 265	/ 13 %

Für die Berechnung der spezifischen Enthalpie feuchter Luft werden die Wärmekapazitäten und die Verdampfungsenthalpie mit $\bar{c}_{p,L} = 1.0046 \text{ kJ/kg}$, $\bar{c}_{p,D} = 1.863 \text{ kJ/kg}$ und $r_0 = 2500.9 \text{ kJ/kg}$ konstant gehalten.

$$h_{fL} = \bar{c}_{p,L} \cdot \vartheta_L + x \cdot (\bar{c}_{p,D} \cdot \vartheta_L + r_0) \quad (\text{A.27})$$

Die partiellen Differentiale lauten:

$$\frac{\partial h_{fL}}{\partial \vartheta_L} = \bar{c}_{p,L} + x \cdot \bar{c}_{p,D} \quad (\text{A.28})$$

$$\frac{\partial h_{fL}}{\partial \vartheta_L} = \bar{c}_{p,D} \cdot \vartheta_L + r_0 \quad (\text{A.29})$$

Der Fehler wird wieder berechnet:

$$u(h_{fL}) = \sqrt{\left(\frac{\partial h_{fL}}{\partial T} \cdot u(T)\right)^2 + \left(\frac{\partial h_{fL}}{\partial x} \cdot u(x)\right)^2} \quad (\text{A.30})$$

Der in jedem Zeitschritt umgesetzte Wärmestrom wird berechnet.

$$\dot{Q}_{Ads} = \dot{m}_L \cdot (h_{fL,S,aus} - h_{fL,S,ein}) \quad (\text{A.31})$$

Die partiellen Differentiale lauten:

$$\frac{\partial \dot{Q}_{Ads}}{\partial \dot{m}_{L,S}} = h_{fL,S,aus} - h_{fL,S,ein} \quad (\text{A.32})$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{Ads}}{\partial h_{fL,S,aus}} = \dot{m}_{L,S} \quad (\text{A.33})$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{Ads}}{\partial h_{fL,S,ein}} = -\dot{m}_{L,S} \quad (\text{A.34})$$

So kann wieder der Fehler abgeleitet werden:

$$u(\dot{Q}_{Ads}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{Ads}}{\partial \dot{m}_{L,S}} \cdot u(\dot{m}_{L,S})\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{Ads}}{\partial h_{fL,S,ein}} \cdot u(h_{fL,S,ein})\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{Ads}}{\partial h_{fL,S,aus}} \cdot u(h_{fL,S,aus})\right)^2} \quad (\text{A.35})$$

Ähnliches gilt für den Wärmestrom :

$$u(\dot{Q}_{Ads}) = \sum_{ads,start}^{ads,end} \left| u(\dot{Q}_{Ads,j}) \cdot \frac{\Delta t}{n} \right| \quad (\text{A.36})$$

Die für die Regeneration des Sorptionsmaterials zugeführte Energie wird für die Berechnung der Leistungszahl COP benötigt. Diese wird aus der eintretenden Temperatur in der Desorption und der aus Messwerten berechneten Außenlufttemperatur T_U ermittelt.

$$\dot{Q}_{Des} = \dot{m}_{L,Des} \cdot [h_{fL}(x_{S,ein}, T_{S,ein}) - h_{fL}(x_{S,ein}, T_U)] \quad (\text{A.37})$$

Die partiellen Ableitungen lauten:

$$\frac{\partial \dot{Q}_{Des}}{\partial \dot{m}_{L,Des}} = h_{fL,S,ein} - h_{fL,U} \quad (\text{A.38})$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{Des}}{\partial h_{fL,S,ein}} = \dot{m}_{L,Des} \quad (\text{A.39})$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{Des}}{\partial h_{fL,U}} = -\dot{m}_{L,Des} \quad (\text{A.40})$$

So kann der Fehler des instantan zugeführten Wärmestroms berechnet werden.

$$u(\dot{Q}_{Des}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{Des}}{\partial \dot{m}_{L,Des}} \cdot u(\dot{m}_{L,Des})\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{Des}}{\partial h_{fL,S,ein}} \cdot u(h_{fL,S,ein})\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{Des}}{\partial h_{fL,U}} \cdot u(h_{fL,U})\right)^2} \quad (\text{A.41})$$

Durch Summation ergibt sich der Fehler der zugeführten Wärmemenge in der Desorption:

$$u(Q_{Des}) = \sum_{ads,start}^{ads,end} \left| u(\dot{Q}_{Des,j}) \cdot \Delta t \right| \quad (\text{A.42})$$

Zuletzt wird der thermische COP berechnet.

$$COP = \left| \frac{Q_{Ads}}{Q_{Des}} \right| \quad (\text{A.43})$$

Hier lauten die partiellen Ableitungen:

$$\frac{\partial COP}{\partial \dot{Q}_{Ads}} = \frac{1}{Q_{Des}} \quad (\text{A.44})$$

$$\frac{\partial COP}{\partial \dot{Q}_{Des}} = -\frac{Q_{Ads}}{(Q_{Des})^2} \quad (\text{A.45})$$

Und der Fehler kann berechnet werden:

$$u(COP) = \sqrt{\left(\frac{\partial COP}{\partial \dot{Q}_{Ads}} \cdot u(Q_{Ads})\right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial \dot{Q}_{Des}} \cdot u(Q_{Des})\right)^2} \quad (\text{A.46})$$

Die für den Beispielzyklus berechneten Fehler der thermischen Zielgrößen sind in Tabelle A.6 zusammengefasst. Die Fehler fallen für die kürzeren Zyklen ein wenig geringer aus. So liegt für den Zyklus optimaler Zykluszeit von 60 Minuten bei Prototyp II der Fehler der adsorbierten Wassermasse $u(m_{Adt})$ bei ± 70 g und damit etwa 10 % und der Kühlleistung $u(\dot{Q}_{Ads,1})$ ebenfalls bei etwa 120 W und etwa 6 %.

Tabelle A.6.: Beispielberechnung der Zielgrößen und ihrer Fehler

Größe	$ \Delta h_S $ [kJ/kg]	$ \dot{Q}_{Ads,1} $ [W]	$ Q_{Ads} $ [kJ]	COP ₁ [-]
Adsorption	12.5 ± 0.9	$1560 \pm 120 / 8\%$	9570 ± 720	$0.49 \pm 0.05 / 10\%$
Desorption	34.5 ± 0.4	-	19600 ± 1200	-

A.5. Modellierung der Tröpfchenverdunstung

Im Modell der Tropfenverdunstung werden die folgenden zentralen Annahmen getroffen:

- Das ins Volumen eintretende Wasser verdunstet vollständig.
- Das Wasser tritt in jedes Volumen mit gleicher, konstanter Temperatur ein.
- Bei Eintritt in das Volumen nehmen die Wassertropfen instantan die Temperatur des Luftvolumens an.
- Stoff- und Wärmeübergangskoeffizienten sind zeitlich und örtlich konstant.
- Die spezifischen Wärmekapazitäten der Luft, des Wassers sowie des Wasserdampfes können in dem relevanten Temperaturbereich als konstant angenommen werden.
- Axiale Wärmeleitung wird nicht berücksichtigt.
- Wärmeverluste an die Umgebung werden vernachlässigt.

Die Massenbilanz des Luftvolumens schreibt sich dann analog zum Modell der Filmverdunstung:

$$\frac{dm_{L,Vol}}{dt} = \dot{m}_{L,ein} - \dot{m}_{L,aus} \quad (\text{A.47})$$

$$\frac{dm_{D,Vol}}{dt} = \dot{m}_{L,ein} \cdot x_{ein} + \frac{dm_W}{dt} - \dot{m}_{L,aus} \cdot x_{aus} \quad (\text{A.48})$$

Der verdunstende Wassermassenstrom wird über eine treibende Wasserdampfgehalt-differenz beschrieben. Die treibende Kraft ist die Differenz des Sättigungswasserdampfgehalts in Abhängigkeit von der Temperatur des Wassers, das die Lufttemperatur T_{Vol} angenommen hat, und des Wasserdampfgehalts im Verdunstungsvolumen. Es wird ein Stoffübergangskoeffizient der Tropfenverdunstung $\beta_{V,T}$ angesetzt. A_T ist die stoffübertragende Oberfläche der Tropfen.

$$\frac{dm_W}{dt} = \dot{m}_V = \beta_{V,T} \cdot \rho_A \cdot A_T \cdot [x_{Sat}(T_{Vol}) - x_{Vol}] \quad (\text{A.49})$$

Die Energiebilanz berücksichtigt die ein- und ausströmenden Enthalpieströme der feuchten Luft $\dot{H}_{fL,ein}$, $\dot{H}_{fL,aus}$, den bei der Abkühlung des Wassers auf die Temperatur des Luftvolumens abgegebenen sensiblen Wärmestrom $\dot{Q}_{W,sens}$ und den konvektiv von der Wärmeübertragerwand übertragenen Wärmestrom $\dot{Q}_{CV,Vol}$.

$$\frac{dH_{fL,Vol}}{dt} = \dot{H}_{fL,ein} + \dot{Q}_{CV,Vol} + \dot{Q}_{W,sens} - \dot{H}_{fL,aus} \quad (\text{A.50})$$

Der konvektive Wärmestrom ist proportional zur Differenz der Temperatur im Luftvolumen und der Temperatur der Wärmeübertragerwand. A ist die Wärme übertragende Fläche.

$$\dot{Q}_{CV,Vol} = \alpha_V \cdot A \cdot (T_{WU} - T_{Vol}) \quad (\text{A.51})$$

Das eintretende Wasser kühlt sich instantan auf die Temperatur des Luftvolumens ab und gibt dabei Wärme an das Luftvolumen ab. Dieser Term ist sehr klein im Verhältnis zu dem umgesetzten Wärmestrom des Phasenwechsels.

$$\dot{Q}_{W,sens} = c_{p,W} \cdot \dot{m}_V \cdot (T_{W,ein} - T_{Vvol}) \quad (\text{A.52})$$

Das Verdunstungsvolumen wird dann über den konvektiven Wärmestrom an die Wand des Sorptionswärmeübertragers angekoppelt.

$$\dot{Q}_{CV,Vvol} = -\dot{Q}_{WU,b} \quad (\text{A.53})$$

Die Temperaturänderung im Verdunstungsvolumen ist durch diese Beschreibung bereits eindeutig über die Energiebilanz festgelegt. Die für den Phasenwechsel benötigte Energie wird durch eine Verringerung der Temperatur im Luftvolumen aufgebracht. Dies wird deutlich, wenn das Volumen vereinfacht als adiabat angenommen wird ($\dot{Q}_{CV,Vvol} = 0 \text{ W}$) und der Enthalpiestrom des flüssigen Wassers vernachlässigt wird. Im stationären Fall gilt dann:

$$0 = \dot{H}_{fL,ein} - \dot{H}_{fL,aus} \quad (\text{A.54})$$

Daher gilt näherungsweise bei konstantem Trockenluftmassenstrom $\dot{m}_{L,Vvol}$:

$$h_{fL,ein}(x_{ein}, T_{Vvol,ein}) = h_{fL,aus}(x_{aus}, T_{Vvol,aus}) \quad (\text{A.55})$$

Der verdunstende Wassermassenstrom und damit der Austrittswasserdampfgehalt x_{aus} wurden durch die Massenbilanz festgelegt. Unter Berücksichtigung des Zusammenhangs für die spezifische Enthalpie der feuchten Luft h_{fL} kann dann die Lufttemperatur $T_{Vvol,aus}$ eindeutig bestimmt werden.

$$h_{fL} = c_{p,L} \cdot (T - T_0) + x \cdot (c_{p,D} \cdot (T - T_0) + r_0) \quad (\text{A.56})$$

Die Energie für den Phasenwechsel wird vollständig in eine Temperaturabsenkung der Luft umgesetzt.

$$T_{Vvol,aus} = \frac{h_{fL,ein} - r_0}{c_{p,L} + c_{p,W} \cdot x_{Vvol,aus}} \quad (\text{A.57})$$

Dies gilt in ähnlicher Weise in der um die konvektiven und sensiblen Terme erweiterten Energiebilanz (Gleichung A.50).

A.6. Kalibrierungsrechnungen

Die Ergebnisse der Kalibrierungsrechnungen an zwei kurzen verdunstungsgekühlten Sorptionszyklen sind für Prototyp I und II in Tabelle A.7 dargestellt.

Tabelle A.7.: Ergebnisse der Kalibrierungsrechnungen an PT I und PT II

Größe	Einheit	PT I	PT I	PT II	PT II
		Simulation	Messung	Simulation	Messung
Zyklus 1					
$\bar{T}_{S,aus}$	[°C]	27.2	27.6	28.6	28.7
$\bar{x}_{S,aus}$	[g/kg]	9.0	9.1	8.4	8.5
m_{Adt}	[kg]	0.527	0.520	0.869	0.837
$\dot{Q}_{Ads,1}$	[W]	1922	1877	2307	2252
COP ₁	[-]	0.81	0.79	0.92	0.89
Abweichung m_{Adt}	[%]	1.4	n.a.	3.8	n.a.
Abweichung $\dot{Q}_{Ads,1}$	[%]	2.4	n.a.	2.4	n.a.
Zyklus 2					
$\bar{T}_{S,aus}$	[°C]	27.5	27.3	28.4	28.4
$\bar{x}_{S,aus}$	[g/kg]	9.0	9.0	8.4	8.5
m_{Adt}	[kg]	0.515	0.519	0.808	0.767
$\dot{Q}_{Ads,1}$	[W]	1868	1905	2265	2211
COP ₁	[-]	0.80	0.82	n.a.	n.a.
Abweichung m_{Adt}	[%]	0.8	n.a.	5.3	n.a.
Abweichung $\dot{Q}_{Ads,1}$	[%]	1.9	n.a.	2.5	n.a.
σ_{zyk}	[-]	0.05106	n.a.	0.04587	n.a.

Zusätzlich sind die Temperatur- und Feuchteverläufe dieser Rechnungen für alle Messstellen in den folgenden Abbildungen A.4 und A.5 dargestellt.

Für die Darstellungen für Prototyp I wurden geglättete Feuchteverläufe am Eintritt und Austritt beider Seiten dargestellt. Die folgenden Abweichungen zwischen Messung und Simulation können beobachtet werden. Die gemessene Austrittstemperatur $T_{V,aus}$ auf der Wasserseite liegt deutlich unter der simulierten Temperatur. Dies könnte wie in der Arbeit ausgeführt dahingehend zu deuten sein, dass keine ausgeprägte Filmverdunstung stattfindet, sondern eine Tröpfchenverdunstung dominiert. Der Mittelwert der internen Temperaturen $T_{4,int}$ und $T_{5,int}$ wird durch die Simulation wieder gut wiedergegeben. Zu Beginn der Adsorption zeigt sich hier wie auch im Verlauf der Austrittstemperatur $T_{S,aus}$ eine schnellere Dynamik in der Simulation. Dies könnte auf eine Sensorträgheit (bei $T_{S,aus}$) oder aber durch eine noch nicht vollkommen zutreffende Berücksichtigung der thermischen Massen des Wärmeübertrager im Modell zurückzuführen sein. Im Allgemeinen folgen die Verläufe aber sehr gut den gemessenen Verläufen, insbesondere die Austrittsfeuchte der Sorptionsseite.

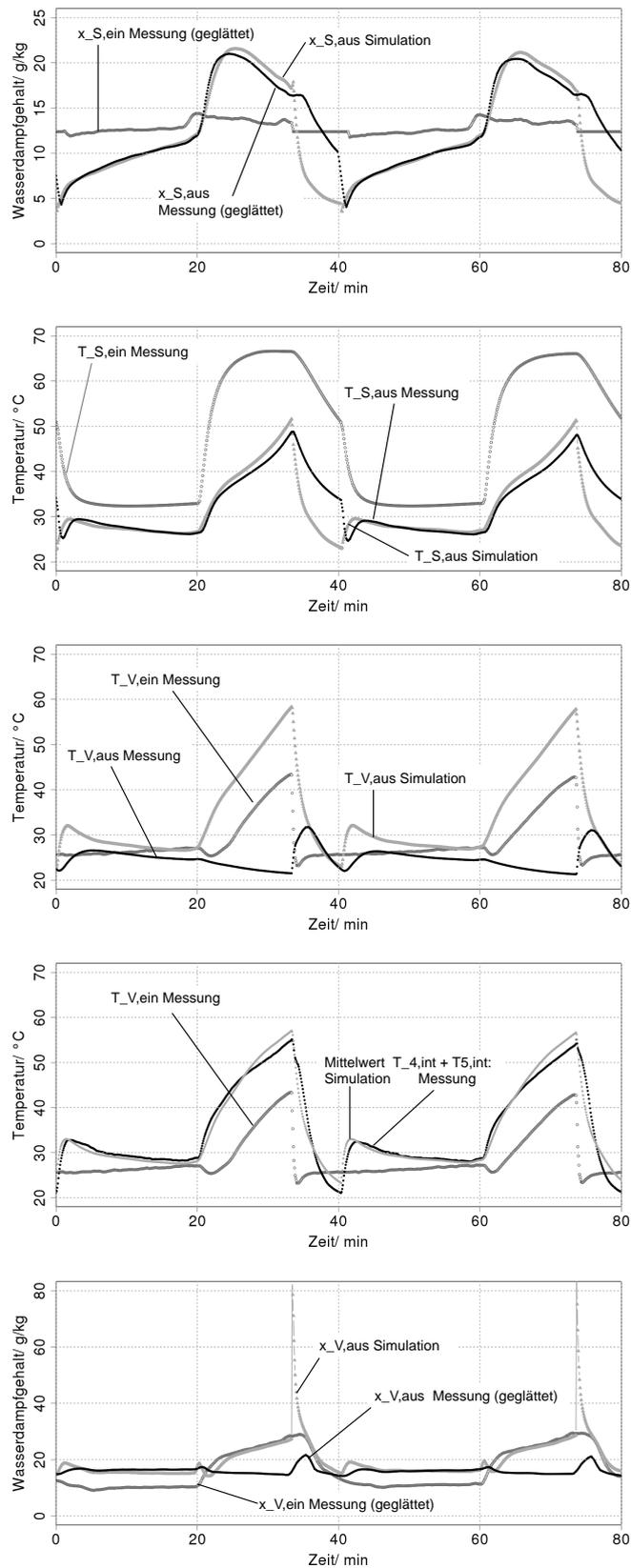


Abbildung A.4.: Darstellung der Kalibrierungssimulation für Prototyp I

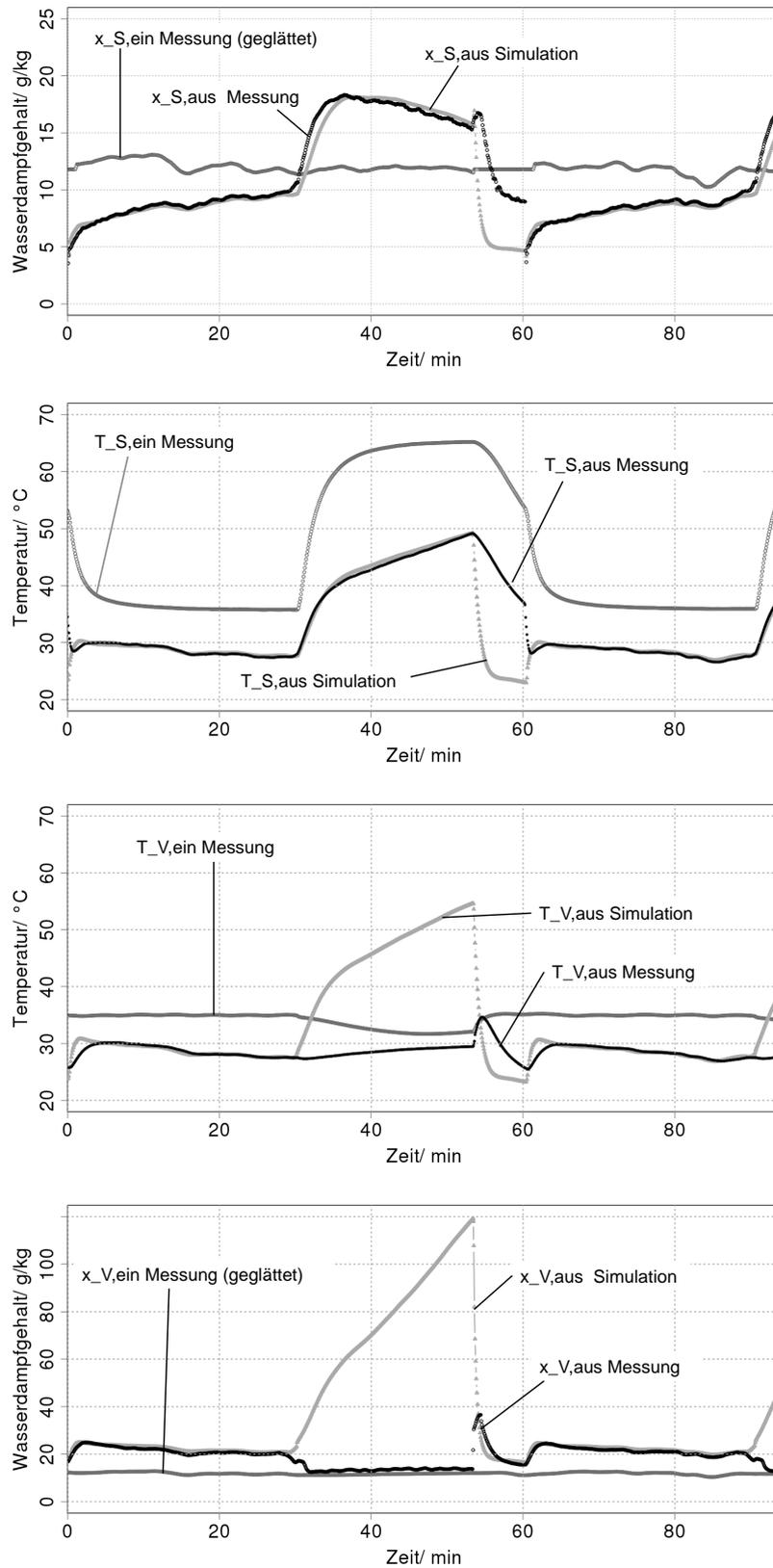


Abbildung A.5.: Darstellung der Kalibrierungssimulation für Prototyp II

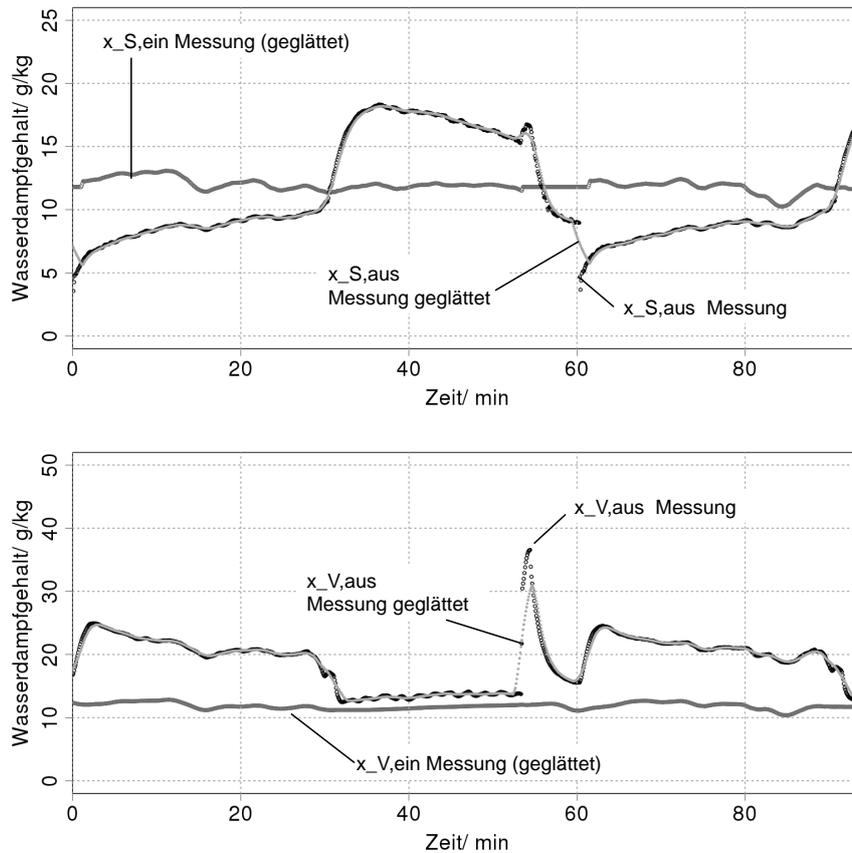


Abbildung A.6.: Glättung der Wasserdampfgehalte für die Simulation: Feuchtespitzen werden gedämpft

Für Prototyp II sind die ungeglätteten gemessenen Wasserdampfgehalte der Kühl- und Sorptionsseite am Austritt des Wärmeübertragers dargestellt. Der Vergleich mit der gemessenen Entfeuchtungsspitze zu Beginn der Adsorption zeigt eine sehr gute Übereinstimmung. Auch die weiteren Verläufe decken sich in der Adsorption sehr gut. In der Desorption wird in der Messung die Verdunstung auf der Kühlseite im Wärmeübertrager nicht erfasst, da die Sensoren in Strömungsrichtung vor der kühlseitigen Klappe V1 installiert sind, die in der Zwischenkühlphase geschlossen ist. Dies führt zu dem abweichenden Verlauf.

Die Abbildung A.6 stellt zusätzlich die durch diese Glättung auftretende Dämpfung des Wasserdampfgehalts am Austritt des Wärmeübertragers dar. Es kommt zu einer Glättung der Feuchtespitzen. Bei geringen Transienten wird der Verlauf ohne großen Informationsverlust wiedergegeben. Die Glättung des Eintrittswasserdampfgehaltes kann als zulässig interpretiert werden.

A.7. Graphiken: Variation der Desorptionstemperatur (PT I)

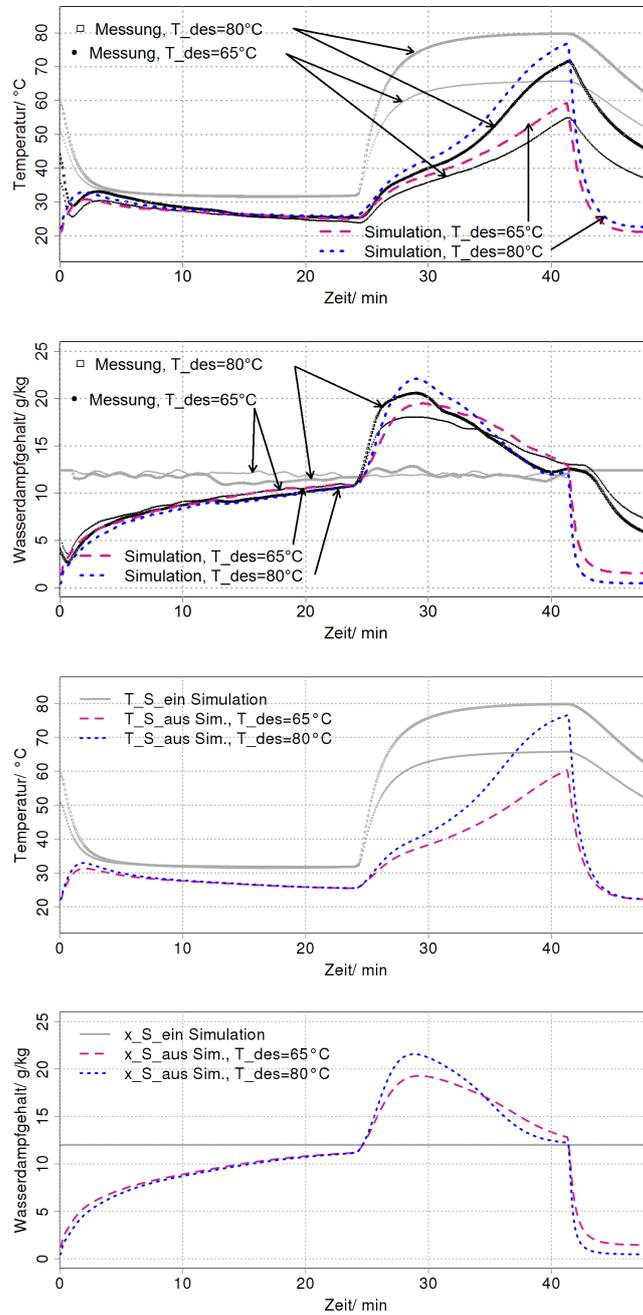


Abbildung A.7.: Verdunstungsgekühlte Sorptionsprozesse mit 60 Minuten Zykluszeit für Desorptionstemperaturen von 65 °C und 85 °C: Standardparametersatz der Validierung und $\rho_{Ads} = 645 \text{ kg/m}^3$ (oben) und Kontrollsimulation mit konstanten Eintrittswasserdampfgehalt und $\rho_{Ads} = 600 \text{ kg/m}^3$ (unten)

A.8. Temperaturrampe der Untersuchung der Strömungskonfigurationen

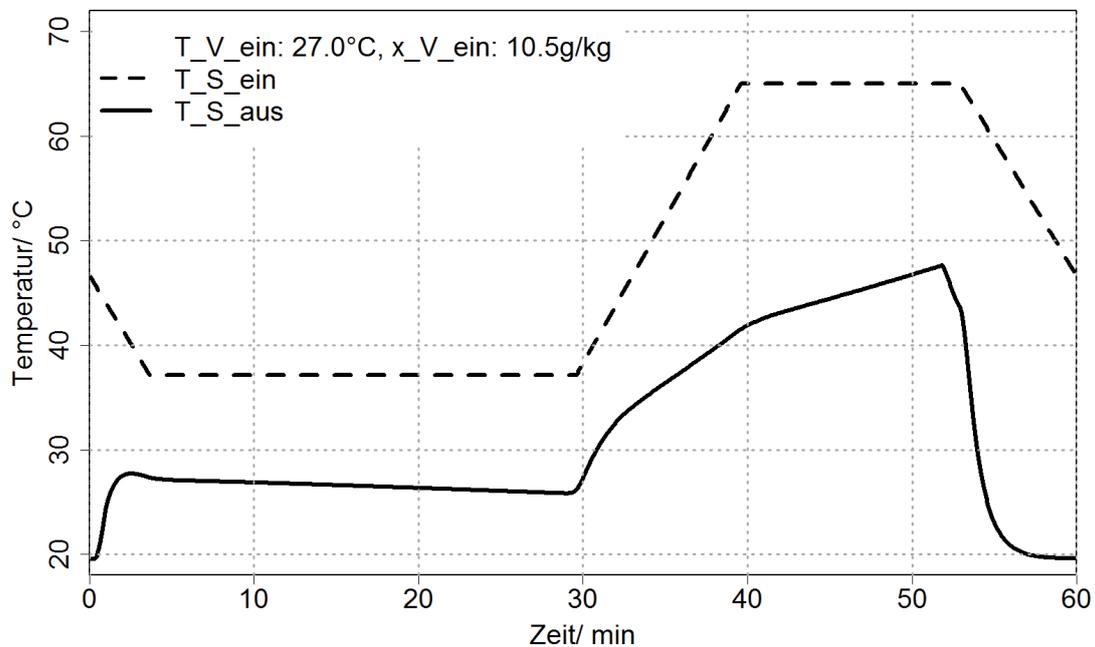


Abbildung A.8.: Temperaturverläufe bei Vereinfachung des Eintrittstemperaturverlaufs durch eine Rampenfunktion

A.9. Darstellung der Validierungssimulationen für Prototyp I und II

Im Folgenden werden die Temperatur- und Feuchteverläufe im Vergleich von Messung (geglättete Verläufe) und Simulation für Prototyp I und II dargestellt. Für Prototyp I stellen diese die Variation der Zykluszeit dar. Für Prototyp II enthalten diese die Messungen der Variation der Randbedingungen.

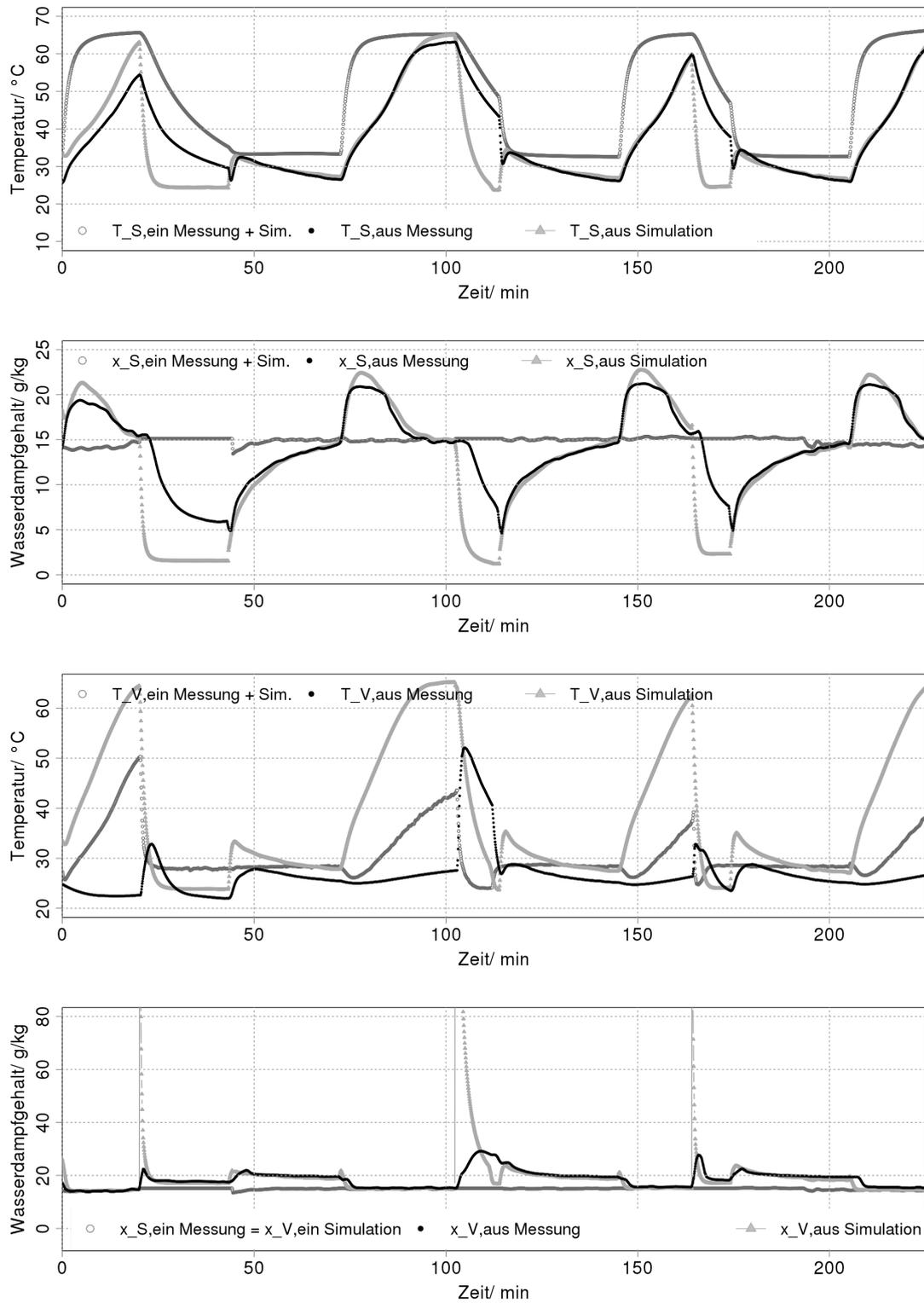


Abbildung A.9.: Validierung Prototyp I, Datum der Messung: 26.11.2009, Zykluszeit: 60 Minuten

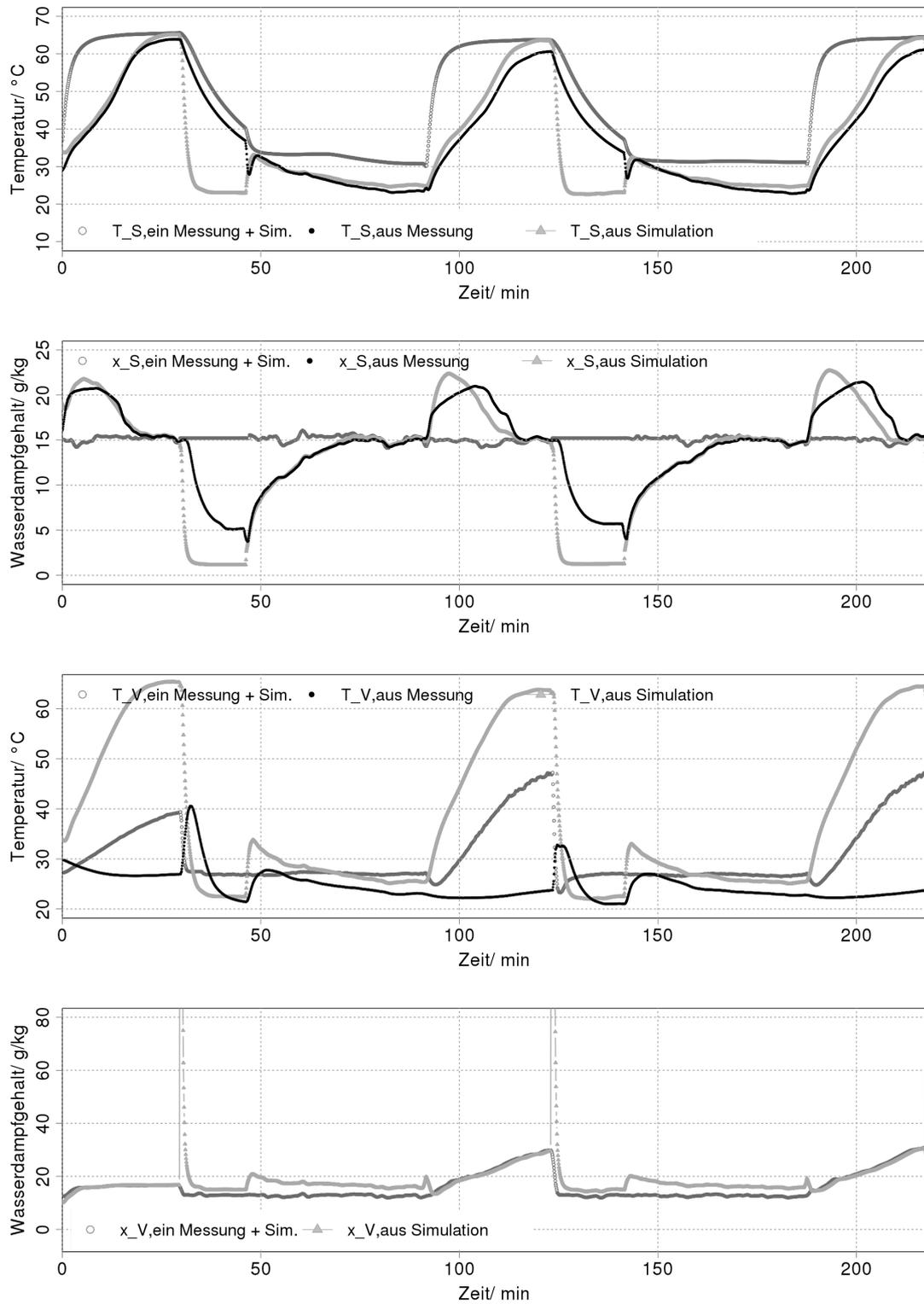


Abbildung A.10.: Validierung Prototyp I, Datum der Messung: 01.12.2009, langer Zyklus: 90 Minuten, verdunstungsgekühlt

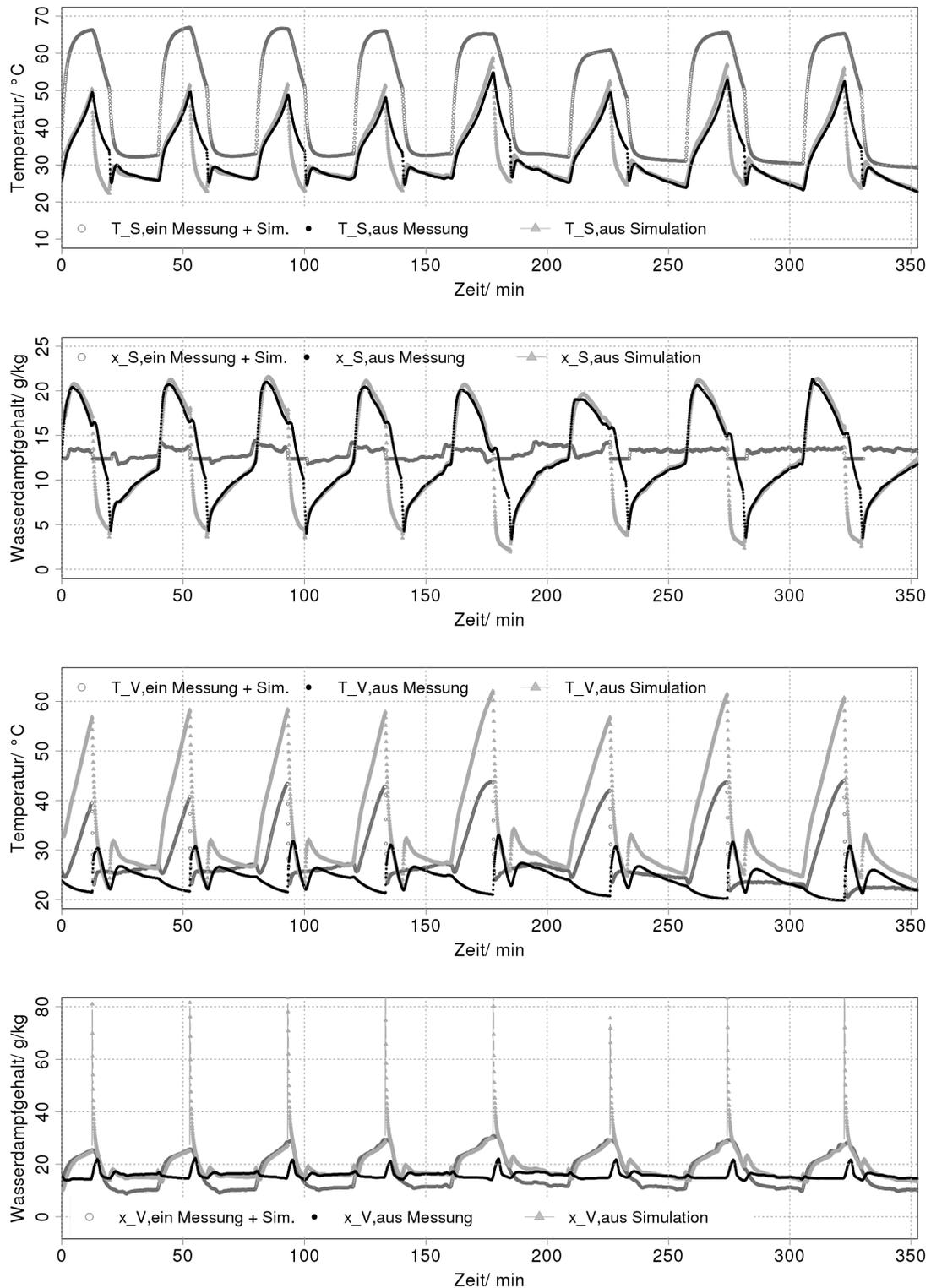


Abbildung A.11.: Validierung Prototyp I, Datum der Messung: 17.12.2009, Zykluszeit: 40 Minuten (links) und 48 Minuten (rechts)

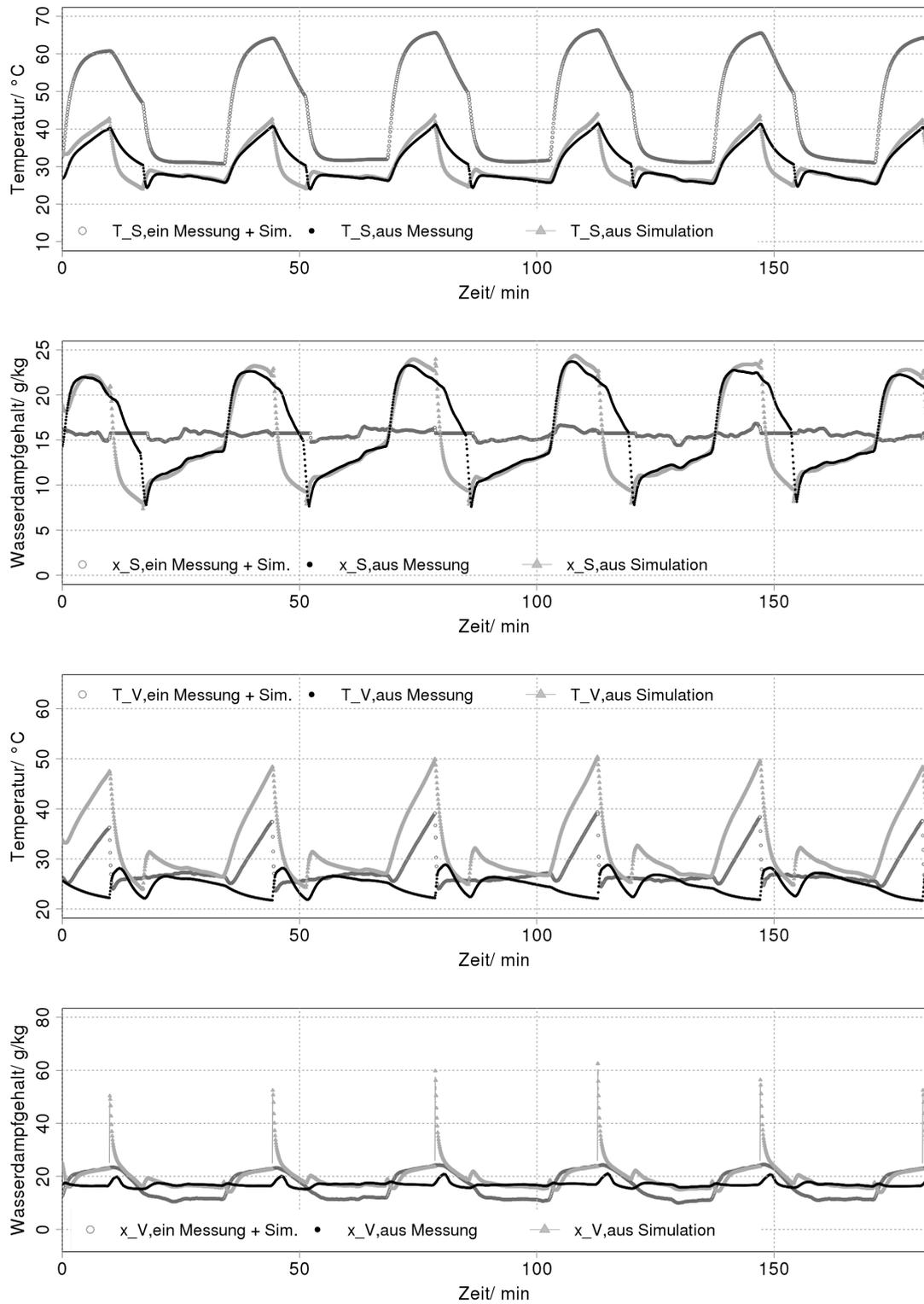


Abbildung A.12.: Validierung Prototyp I, Datum der Messung: 21.12.2009, Zykluszeit: 34 Minuten

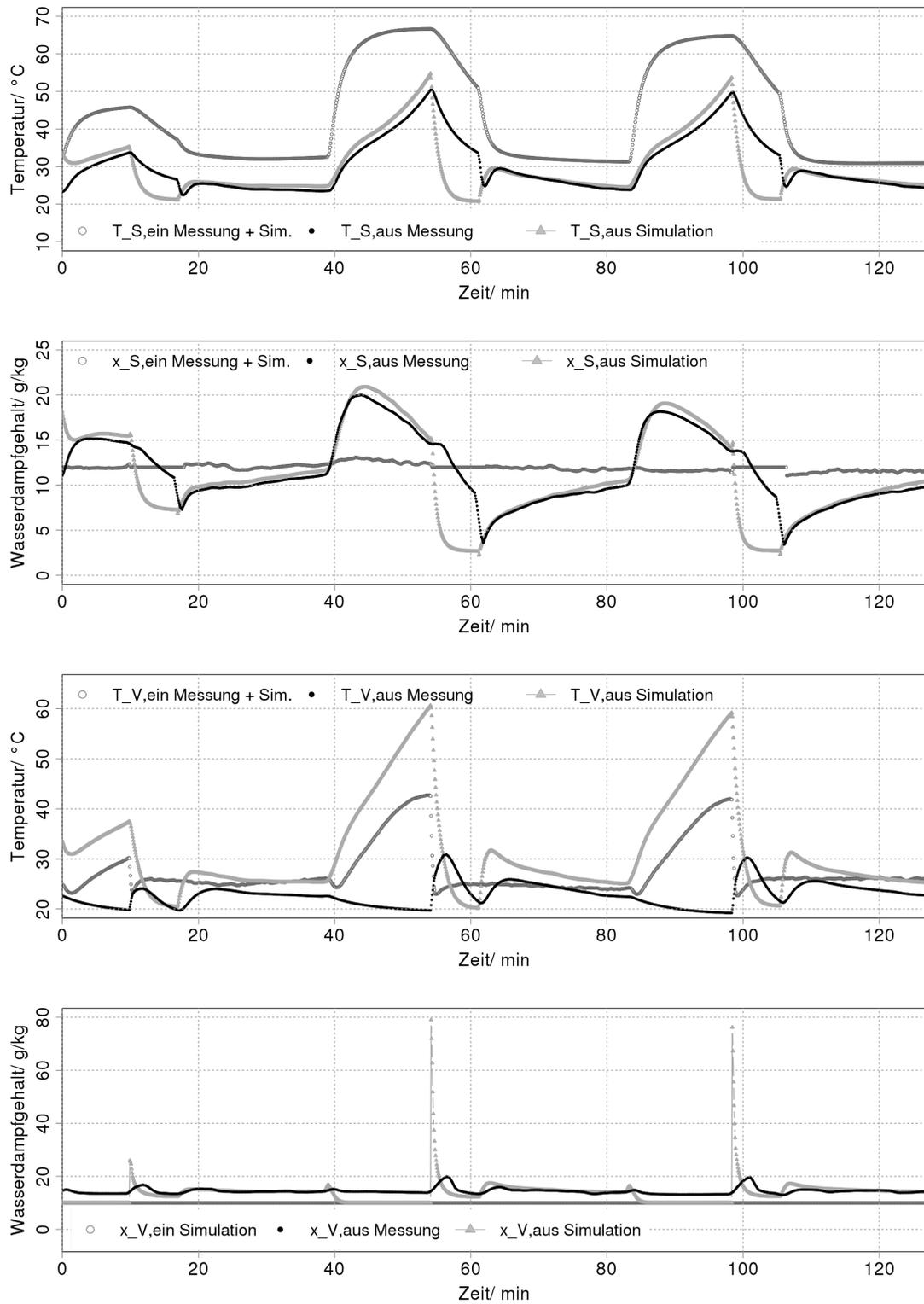


Abbildung A.13.: Validierung Prototyp I, Datum der Messung: 10.01.2010, Zykluszeit: 43 Minuten

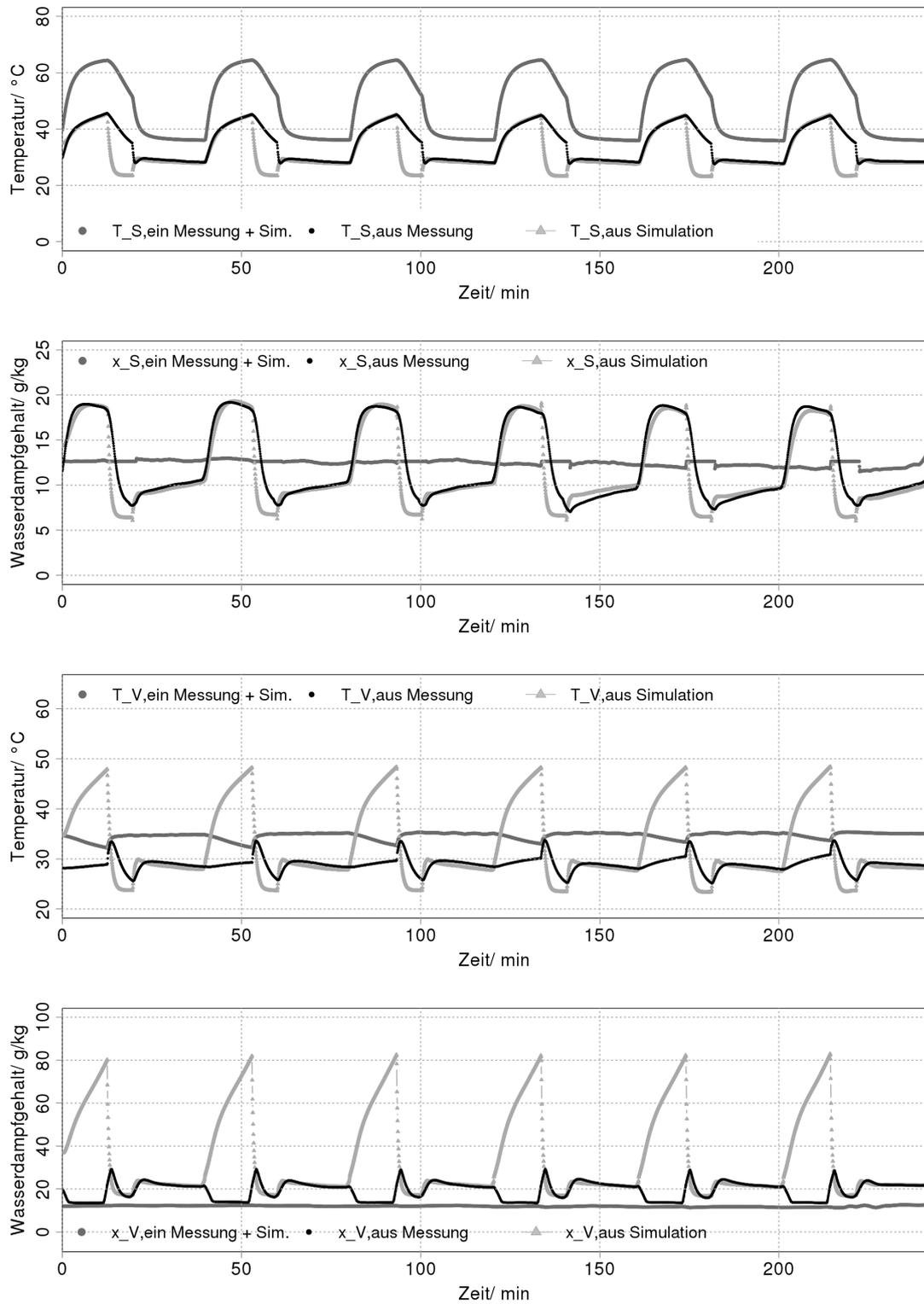


Abbildung A.14.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 01.07.2010, Zykluszeit 40 Minuten

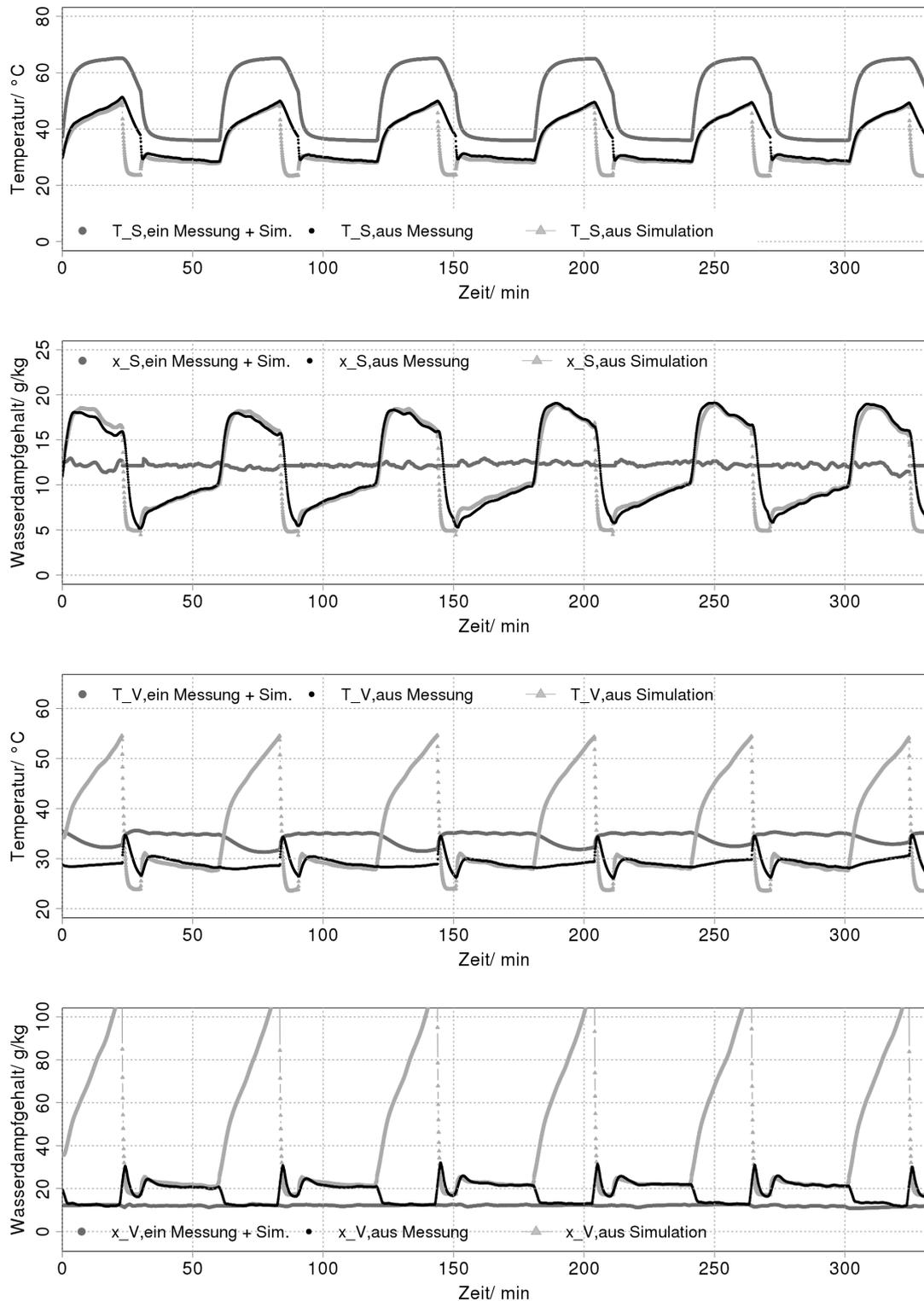


Abbildung A.15.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 05.07.2010, Standardversuch, Zykluszeit: 60 Minuten, $T_{Des} = 65^{\circ}\text{C}$, $x_S = 12\text{ g/kg}$

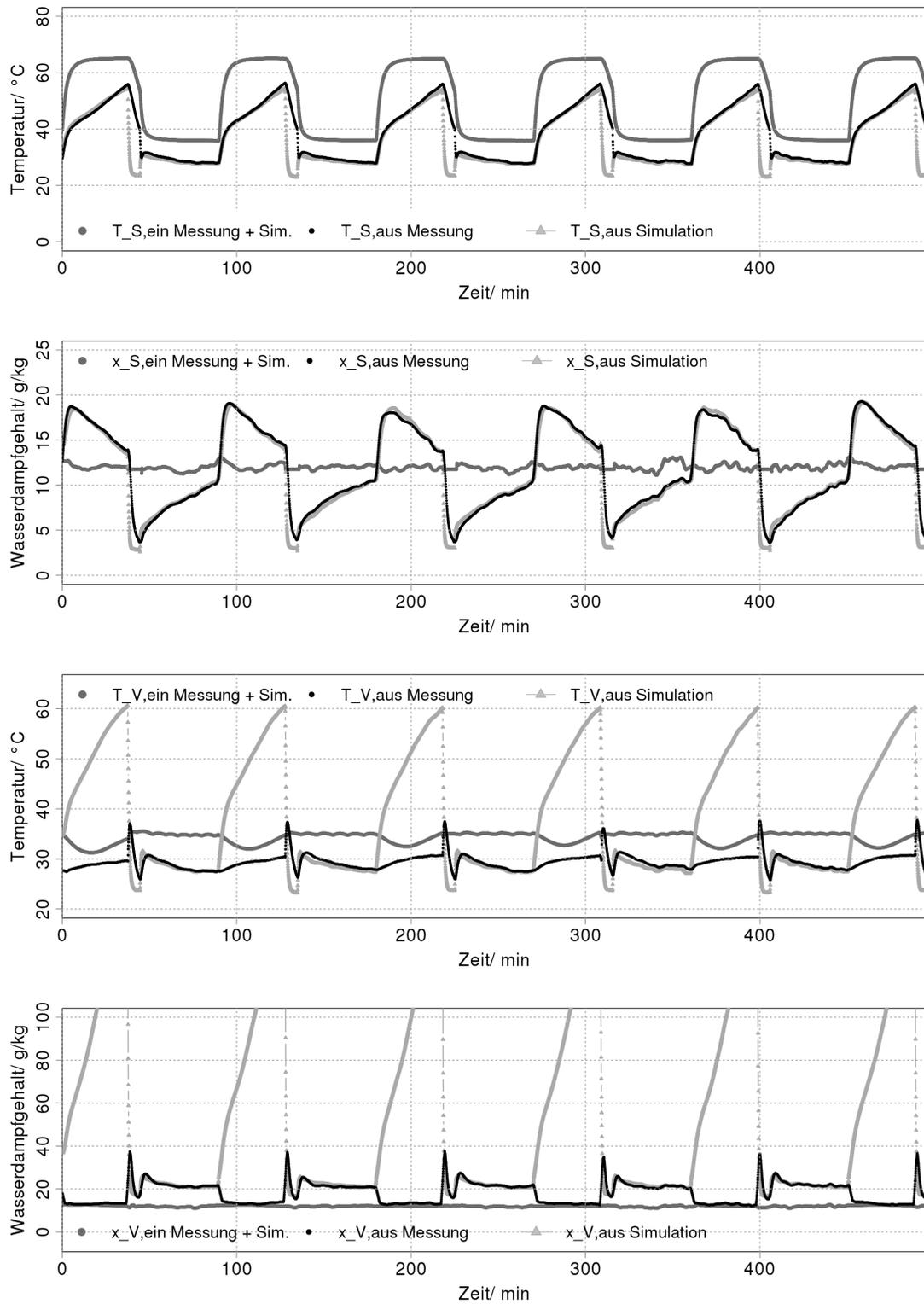


Abbildung A.16.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 06.07.2010, Zykluszeit: 90 Minuten

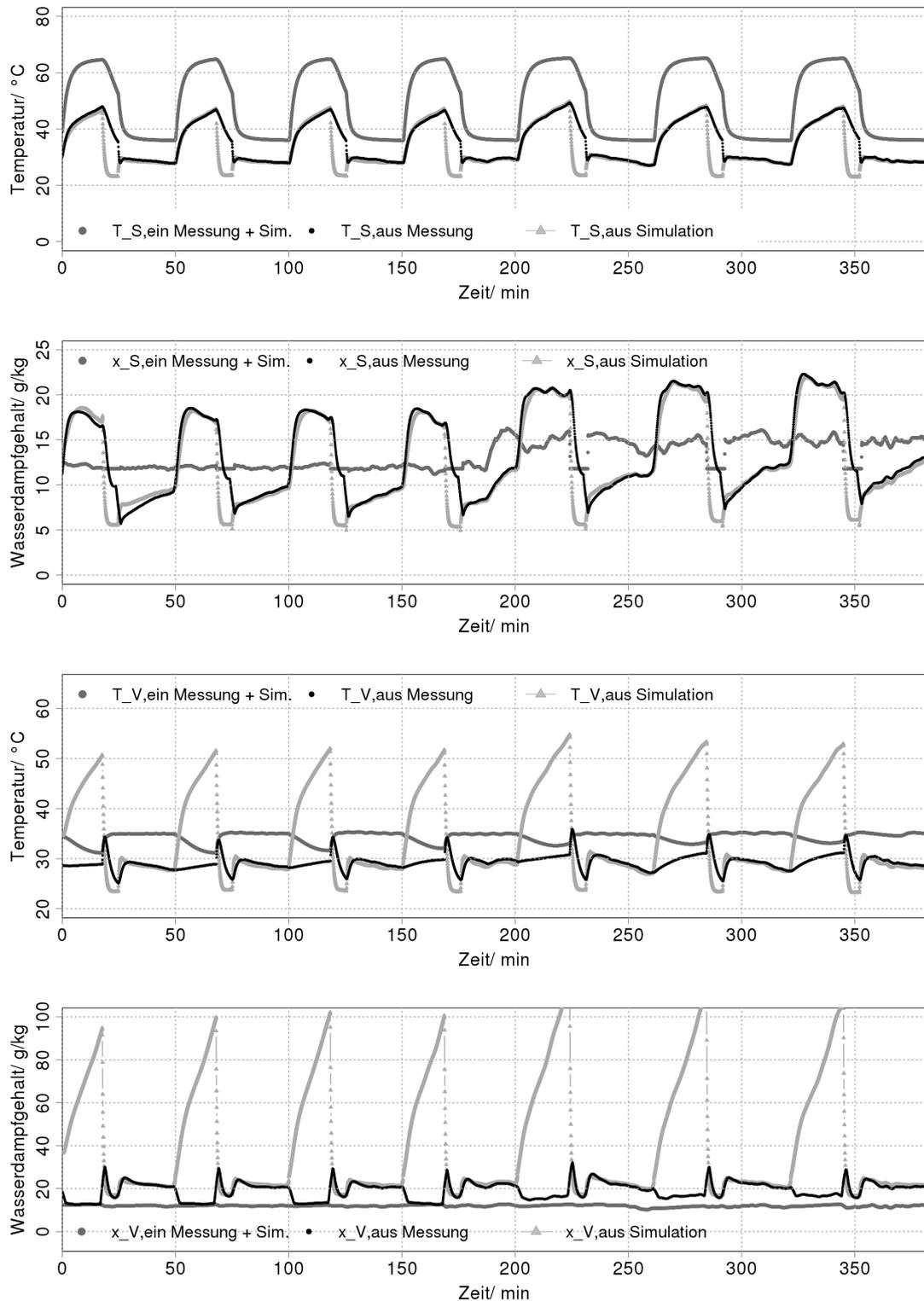


Abbildung A.17.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 15.07.2010, Zykluszeit: 50 Minuten, Variation Wasserdampfgehalt x_S

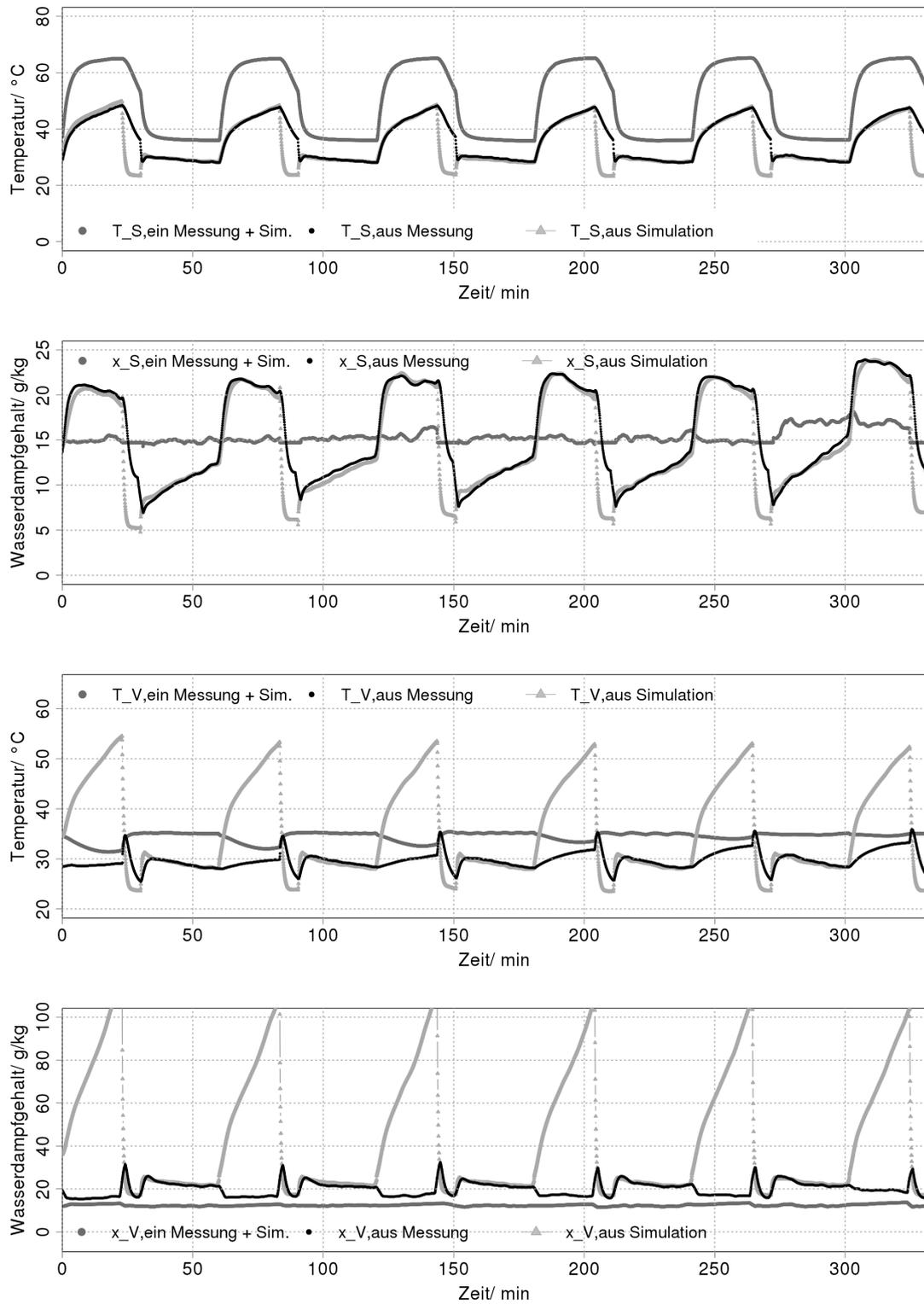


Abbildung A.18.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 16.07.2010, $x_S = 15$ g/kg

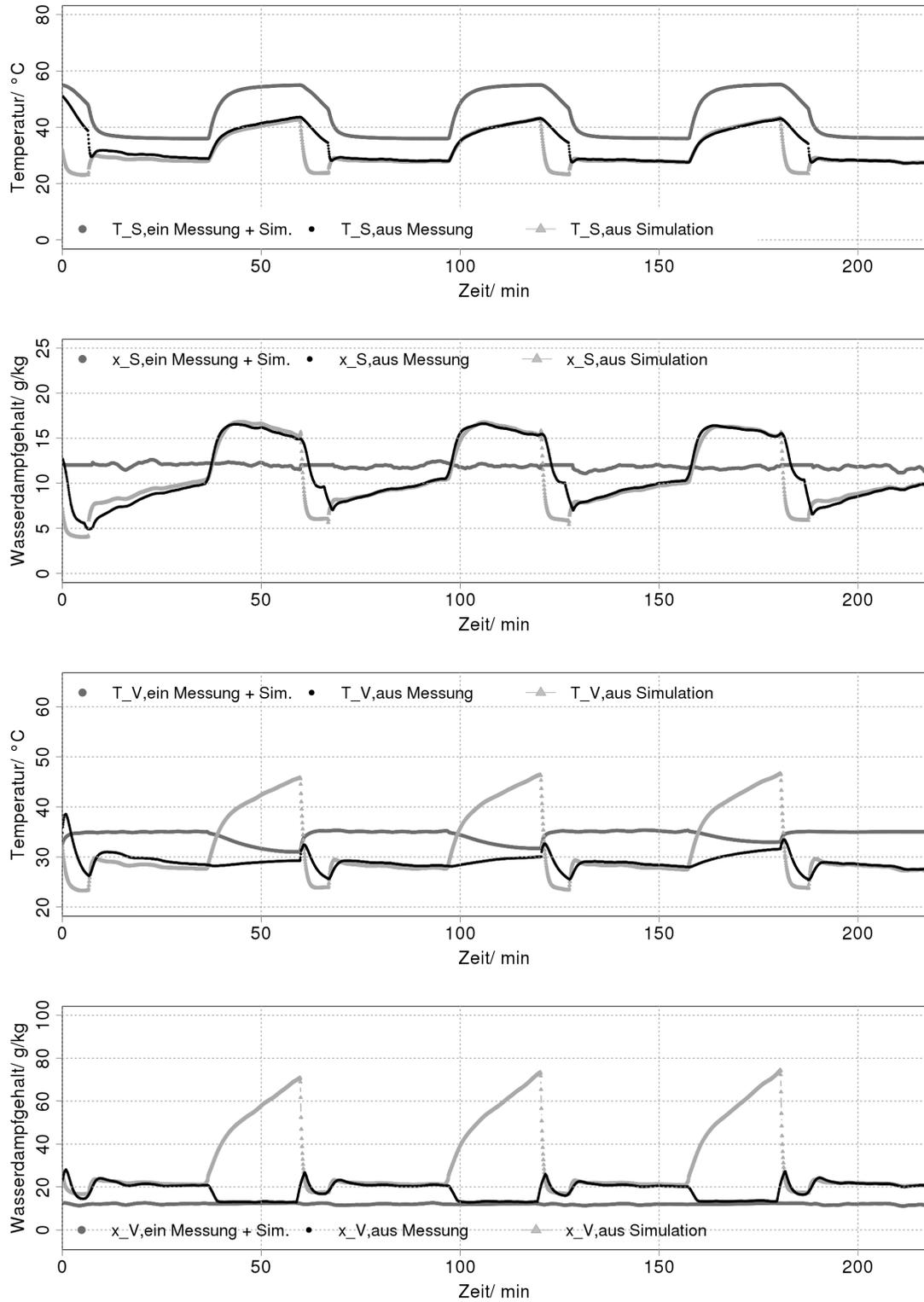


Abbildung A.19.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 19.07.2010, $T_{Des} = 55^{\circ}\text{C}$

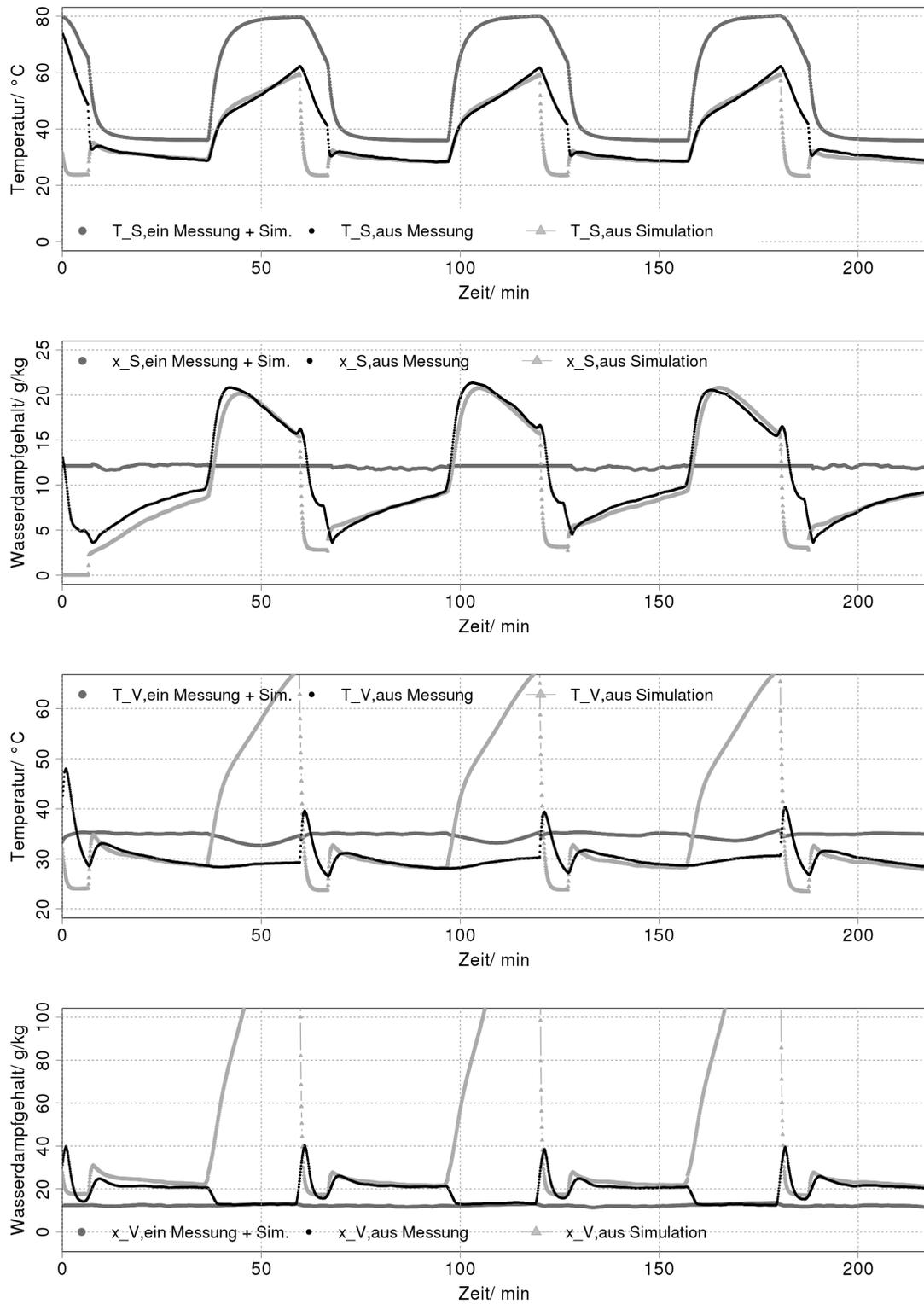


Abbildung A.20.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 20.07.2010, $T_{Des} = 80^{\circ}\text{C}$

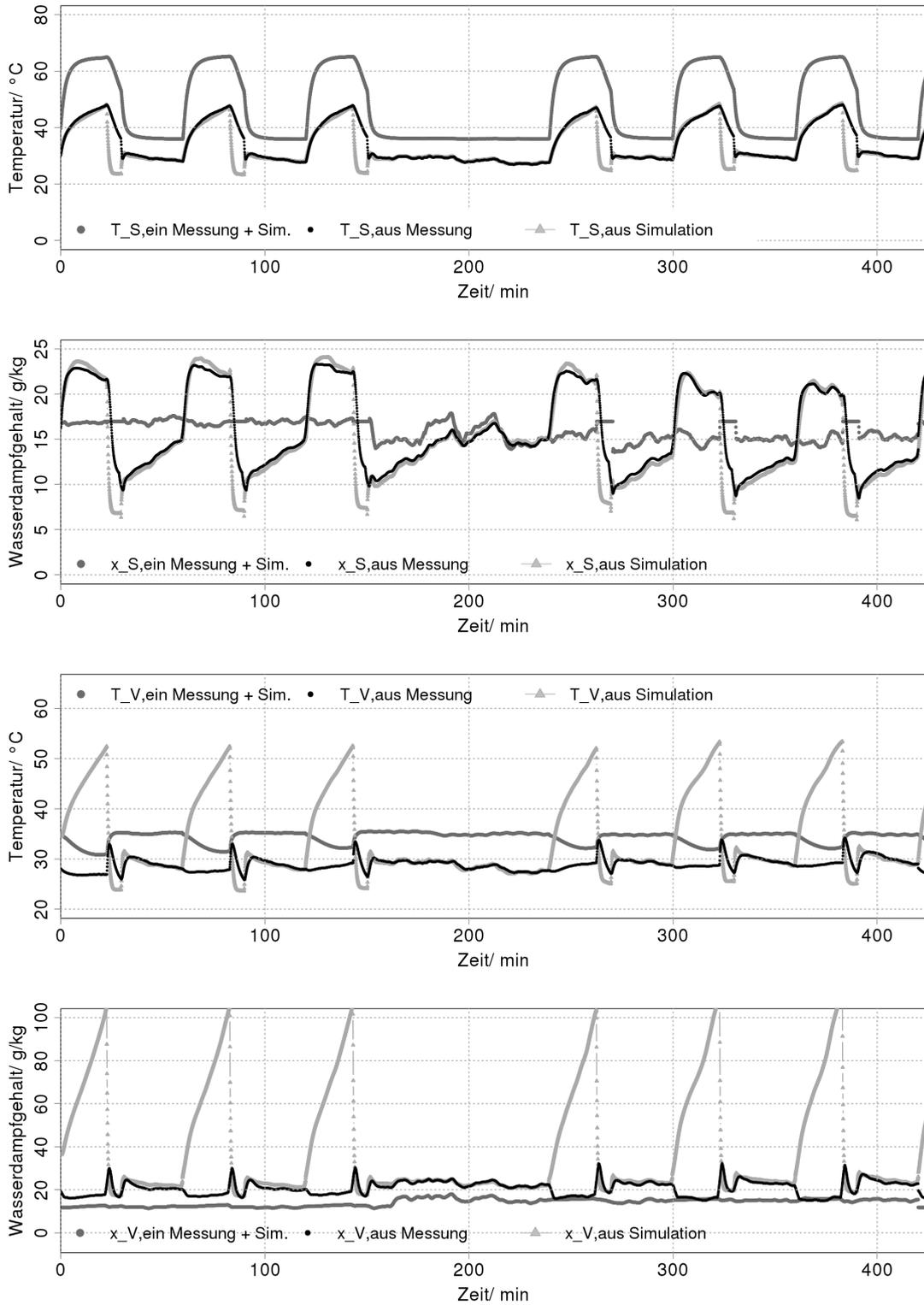


Abbildung A.21.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 26.07.2010, Wasserdampfgehalt $x_S = x_V = 15$ g/kg links

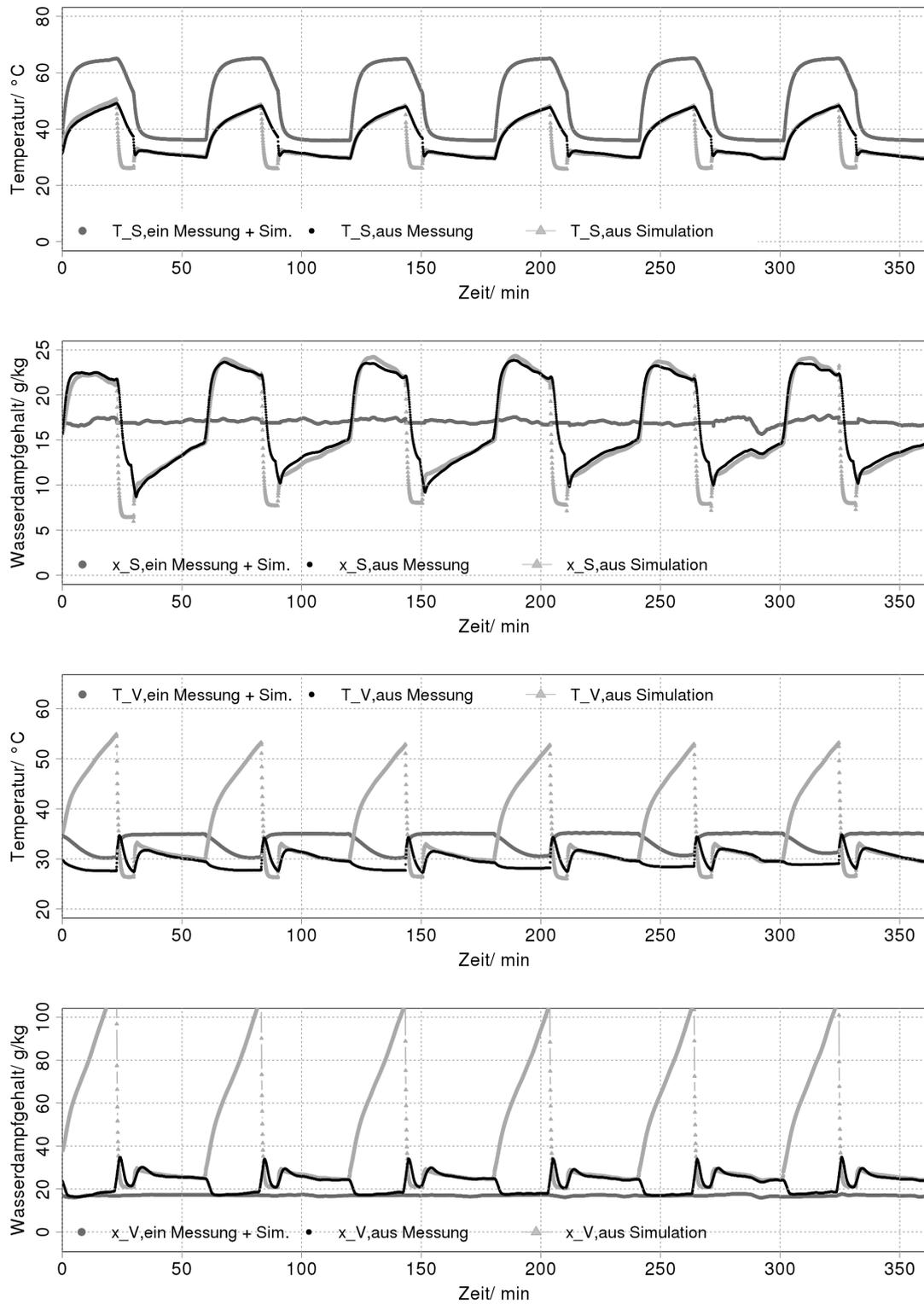


Abbildung A.22.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 28.07.2010, Wasserdampfgehalt $x_S = x_V = 17 \text{ g/kg}$

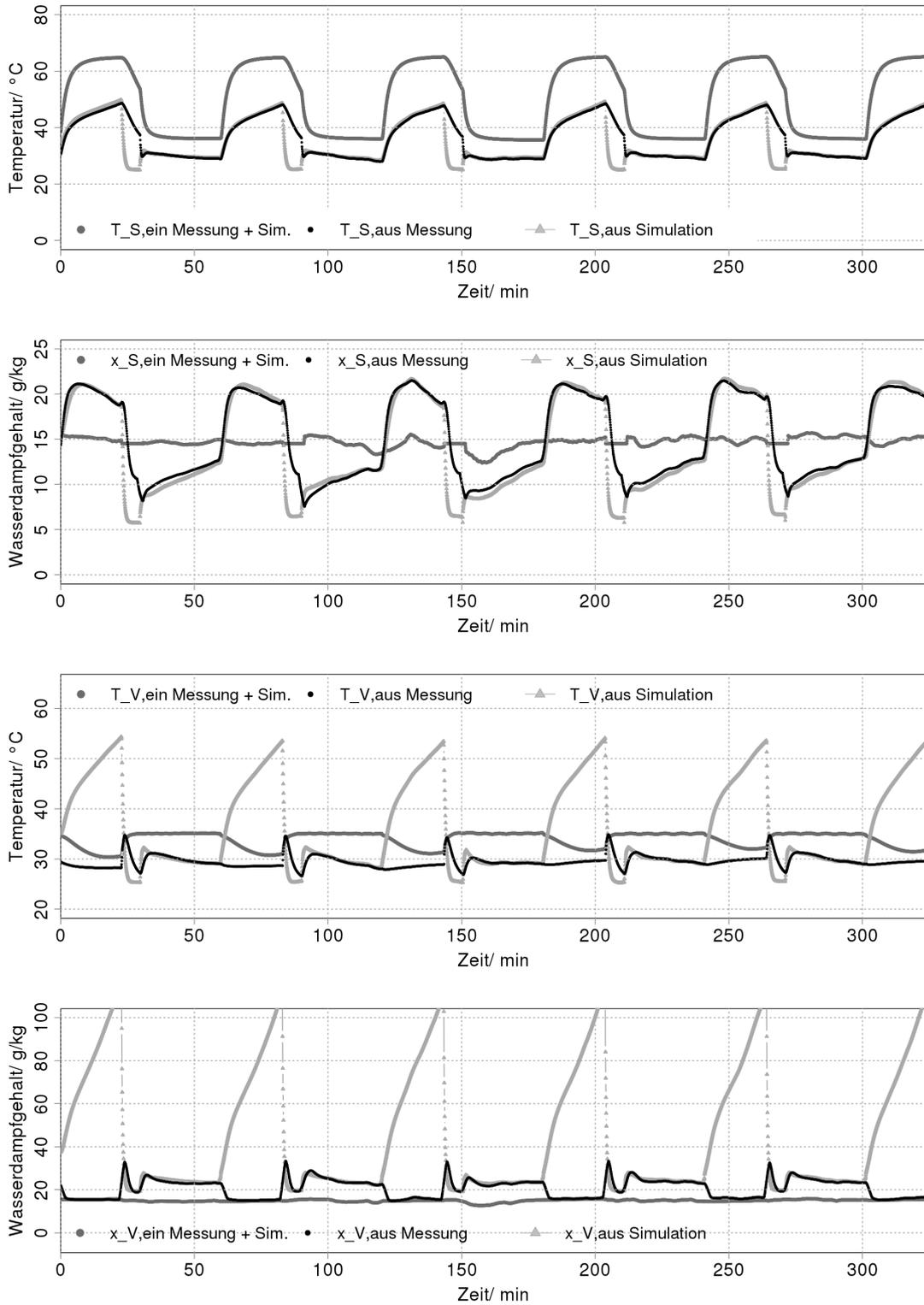


Abbildung A.23.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 29.07.2010, Wasserdampfgehalt $x_S = x_V = 15$ g/kg links, Wiederholung

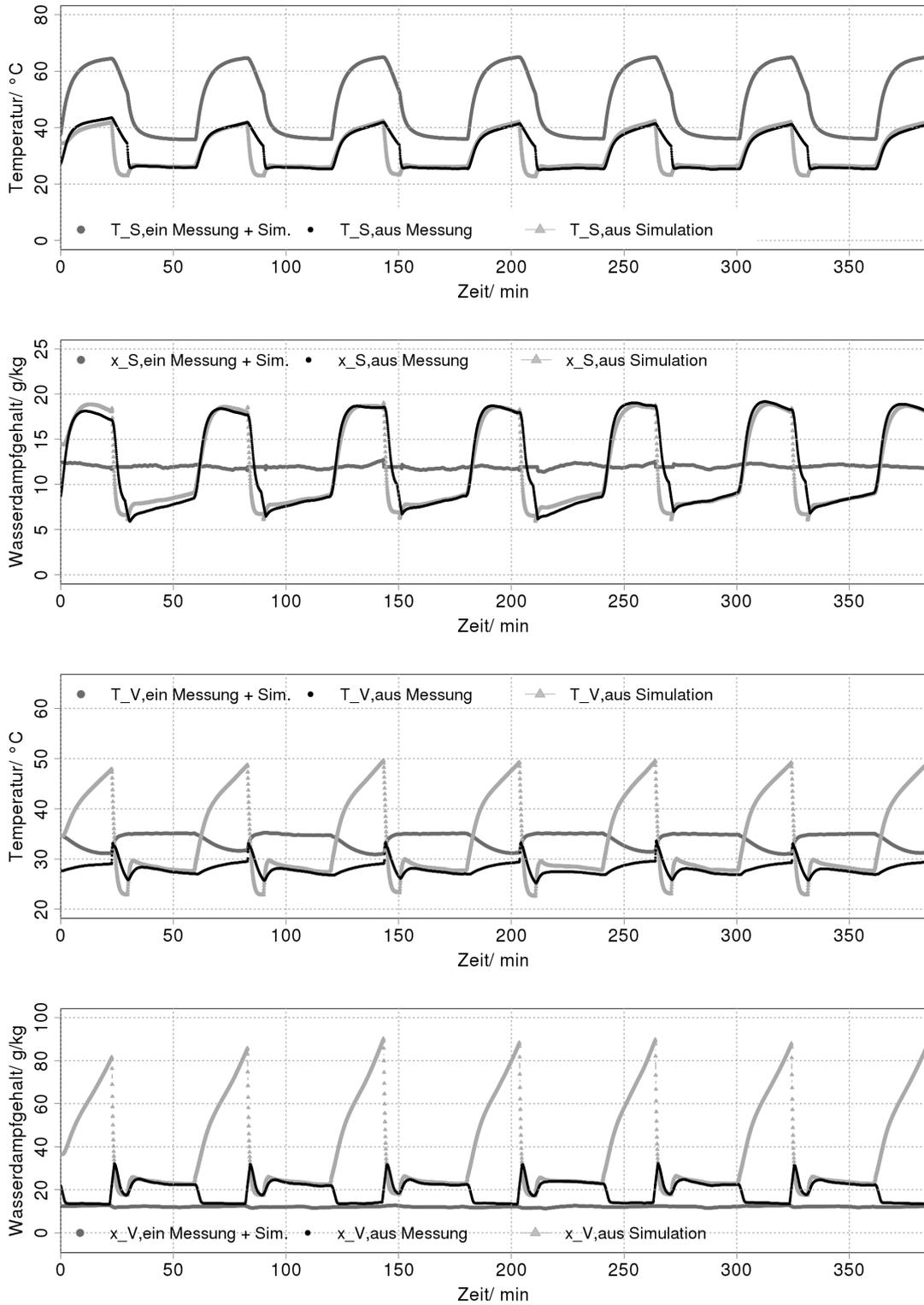


Abbildung A.24.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 30.07.2010, alle Massenströme 250 kg/h

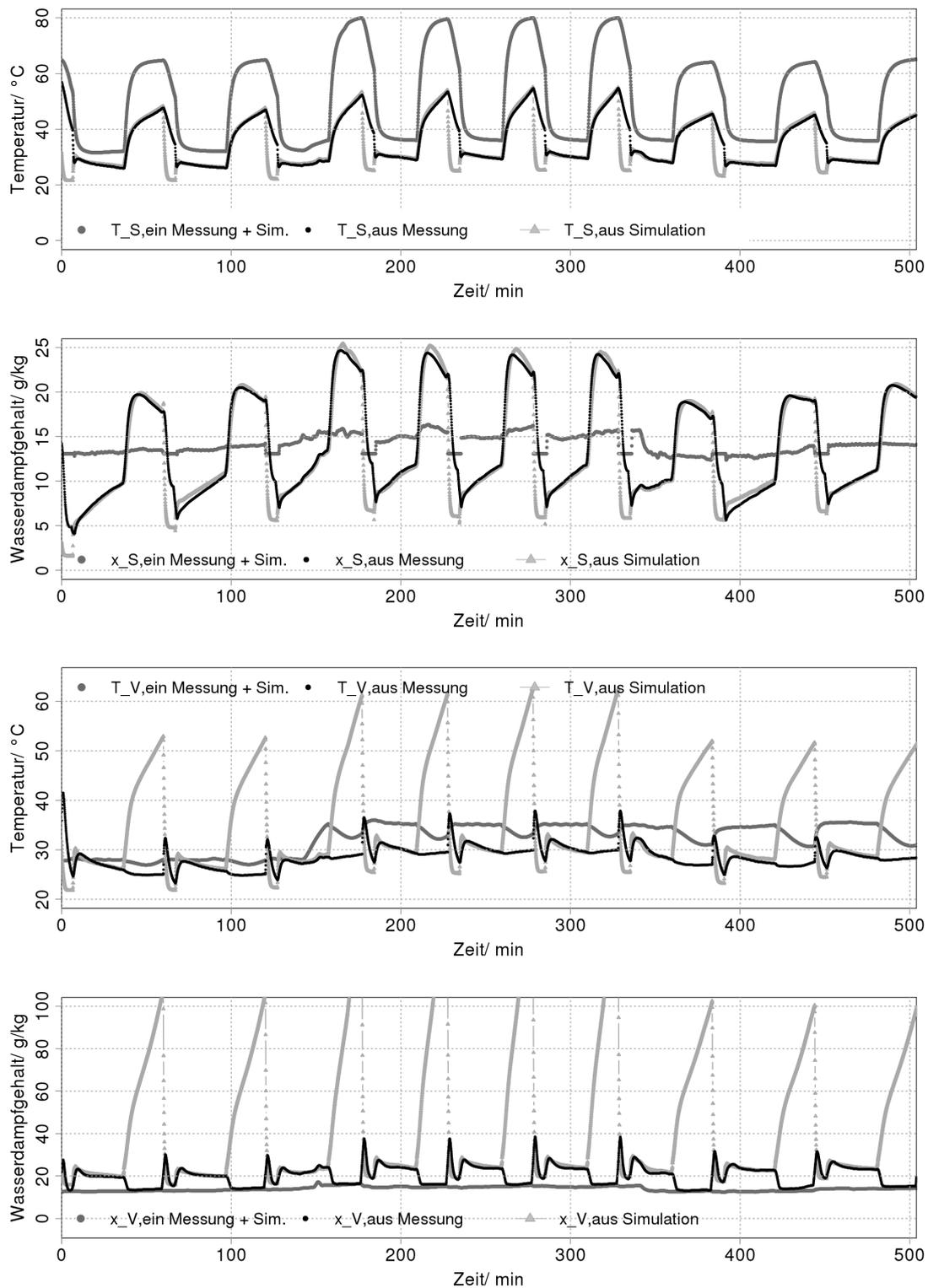


Abbildung A.25.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 02.08.2010, Variation Desorptionstemperatur und Zykluszeit, $x_S = 13-15$ g/kg, Vergleichsversuch zu Prototyp I

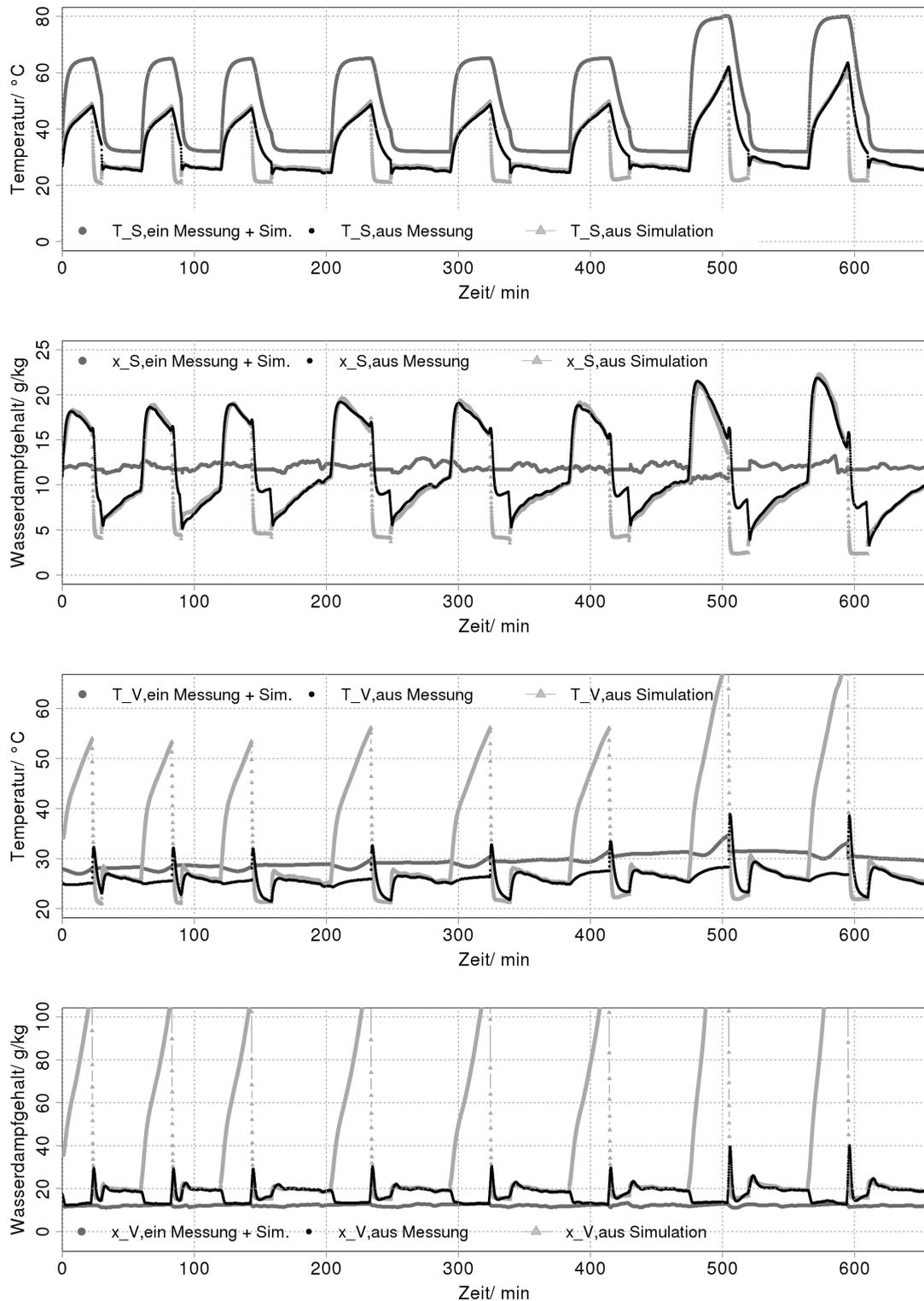


Abbildung A.26.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 03.08.2010, Variation Desorptionstemperatur und Zykluszeit, $x_S = 12 \text{ g/kg}$

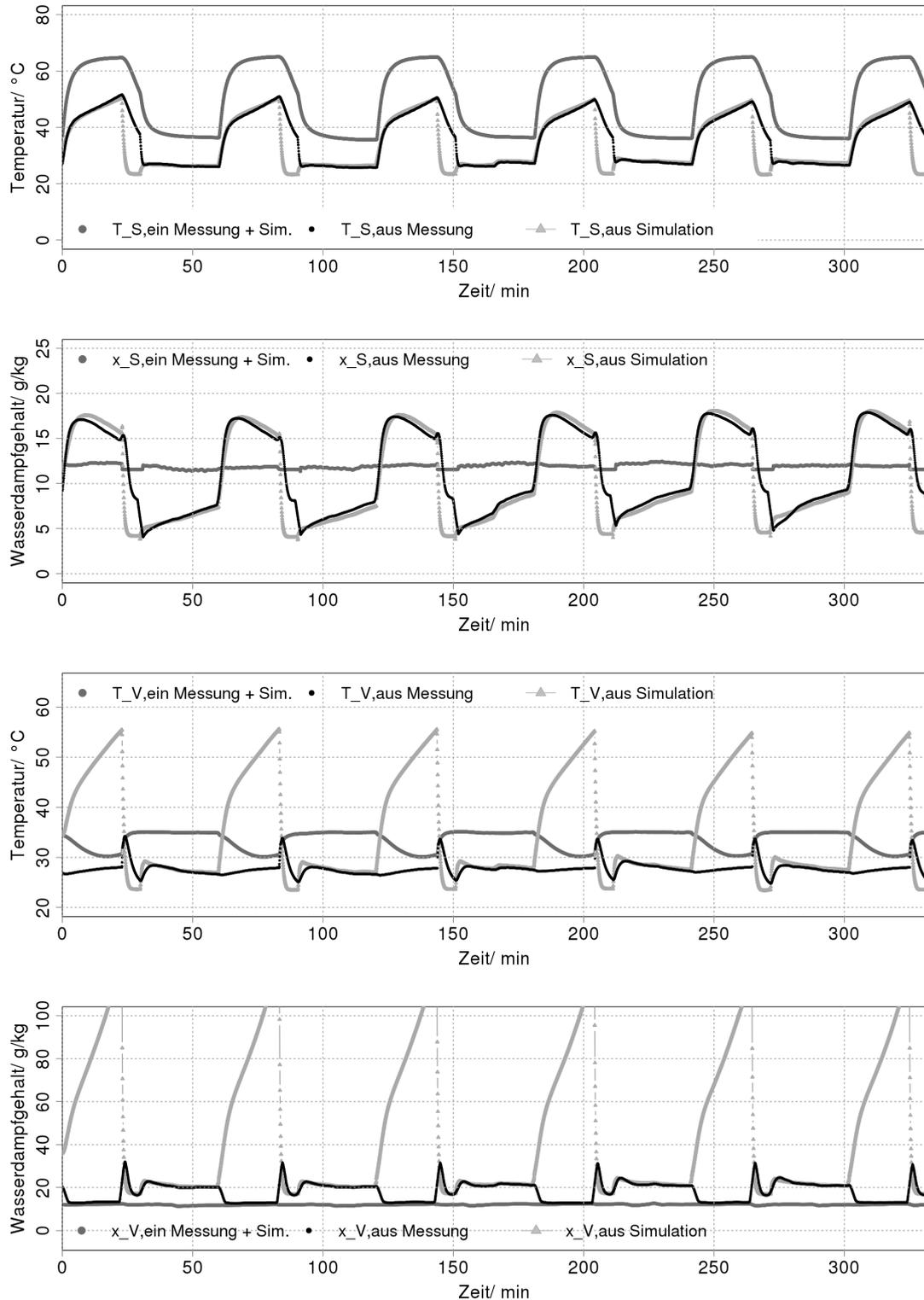


Abbildung A.27.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 17.08.2010, Variation Massenstrom der Sorptionsseite 250 kg/h (links) und 350 kg/h (rechts)

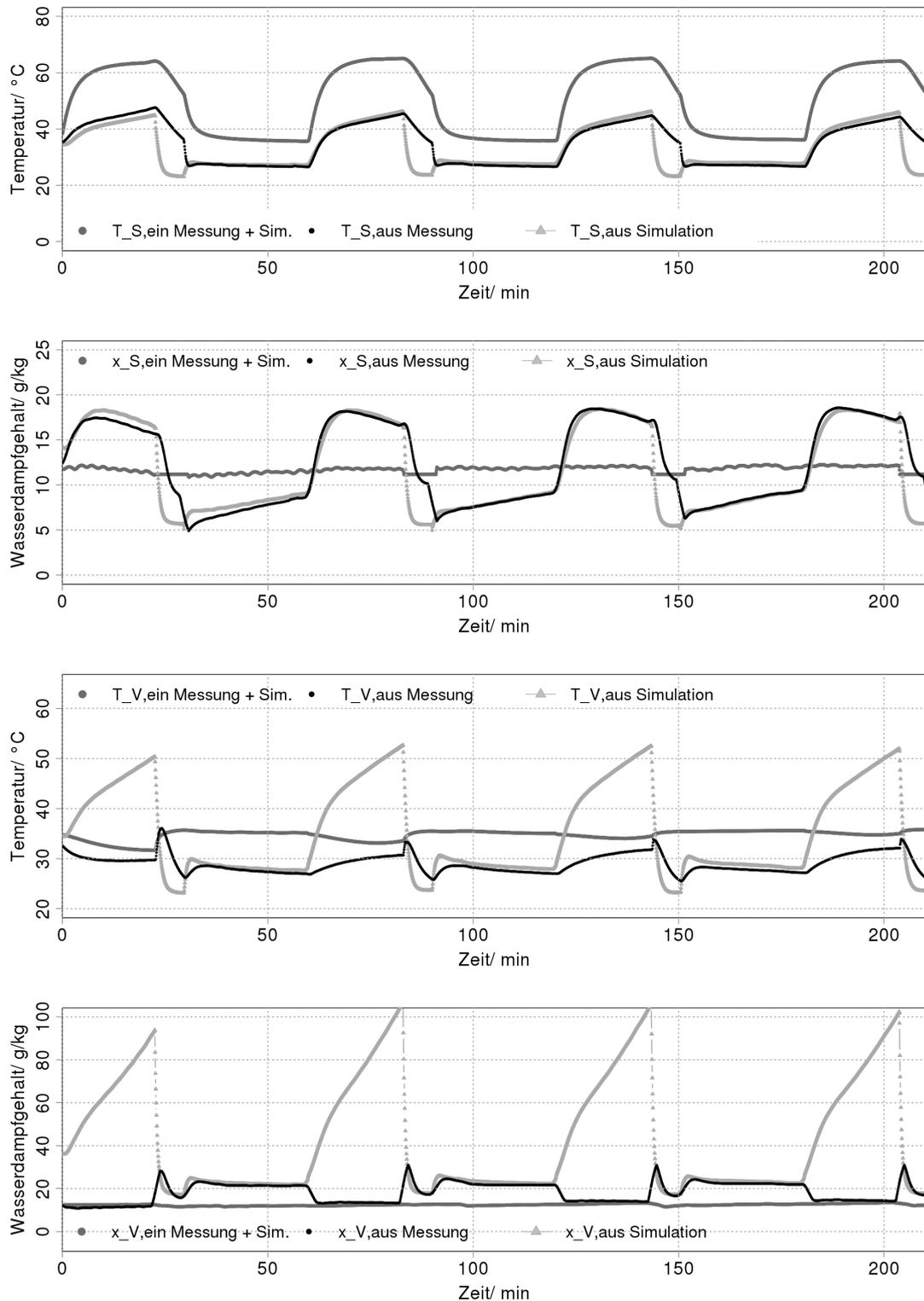


Abbildung A.28.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 01.09.2010, alle Massenströme 350 kg/h

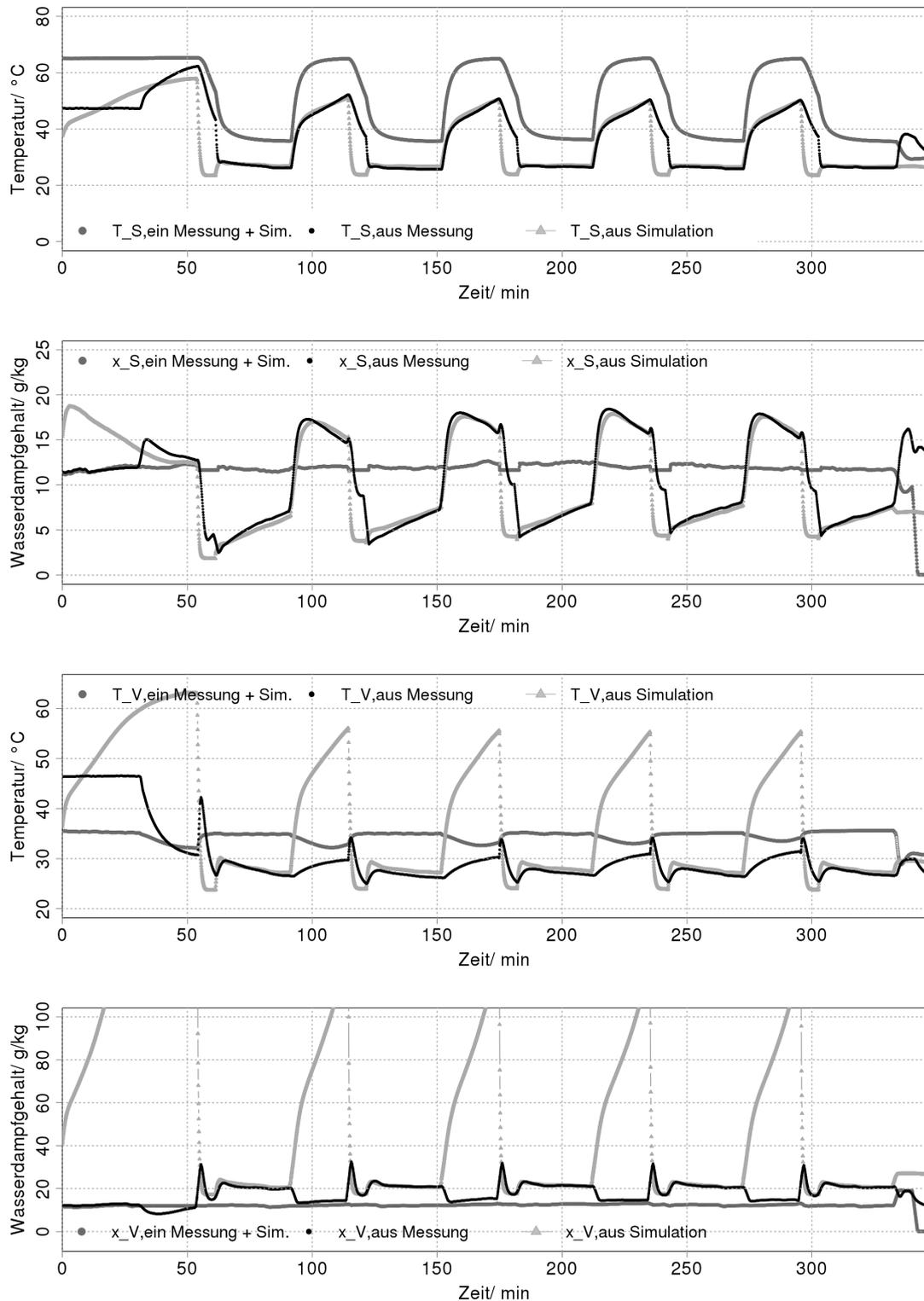


Abbildung A.29.: Validierung Prototyp II, Datum der Messung: 02.09.2010, Variation Massenstrom der Sorptionsseite 250 kg/h, Wiederholung