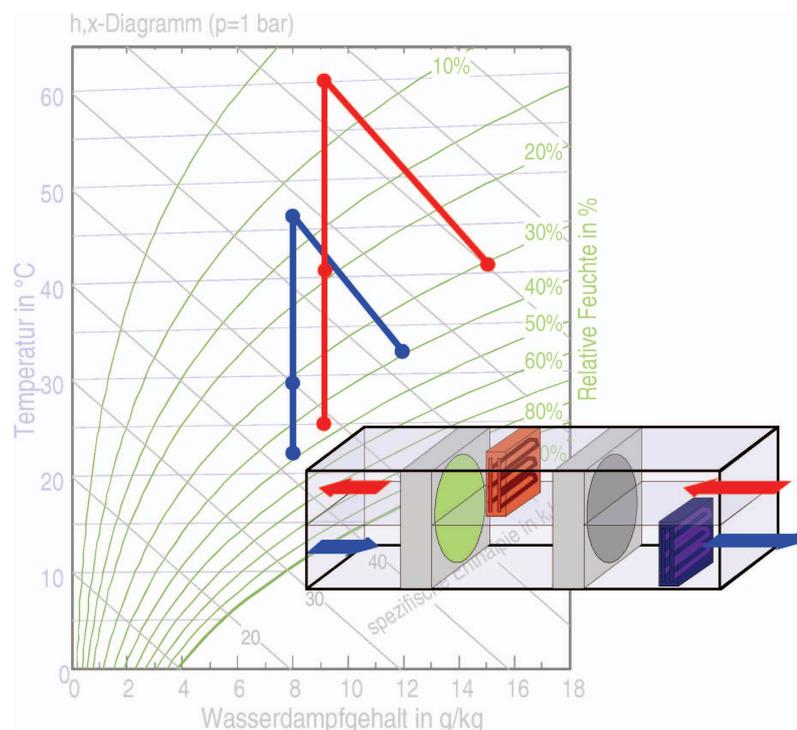


Untersuchung und Optimierung sorptionsgestützter Klimatisierungsprozesse



**Untersuchung und Optimierung sorptionsgestützter
Klimatisierungsprozesse**

Vom Promotionsausschuss der
Technischen Universität Hamburg-Harburg
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte Dissertation

von

Wilson Casas

aus Barranquilla

2005

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2006
Zugl.: Hamburg-Harburg, Univ., Diss., 2005
ISBN 3-86537-776-9

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Schmitz
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Rudolf Eggers.
Prüfungsvorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Horst Rulfs

Tag der mündlichen Prüfung: 24.11.2005

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2006
Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen
Telefon: 0551-54724-0
Telefax: 0551-54724-21
www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2006
Gedruckt auf säurefreiem Papier

ISBN 3-86537-776-9

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter im Arbeitsbereich Technische Thermodynamik der Technischen Universität Hamburg-Harburg. In dieser Zeit habe ich das Forschungsprojekt *“Betrieb und Optimierung eines mit Gas betriebenen Klimatisierungssystems”* bearbeitet, das von der Deutschen Vereinigung des Gas- und Wasserfaches (DVGW) und von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU) gefördert wurde. Für die Bereitstellung dieser Mittel möchte ich beiden Organisationen danken, da ohne sie diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Mein hervorzuhebender Dank gilt meinem Doktorvater und Initiator des Forschungsprojektes, Prof. Dr.-Ing. Gerhard Schmitz. Für das entgegengebrachte Vertrauen sowie für den wissenschaftlichen Freiraum bin ich ihm sehr verbunden. Mit seiner Begeisterungsfähigkeit hat er mich stets motiviert und mir über einige Hürden hinweggeholfen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Rudolf Eggers danke ich für die Anfertigung des Zweitgutachtens. Herrn Prof. Dr.-Ing. Horst Rulfs sei für den Vorsitz im Prüfungsausschuss gedankt.

Besonders herzlicher Dank gilt Robert Möckel, der mit seiner Arbeit die Forschung zu diesem Thema im Arbeitsbereich voranbrachte und mich angeregt hat, diesen Weg zu gehen.

Die stets angenehme und vertrauensvolle Arbeitsatmosphäre, die im Institut herrschte, ist ein Verdienst aller Kollegen, denen hierfür gedankt sei: Prof. Dr.-Ing. Heinz Herwig, Andreas Moschallski, Daniel Gloss, Henning Knigge, Georg Middelberg, Jens Vassel, Mario Wörner, Fabian Kock, Torge Pfafferott, Ole Engel, Wolfgang Borelius, Wolfgang Michelson, Dorit Moldenhauer und Jörg Scheel. Darüberhinaus möchte ich besonders meine langjährige Kollegin Katrin Pröbß sowie Stefan Wischhusen erwähnen, mit denen ich das Büro teilen durfte. Beide stellten eine unerschöpfliche Wissensquelle über die Anwendung der Modellierungssprache *Modelica* dar und standen nicht nur für anregende fachliche Gespräche zur Verfügung. Oliver Hausner und Marc Hölling danke ich ebenfalls besonders, weil sie mit Humor und Offenheit das ohnehin hervorragende Arbeitsklima im Arbeitsbereich noch angenehmer machten und dieses auch außerhalb des beruflichen Umfelds mit mir geteilt haben.

Viele Studenten haben im Rahmen ihrer Studien- und Diplomarbeiten zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen, ihnen sei ebenfalls ein gebührender Dank ausgesprochen.

Während meines langen Aufenthaltes in Deutschland habe ich viele Freunde gewonnen, die außerhalb des akademischen Umfelds eine Umgebung geschaffen haben, in der ich mich immer wohl gefühlt habe. Allen die mich unterstützt haben, möchte ich vom ganzen Herzen danken. Petra und Roland danke ich auch besonders, weil sie mir diesen Weg eröffnet haben.

Meinen Eltern, Marco und Elvira, die mir immer alles ermöglichten, sowie meinen Geschwistern Dario und Marelbis danke ich, weil sie trotz der Entfernung immer bei mir waren.

Mein spezieller Dank gilt meiner Frau Luzmila, die mich motiviert und mit viel Verständnis und Liebe überhäuft hat.

Hamburg, im Januar 2006

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	v
1 Einleitung	1
2 Behaglichkeit und Luftentfeuchtung	3
2.1 Thermische Behaglichkeitsskala und Behaglichkeitsbereich	3
2.2 Einfluss der Feuchtigkeit auf die Luftqualität	6
2.3 Notwendigkeit der Luftentfeuchtung	7
3 Stand der Technik	11
3.1 Konventionelle Klimatisierung	11
3.2 Sorptionsgestützte Klimatisierung	12
3.2.1 DEC (Desiccant Evaporative Cooling)-Systeme	14
3.2.2 Hybrid-Systeme	18
4 Modellierung sorptionsgestützter Klimaanlage	21
4.1 Vorangegangene Arbeiten zur Simulation von rotierenden Sorptionstrocknern .	21
4.2 Grundlagen der Modellierung mit Dymola/Modelica	23
4.2.1 Die Modellierungssprache Modelica	23
4.2.2 Vorgehensweise bei der Modellbildung	24
4.3 Feuchte Luft	24
4.3.1 Energiebilanz	26
4.3.2 Massenbilanz	27
4.3.3 Zustandsgleichung	27
4.4 Der Sorptionsrotor	27
4.4.1 Der Sorptionsvorgang	28
4.4.1.1 Sorptionsgleichgewicht	28
4.4.1.2 Sorptionswärme	30
4.4.2 Physikalisches Modell	30

4.4.2.1	Massenbilanz	32
4.4.2.2	Energiebilanz	32
4.4.2.3	Zustandsgleichung	32
4.4.2.4	Wärme- und Stoffübergang	33
4.4.3	Parameterbestimmung	34
4.4.3.1	Geometrie und Materialparameter	34
4.4.3.2	Wärmeübergangskoeffizient	36
4.4.3.3	Stoffübergangskoeffizient	39
4.4.3.4	Sorptionsgleichgewicht für Lithiumchlorid	40
4.4.3.5	Sorptionsgleichgewicht für Silica-gel	44
4.4.4	Sensitivitätsanalyse	44
4.4.4.1	Diskretisierungsgrad	44
4.4.4.2	Wärme- und Stoffübergangskoeffizient	46
4.4.4.3	Wärmekapazität	46
4.5	Umsetzung in Dymola/Modelica	49
4.6	Simulation des Sorptionsrotors	55
4.6.1	Dynamisches Verhalten	55
4.6.2	Stationäres Verhalten	57
4.6.2.1	Einfluss des Luft Eintrittszustands	57
4.6.2.2	Einfluss der Betriebsdrehzahl	61
4.6.3	Vergleich mit Messdaten	63
4.6.4	Vergleich mit Herstellerangaben	65
5	Experimentelle Untersuchung zur sorptionsgestützten Klimatisierung	67
5.1	Systembeschreibung	68
5.2	Messtechnik	74
5.2.1	Sensoren und Messgeräte	74
5.2.2	Fehlerfortpflanzung und Fehlerabschätzung	75
5.2.2.1	Absolute Feuchte	75
5.2.2.2	Enthalpie	76
5.2.2.3	Spezifisches Volumen	77
5.2.2.4	Wärmeströme	78
5.2.3	Fehler durch Leckageströme	78
5.2.3.1	Leckage durch Undichtigkeiten an den Rotoren	78
5.2.3.2	Leckage durch Mitrotation	80
5.2.4	Weitere Fehlerquellen	81

5.2.5	Visualisierung der Messdaten	82
5.3	Steuerung und Regelung	85
5.3.1	Sommerbetrieb	85
5.3.2	Winterbetrieb	85
5.4	Auswertung der Messergebnisse	87
5.4.1	Lüftung	87
5.4.2	Fußbodenkühlung	90
5.4.2.1	Einfluss auf die Raumtemperatur	90
5.4.2.2	Spezifische Kühlleistung	91
5.4.2.3	Vertikales Temperaturprofil	93
5.4.3	Erdkältesonden	95
5.5	Energiebedarf der sorptionsgestützten Lüftung	95
5.6	Wirtschaftliche und energetische Bewertung	99
5.6.1	Investitionskosten	99
5.6.2	Betriebskosten	101
5.6.3	Primärenergetische Ganzjahresbewertung	103
6	Anwendungs- und Simulationsbeispiele	107
6.1	Kombination mit Kraft-Wärme-Kopplung	107
6.1.1	Einsatz von motorischen Blockheizkraftwerken	107
6.1.2	Einsatz von Brennstoffzellen	110
6.2	Einsatz indirekter Verdunstungskühlung	115
6.3	Einfluss des Sorptionsmittels auf die Entfeuchtung	118
6.4	Sorptionsgestützte Anlage für extreme Klimazustände	120
7	Kriterien für den Einsatz sorptionsgestützter Klimaanlage	125
8	Zusammenfassung und Ausblick	131
	Normen und Vorschriften	135
	Literaturverzeichnis	137
	Abbildungsverzeichnis	143
	Tabellenverzeichnis	147

A	Verwendete Gleichungen, Approximationen und Korrelationen	149
A.1	Sättigungsdruck	149
A.2	Gleichgewichtsgleichungen für das System Lithiumchlorid / Wasser	149
A.2.1	Gleichung für die Sorptionsisotherme nach Gazinski	149
A.2.2	Gleichung für die Sorptionsisotherme nach Guthermuth	150
A.2.3	Bindungsenthalpie nach Guthermuth	150
A.3	Gleichgewichtsgleichungen für das System Wasser / Silica-gel	150
A.3.1	Sorptionsisotherme nach Perasan	150
A.3.2	Sorptionsenthalpie nach San	150
A.3.3	Sorptionsenthalpie nach Perasan	150
B	Messstellenplan und Messstellenliste	151

Nomenklatur

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Beschreibung
A	m^2	Fläche
a	m^2/s	Temperaturleitfähigkeit
COP	-	<i>Coefficient of Performance</i> , Kälteleistungsziffer
c_p	J/kgK	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
D	m	Durchmesser
D_{12}	m^2/s	binärer Diffusionskoeffizient
f_p	-	Primärenergiefaktor
h	J/kg	spezifische Enthalpie
Δh_B	J/kg	spezifische Bindungsenthalpie
Δh_S	J/kg	spezifische Sorptionsenthalpie
Δh_V	J/kg	spezifische Verdampfungsenthalpie
L, l	m	Länge
M, m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
P	W	Leistung
p	Pa	Druck
Q	J	Wärmemenge
Q_P	kWh/a	Jahresprimärenergiebedarf
Q_E	kWh/a	Endenergieverbrauch
\dot{Q}	W	Wärmestrom, Wärmeleistung
\dot{Q}_P	W	Primärenergiestrom
q	kg/kg	Beladung

Symbol	Einheit	Beschreibung
\dot{q}	W/m ²	Wärmestromdichte
q_P	kWh/m ³ a	bezogener Jahresprimärenergiebedarf
R	J/kgK	Gaskonstante
T	K	thermodynamische Temperatur
t	s	Zeit
u	J/kg	spezifische innere Energie
u	rpm	Drehzahl
U	J	innere Energie
U	m	Umfang
V	m ³	Volumen
V_e	m ³	Gebäudevolumen
\dot{V}	m ³ /h	Volumenstrom
v	m ³ /kg	spezifisches Volumen
W	kWh	Energie, Arbeit
w	m/s	Geschwindigkeit
x	kg/kg	Wassergehalt
x	m	Ortskoordinate
y	m	Ortskoordinate
z	m	Ortskoordinate

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
α	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient
β	m/s	Stoffübergangskoeffizient
Δ		Fehler, Differenz
δ	m	Grenzschichtdicke
η	-	Wirkungsgrad
γ	-	Freier Strömungsquerschnitt
λ	W/mK	Wärmeleitkoeffizient
ν	m ² /s	kinematische Viskosität

Symbol	Einheit	Beschreibung
Φ	-	Rückwärmzahl
φ	-	relative Feuchtigkeit
ρ	kg/m ³	Dichte
ϑ	°C	Celsius-Temperatur
ζ	-	Flächenverhältnis
χ	-	Massenanteil des Sorptionsmittels im Trägermaterial

Indizes

0	Bezugspunkt
1 . . . 9	Zustand 1 . . . 9
<i>a</i>	Luft
<i>con</i>	Schnittstelle, <i>Connector</i>
<i>el</i>	elektrisch
<i>eq</i>	Gleichgewicht
<i>h</i>	Heiz-
<i>k</i>	Kühl-
<i>th</i>	thermisch
<i>r</i>	Strahlung, Rotor
<i>s</i>	Sorption, Sorptionsmittel
<i>sat</i>	Sättigung
<i>w</i>	Wasser
<i>wv</i>	Wasserdampf

Abkürzungen

AB	Abluft
AU	Außenluft
DEC	<i>Desiccant Evaporative Cooling</i> (sorptionsgestützte Verdunstungskühlung)
BHKW	Blockheizkraftwerk
BWK	Brennwertkessel

EKS	Erdkältesonde
ER	Enthalpieroator
EWS	Erdwärmesonde
FO	Fortluft
IEC	<i>Indirect Evaporative Cooler</i> (indirektes Verdunstungskühlgerät)
KKA	Konventionelle Klimaanlage
KKM	Kompressionskältemaschine
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
NK	Nachkühler
NW	Nachwärmer
RL	Raumluft
RLE	Regenerationsluftheritzer
RRT	Bezeichnung des rotierenden Wärmerückgewinners der <i>Fa. Klingenburg</i>
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
SR	Sorptionsrotor
SECO	Bezeichnung des Sorptionsrotors der <i>Fa. Klingenburg</i>
WRG	Wärmerückgewinnung / Wärmerückgewinner
ZU	Zuluft

Typographische Konventionen

Zur Erhöhung der Lesbarkeit dieses Dokuments und zur Vermeidung von Unklarheiten werden einige typographische Konventionen eingeführt.

- Entdimensionierte oder auf einen Referenzwert bezogene Größen werden durch einen hochgestellten * gekennzeichnet: z^*
- Die Gleichungen werden im Allgemeinen durchgehend nummeriert, wobei die erste Zahl das Kapitel kennzeichnet: (2.14)
- Namen mit direktem Bezug zum Quellcode werden in Courier-Schrift geschrieben:
`BaseClasses.Air`

Kapitel 1

Einleitung

Der Begriff Klimatisierung ist aus Sicht der Umwelt eher negativ behaftet. Nicht zuletzt die Problematik der in der Regel zur Abkühlung eingesetzten FCKW/FKW-Kältemittel in elektrisch betriebenen Kältemaschinen mit ihrer Treibhauswirkung führte dazu, dass Klimaanlage von vielen Menschen oft nur als Luxus empfunden werden.

Die verbesserte Wärmedämmung, die für die moderne Niedrigenergiebauweise notwendig ist, führte in den letzten Jahren zu einer erheblichen Reduzierung des Wärmebedarfs eines neuen Gebäudes im Winter. Durch diese Bauweise entstehen aber im Sommer Temperaturspitzen, die sich auch bei sorgfältiger Gestaltung des Gebäudes nicht immer vermeiden lassen. Durch die gestiegenen Ansprüche an Komfort und Behaglichkeit sind Klimaanlage in vielen Bereichen unverzichtbar geworden, z.B. in Bürogebäuden. Der Klimatisierungsbedarf ist daher in den letzten Jahren erheblich gestiegen. In den Jahren 1990 bis 2000 hat sich die klimatisierte Fläche in Deutschland etwa vervierfacht [EECCAC 2002]. In der Zukunft wird nochmal eine Zunahme um mehr als 60% bis zum Jahre 2020 vorhergesagt.

Oft wird *Klimatisierung* mit einer reinen *Abkühlung* der Luft gleichgesetzt und die Aufgabe der *Entfeuchtung* und der Frischluftversorgung vernachlässigt. Klimaanlage müssen aber in der Lage sein, die äußeren und inneren Lasten (Wärme- und Stofflasten) auszugleichen, die Frischluft zu be- oder entfeuchten und abzukühlen oder zu erwärmen. Dabei ist die Entfeuchtung nicht nur wichtig, um die Grenzen der thermischen Behaglichkeit einzuhalten und die Stofflasten abzuführen, sondern auch um eine bessere Luftqualität herzustellen. Zutreffenderweise formulierte *Fanger* [FANGER 2001, FANGER 2000] eine der Forderungen an die zukünftige Klimatisierungstechnik:

“Stelle die Luft kühl und trocken zur Verfügung”

Während zur Klimatisierung im Winter die Luft aufgewärmt und gegebenenfalls befeuchtet werden muss, ist diese im Sommer abzukühlen und in der Regel auch zu entfeuchten. Im Sommerfall muss in konventionellen Klimaanlage dabei die Luft deutlich unter die eigentliche Zulufttemperatur abgekühlt werden, da zur Entfeuchtung der Taupunkt unterschritten werden muss. Aus diesem Grund ist ein hoher Anteil der Kälteleistung nur für die Luftentfeuchtung notwendig. Diese Kälteleistung wird in der Regel durch elektrisch betriebene Kaldampf-Kompressionskältemaschinen zur Verfügung gestellt und führt daher zu einem hohen elektrischen Bedarf. So beträgt zum Beispiel in Deutschland der elektrische Energiebedarf für die

Bereitstellung von Kälte für stationäre Klimaanlage jährlich etwa 9.640 GWh bzw. 28.360 GWh Primärenergie [DKV 2002].

Eine Möglichkeit zur Energieeinsparung stellt die sorptionsgestützte Klimatisierung dar, bei der die Entfeuchtung nicht durch Taupunktunterschreitung, sondern mit Hilfe eines festen oder flüssigen Sorptionsmittels durchgeführt wird. Durch die Trennung der Abkühlung und Entfeuchtung wird der elektrische Energiebedarf reduziert und durch Wärme für die Entfeuchtung ersetzt. Die Verwendung der Sorptionstechnik ermöglicht es thermische Energie, z.B. als Abwärme aus Blockheizkraftwerken oder aus Sonnenkollektoren, für die Klimatisierung einzusetzen.

Gegenstand der Untersuchung in dieser Arbeit sind Klimaanlage, bei denen ein festes Sorptionsmittel zum Einsatz kommt. Ziel dabei ist, die aus vergangenen hauptsächlich experimentellen Untersuchungen am Arbeitsbereich Technische Thermodynamik der TU Hamburg-Harburg [MÖCKEL 2003] gewonnenen Erfahrungen in die Praxis umzusetzen und daraus weitere Erkenntnisse zur Optimierung solcher Systeme zu gewinnen. Dazu wurden im Rahmen dieser Untersuchung eine Demonstrationsanlage in einem Bürogebäude in Hamburg-Stellingen geplant und messtechnisch begleitet. Die ermittelten Messergebnisse dienen dazu, die Anlage zu bilanzieren und deren Praxistauglichkeit nachzuweisen. Darüber hinaus wird in dieser Demonstrationsanlage die Technik der sorptionsgestützten Klimatisierung mit zwei weiteren innovativen, umweltfreundlichen Technologien kombiniert: Der Flächenkühlung über die Fußbodenheizung und der Nutzung des Erdreichs als Wärmesenke.

Um Klimaanlage zu optimieren, ist es wünschenswert, deren Verhalten mit Hilfe mathematischer Modelle im Rechner nachzubilden, um so aus den wechselnden Randbedingungen (z.B. Wetter, Gebäudeverhalten) und verschiedenen Schaltungsmöglichkeiten, eine für den jeweiligen Einsatzfall optimal abgestimmte Schaltung zu identifizieren. Kernstück sorptionsgestützter Klimaanlage ist dabei der Sorptionsrotor. Daher ist die Simulation des Wärme- und Stoffaustausches in einem Sorptionsrotor ein weiteres Ziel dieser Arbeit.

Nachfolgend wird in Kapitel 2 der Begriff der Behaglichkeit erläutert und die Rolle der Entfeuchtung bei der Klimatisierung behandelt. Anschließend wird im Kapitel 3 der Stand der Technik bei der konventionellen und sorptionsgestützten Klimatisierung beschrieben. Im darauf folgenden Kapitel 4 werden die physikalischen Grundlagen der Sorptionstechnik dargestellt und die Vorgehensweise bei der Modellbildung und Implementierung in einer geeigneten Simulationsumgebung gezeigt. In Kapitel 5 wird die ausgeführte Demonstrationsanlage vorgestellt, Messergebnisse gezeigt und ausgewertet. Anhand eines Vergleichs mit anderen möglichen Schaltungsvarianten wird die Anlage energetisch und wirtschaftlich bewertet. Aus der Modellierung entsteht eine Simulationsbibliothek, mit der weitere Anwendungsfälle in Kapitel 6 untersucht werden. Im Kapitel 7 werden die Erfahrungen aus dem Betrieb beziehungsweise aus der theoretischen Untersuchung zu Kriterien zusammengefasst, die für die Beantwortung der Frage nach der optimalen Einsetzbarkeit einer sorptionsgestützten Klimaanlage herangezogen werden können.

Kapitel 2

Behaglichkeit und Luftentfeuchtung

Wichtigste Aufgabe von raumluftechnischen Anlagen ist die Gewährleistung eines behaglichen Klimas in Räumen, in denen sich Menschen aufhalten. Im Folgenden wird auf den Begriff der Behaglichkeit eingegangen. Dabei ist die Luftfeuchte eine der Größen, die diese beeinflussen. Neuere Untersuchungen zeigen einen Zusammenhang zwischen Luftfeuchte und Luftqualität, der danach näher erläutert wird. Schließlich wird die Notwendigkeit der Luftentfeuchtung in der Raumklimatisierung dargelegt.

2.1 Thermische Behaglichkeitsskala und Behaglichkeitsbereich

Das Behaglichkeitsempfinden der Menschen ist sehr unterschiedlich und wird von vielen Faktoren beeinflusst, wie z.B. Aktivitätsgrad, Kleidung, Gesundheit, Beleuchtung, Luftqualität, Luftgeschwindigkeit, Temperatur der Umschließungsflächen, Lufttemperatur und Feuchte. Dominiierende Faktoren für die Einstellung eines *thermisch* behaglichen Raumklimas sind die Luftgeschwindigkeit, die Lufttemperatur, die Luftfeuchte und die Temperatur der Umschließungsflächen bzw. die Strahlungsasymmetrie.

Die operative empfundene Temperatur (im Folgenden auch nur Raumtemperatur genannt) fasst die Lufttemperatur t_a und die Strahlungstemperatur der Umgebungsfläche t_r zusammen. Für eine Luftgeschwindigkeit kleiner als 0,2 m/s kann die operative Temperatur aus der Näherungsgleichung [DIN1946-2]

$$t_o = 0,5 \cdot (t_a + t_r) \quad (2.1)$$

bestimmt werden. Genauere Gleichungen unter Einbeziehung weiterer Einflussgrößen können [GLÜCK 1997] entnommen werden. Für die operative Temperatur gibt die [DIN1946-2] einen Zulässigkeitsbereich an, der in Abbildung 2.1 gezeigt ist. Diese Darstellung gilt für leichte Tätigkeit im Sitzen oder Stehen und bei leichter bis mittlerer Bekleidung. Bei hohen Außenlufttemperaturen im Sommerbetrieb wird ein Anstieg der operativen Raumtemperatur bis 27°C zugelassen. Treten hohe innere thermische Lasten kurzfristig auf, darf die Raumtemperatur bis 26°C ansteigen. Bei bestimmten Lüftungssystemen, z.B. Quelllüftung, können Temperaturen zwischen 20 und 22°C zugelassen werden.

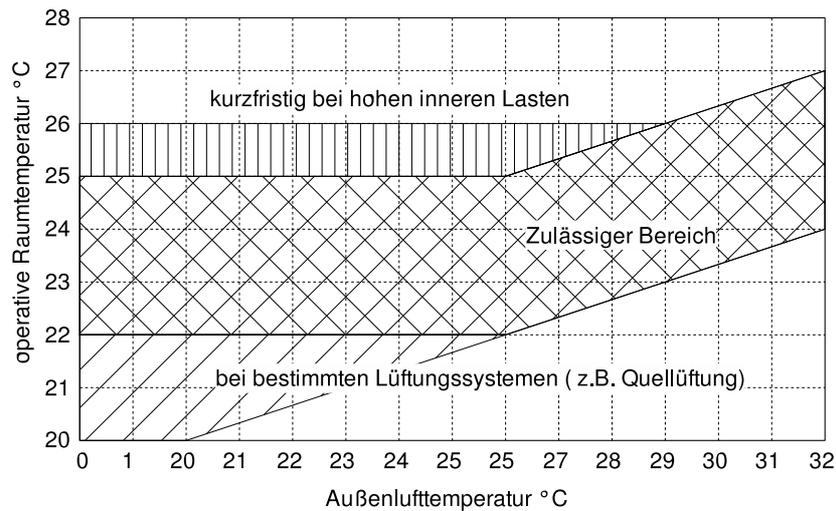


Abbildung 2.1: Empfohlener Bereich für die Raumtemperatur nach [DIN1946-2]

In letzter Zeit sind zum Thema thermische Behaglichkeit umfangreiche Untersuchungen vorgenommen worden, aus denen Empfehlungen hervorgegangen sind, die sich in den neuen überarbeiteten internationalen Normen wiederfinden [ISO7730], [ASH55], [CR1752].

Die [ISO7730] schlägt für ein akzeptables thermisches Raumklima drei Qualitätskategorien vor. Die Auswahl einer Kategorie beruht auf dem zu erwartenden PMV-Index (*Predicted Median Vote*), der den Durchschnittswert für die Klimabeurteilung einer großen Personengruppe in einer 7-stufigen Skala von -3 (kalt) bis 3 (heiß) vorhersagt, vgl. Tabelle 2.1. In der Berechnung des PMV-Index gehen die Faktoren für die thermische Behaglichkeit ein: Wärmedämmung der Kleidung, Aktivitätsgrad, Lufttemperatur, mittlere Strahlungstemperatur, Luftgeschwindigkeit und Luftfeuchtigkeit.

Tabelle 2.1: Skala zur Klimabeurteilung (PMV-Index) nach ISO 7730

+3	+2	+1	0	-1	-2	-3
heiß	warm	etwas warm	neutral	etwas kühl	kühl	kalt

Der PMV-Index ist als Mittelwert der Beurteilung einer großen Personengruppe zu verstehen. Einzelne Urteile schwanken um diesen Mittelwert. Mit dem PPD-Index (*Predicted Percentage of Dissatisfied*) kann eine Aussage über den Prozentsatz an Personen getroffen werden, die das Raumklima als zu warm oder zu kalt empfinden. Tabelle 2.2 zeigt die PMV und PPD-Werte für die in der [ISO7730] vorgeschlagenen Qualitätskategorien.

Gemäß der [ISO7730] ist also ein thermisch akzeptables Raumklima als eine Umgebung definiert, die von einer Mehrheit einer Personengruppe als neutral empfunden wird. Für die Kategorie C wären das z.B. 85% (PPD-Wert < 15%), für die Kategorie A 94% (PPD-Wert < 6%), siehe Tabelle 2.2. Anhand des PMV-Index kann eine optimale operative Raumtemperatur für jede Kombination von Parametern (z.B. Luftgeschwindigkeit, Bekleidung) bestimmt werden. Basierend darauf gibt [ISO7730] einige Beispiele für den Bereich der operativen Temperatur für Räume in unterschiedlichen Gebäudetypen. Für Büroräume zeigt Tabelle 2.3 einige Auslegungswerte, sowie die zulässigen Grenzwerte für den vertikalen Lufttemperaturunterschied

Tabelle 2.2: *Qualitätskategorien für akzeptables thermisches Umgebungsklima nach ISO 7730*

Qualitäts-Kategorie	Thermischer Zustand des Körpers insgesamt		Lokale Unbehaglichkeit Prozentsatz Unzufriedener aufgrund von			
	PPD	PMV	Zugluft	Vertikaler Lufttemp.-unterschied	Fußboden-temperatur	Strahlungsasymmetrie
A	< 6%	-0,2 ... + 0,2	< 10%	< 3%	< 10%	< 5%
B	< 10%	-0,5 ... + 0,5	< 20%	< 3%	< 10%	< 5%
C	< 15%	-0,7 ... + 0,7	< 30%	< 10%	< 15%	< 10%

Tabelle 2.3: *Auslegungswerte für die operative Temperatur in Büroräumen nach ISO 7730 (Aktivität 1,2 met), zulässiger vertikaler Temperaturunterschied und empfohlene Oberflächentemperatur*

Kategorie	Operative Raumtemperatur in °C		Lufttemp.-Unterschied *) in K	Oberflächen-temperatur in °C
	Sommer	Winter		
A	24,5 ± 1,0	22,0 ± 1,0	< 2	19 ... 29
B	24,5 ± 1,5	22,0 ± 2,0	< 3	19 ... 29
C	24,5 ± 2,5	22,0 ± 3,0	< 4	17 ... 31

*) zwischen 0,1 (Knöchel-) und 1,1 m (Sitzhöhe)

und die Oberflächentemperatur des Fußbodens, die für das im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Klimatisierungskonzept noch beachtet werden müssen.

Der Einfluss der relativen Feuchtigkeit auf das Wärmeempfinden des Menschen *in einem gemäßigten Umgebungsklima* ist relativ gering. In der Regel wird eine um 10% höhere Luftfeuchte als genauso warm empfunden wie eine um 0,3°C höhere operative Temperatur [ISO7730, BERGLUND 1998]. [ISO7730] macht jedoch weiter keine verbindliche Angabe für den zulässigen Bereich der relativen Feuchte. Im Allgemeinen wird für thermische Behaglichkeit eine Luftfeuchte von 30% bis 70% empfohlen [FANGER 2000, FANGER 2001, OLESEN 2000, OLESEN and PARSONS 2002, RECKNAGEL 2003, RIETSCHEL 1994]. Die Richtlinie ASHRAE Standard 55-1992 [ASH55] legt eine Mindest-Taupunkttemperatur von 2°C und eine maximale Taupunkttemperatur von 18°C (ca. 13 g/kg) im Winter und 20°C (15 g/kg) im Sommer fest. Allerdings ist in der Revision der Norm ein engerer Bereich mit einem maximalen Taupunkt von 17°C (12 g/kg) in der Diskussion [OLESEN 2000, OLESEN and PARSONS 2002].

Aus gesundheitstechnischer Sicht legt die [DIN1946-2] eine obere Grenze des absoluten Feuchtegehaltes der Luft bei 11,5 g/kg und 65% relativer Feuchte fest. Als untere Grenze soll demnach 30% relative Luftfeuchte gelten, allerdings werden hierfür keine gesicherten Erkenntnisse angeführt.

Bei hohen Raumtemperaturen, wie sie im Sommer auftreten, wirkt sich eine hohe Luftfeuchte negativ auf die Selbstregulierung des Wärmehaushalts des Menschen aus. Durch die hohe Luftfeuchtigkeit wird die Verdunstung von Schweiß auf der Hautoberfläche erschwert, so dass solche Zustände als schwül empfunden werden. Außerdem kann bei hohen Luftfeuchtigkeiten an kalten Stellen Feuchtigkeit auskondensieren, so dass die Bausubstanz beschädigt werden kann oder durch Schimmelbildung an organischen Stoffen Gerüche abgegeben werden können [RECKNAGEL 2003].

Bei Feuchtigkeiten unter 30%, wie sie leicht in beheizten Räumen im Winter auftreten können, wird die Staubbildung erleichtert. Es kann zu Austrocknung und Schleimhautreizungen kommen. Außerdem werden Kunststoffe elektrisch aufgeladen, was zu unangenehme Entladungserscheinungen führen kann.

ASHRAE Standard 62-1999 (Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality) [ASH62] gibt auch aus Gründen der Luftqualität und Hygiene (Minimierung von Schimmelwachstum) einen zulässigen Bereich von 30% bis 60% an.

Mit diesen Angaben und mit dem Zulässigkeitsbereich der operativen Temperatur ergibt sich der *Behaglichkeitsbereich* im h,x -Diagramm für feuchte Luft, siehe Abbildung 2.2. Dabei gilt der untere Bereich für Winter, der obere Bereich für den Sommerbetrieb.

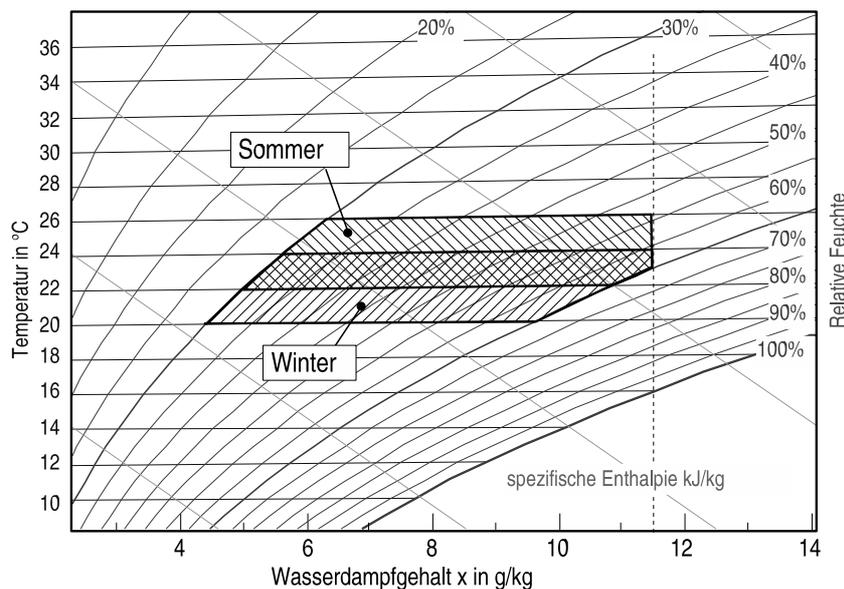


Abbildung 2.2: Behaglichkeitsfeld im Mollier h,x -Diagramm

2.2 Einfluss der Feuchtigkeit auf die Luftqualität

Obgleich die relative Feuchte eine untergeordnete Rolle bei der Regulierung des Wärmehaushalts des Menschen in einem gemäßigten Umgebungsklima spielt, haben Untersuchungen gezeigt, dass die Luftfeuchtigkeit einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die empfundene Luftqualität hat. Experimentelle Untersuchungen [BERGLUND 1998] ergaben, dass trockenere Luft bei konstanter Temperatur als frischer und weniger stickig empfunden wird. Die Versuchspersonen fühlten sich auch kühler, trockener und behaglicher in einer leicht trockenen Umgebung. Für Temperaturen am Rande der Behaglichkeitsgrenze stieg die Unzufriedenheit mit steigender Feuchtigkeit stark an. Die Unzufriedenheit war dabei mit der Feuchtigkeit der Haut verbunden. *Berglund* führte dies teilweise auf größere Friktionskoeffizienten zwischen Kleidung und Haut bei höherer Feuchtigkeit zurück. Weitere Untersuchungen an der *Technischen Universität von Dänemark* [TOFTUM et al. 1998] ergaben, dass die spezifische Enthalpie der Raumluft einen starken Einfluss auf die Akzeptanz und auf die empfundene Luftqualität

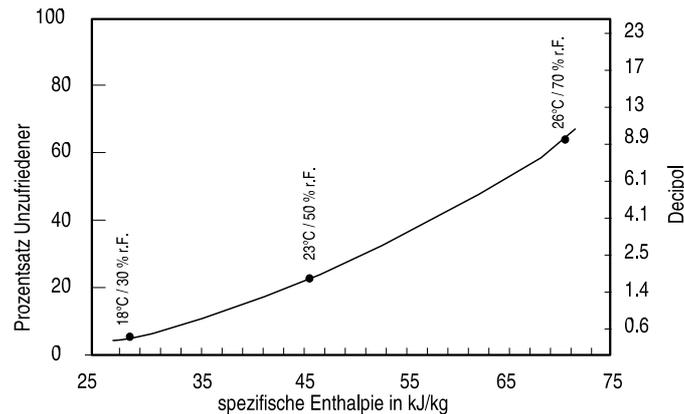


Abbildung 2.3: Wahrnehmung sauberer Luft bei verschiedenen Werten für die Raumluftenthalpie (Angaben aus [FANGER 2000, FANGER 2001])

hat. Abbildung 2.3 zeigt die Wahrnehmung sauberer Luft für verschiedene Raumluftenthalpien und gleich bleibendes thermisches Empfinden. Offensichtlich empfinden es Menschen als angenehm, mit jedem Atemzug eine Kühlung des Atmungstraktes zu erzielen, da so ein Frischegefühl erzeugt wird. Findet diese Kühlung nicht statt, kann die Luft als abgestanden und stickig empfunden werden [FANGER 2000].

2.3 Notwendigkeit der Luftentfeuchtung

Die einem klimatisierten Raum zugeführte Luft muss so weit entfeuchtet werden, dass zum einen die Stofflasten im Raum, z.B. durch Wasserdampfabgabe der Insassen, und zum anderen die Luftqualität und die Behaglichkeit sichergestellt werden können.

Wie stark während des Betriebes einer Klimaanlage oder wie oft entfeuchtet werden muss, hängt hauptsächlich vom Wassergehalt der Außenluft und vom einzustellenden Zuluftsollwert bzw. vom gewünschten Raumluftzustand ab,

$$\Delta x = x_{AU} - x_{ZU} \quad . \quad (2.2)$$

Der Feuchtegehalt der Zuluft wird aus dem Raumluft Sollwert und der Feuchtelast $\Delta \dot{m}_w$ mit einer Feuchtebilanz um den Raum bestimmt,

$$\dot{m}_a \cdot (x_{RL} - x_{ZL}) = \Delta \dot{m}_w \quad . \quad (2.3)$$

Wenn keine nennenswerten Feuchtelasten im Raum vorhanden sind, ergibt sich mit $x_{RL} \approx x_{ZL}$

$$\Delta x = x_{AL} - x_{RL} \quad . \quad (2.4)$$

Für eine Raumtemperatur $\vartheta_{RL} = 24^\circ\text{C}$ und $\varphi = 50\%$ errechnet sich ein Sollwert für die absolute Raumluftfeuchte $x_{RL} = x_{ZL} \approx 9 \text{ g/kg}$.

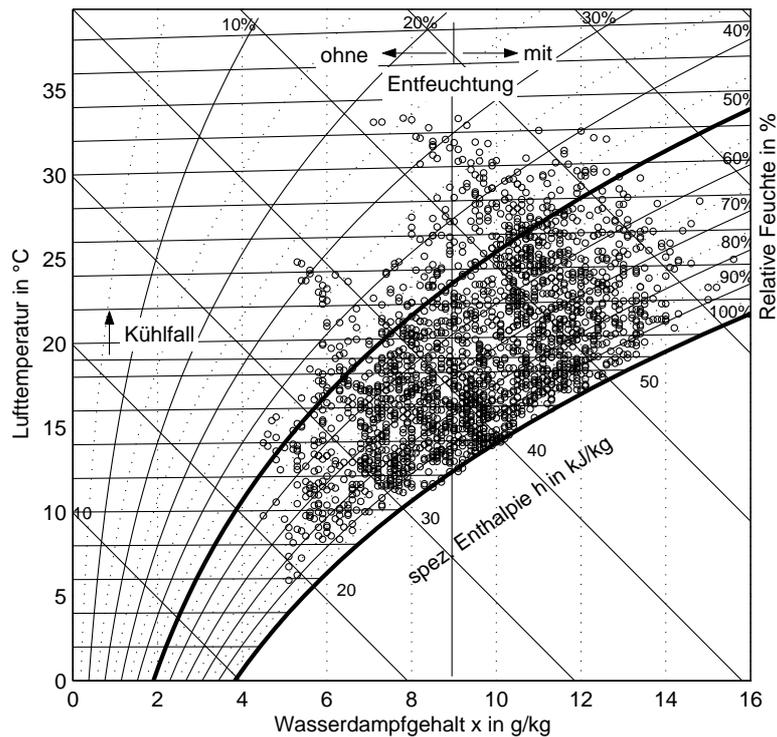


Abbildung 2.4: Verteilung der Außenluftzustände für die Klimadaten des Testreferenzjahres TRY05 [DWD 2004] im h,x -Diagramm

Abbildung 2.4 zeigt die Verteilung der stündlichen Luftzustände während der Sommermonate Juni bis August (2088 Zustände) im h,x -Diagramm für die Klimadaten des Testreferenzjahres TRY05¹ [DWD 2004]. Mit einer festgelegten Zulufttemperatur von 19°C und 9 g/kg Zuluftfeuchte ergeben sich für verschiedene Klimazonen die in Tabelle 2.4 gezeigten Stunden für den Kühlfall ($t > 19^\circ\text{C}$) und den Entfeuchtungsfall ($x > x_{ZL}$). Es sind deutlich mehr Zustände im Bereich Kühlung und Entfeuchtung vorhanden, als im Kühlfall allein.

Werden kombinierte Systeme aus Klimaanlage und Flächenkühlung eingesetzt, wie z.B. Kühldecken, Fußbodenkühlung oder Betonkernaktivierung, kann es sinnvoll sein, den Sollwert für die Raumluft- bzw. Zuluftfeuchte niedriger anzusetzen, um unerwünschte Tauwasserbildung auszuschließen.

Gerade wenn die Lüftungsanlage so klein bemessen wird, dass nur der geforderte Frischluftvolumenstrom gedeckt wird und der Hauptteil der sensiblen Lasten vom Flächenkühlsystem aufgenommen wird, ist aufgrund des geringeren Luftmassentromes eine niedrigere Zuluftfeuchte als oben angegeben notwendig, um die Feuchtelasten weiterhin abführen zu können. Bei einer Frischluftfrate von $\dot{V} = 40 \text{ m}^3/\text{h}$ und einer Wasserdampfabgabe von $\dot{m}_w = 40 \text{ g/h}$ pro Person [RECKNAGEL 2003] erfährt die Luft im Raum eine Feuchteänderung

$$x_{RL} - x_{ZL} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{V} \cdot \rho_a} = 0,86 \text{ g/kg} \quad . \quad (2.5)$$

Um den Raumluft Sollwert $x_{RL} = 9 \text{ g/kg}$ zu halten, muss die Zuluftfeuchte um 1 g/kg auf etwa 8 g/kg verringert werden. So ein verringerter Sollwert hat weitere ca. 100-150 Entfeuchtungs-

¹Niederrheinisch Westfälische Bucht und Emsland

Tabelle 2.4: Anzahl der Betriebsstunden für verschiedene Klimaregionen in Abhängigkeit des Zuluftzustandes

Klimaregion	Anzahl der Stunden im		
	Kühlfall, $\vartheta_{ZL} = 19^{\circ}\text{C}$	davon mit Entfeuchtung für	
		$x_{ZL} = 9 \text{ g/kg}$	$x_{ZL} = 8 \text{ g/kg}$
TRY03	751	455	683
TRY05	990	786	899
TRY13	886	606	735

stunden zu Folge, wie aus Tabelle 2.4 hervorgeht. Damit kommt beim kombinierten Einsatz von Klimaanlage und Flächenkühlsystem der Aufgabe der Entfeuchtung eine noch größere Bedeutung zu.

Kapitel 3

Stand der Technik

3.1 Konventionelle Klimatisierung

Zum Abführen der thermischen Lasten und zur Einstellung eines behaglichen Raumluftzustands muss die Luft thermodynamisch behandelt werden. Im Winter besteht diese Behandlung aus den Teilschritten Vorwärmung, gegebenenfalls Befeuchtung und Nachwärmung. Im Sommer wird die Luft abgekühlt und dabei entfeuchtet. Anschließend muss durch Nachwärmung eine geeignete Zulufttemperatur eingestellt werden. Abbildung 3.1 zeigt die Grundschaltung eines solchen konventionellen Systems für den Sommerbetrieb.

Die Entfeuchtung und Kühlung der Luft geschieht in der Regel in einem von einem Kühlmedium (Wasser oder Kältemittel) gespeisten Oberflächenkühler. Um die Luft entfeuchten zu können, muss die Temperatur der Oberfläche in jedem Fall unterhalb der Taupunkttemperatur des zu entfeuchtenden Luftstromes liegen.

Abbildung 3.2 zeigt exemplarisch die Zustandsänderung der Luft bei Entfeuchtung und Abkühlung in einem Luftkühler (1→2). Die Richtung der Zustandsänderung ist durch die Temperatur der Kühleroberfläche gegeben. Dieser Punkt wird oft als der “ziehende Punkt” ZP bezeichnet. Nach der Entfeuchtung ist die Luft in der Regel zu kalt, um dem Raum zugeführt zu werden. Daher ist eine Nachheizung (2→3) auf die gewünschte Zulufttemperatur notwendig.

Die zur Klimatisierung notwendige spezifische Kühlenergie ergibt sich aus der Enthalpiedifferenz der Luft vor und nach dem Kühler, $\Delta h_{12} = h_2 - h_1$. Diese Enthalpiedifferenz ist zwei bis drei mal höher, als die, die eigentlich notwendig wäre, um nur die thermischen Lasten aus dem Raum abzuführen. Im Diagramm 3.2 ist diese theoretische Enthalpiedifferenz mit $\Delta h_{12'}$

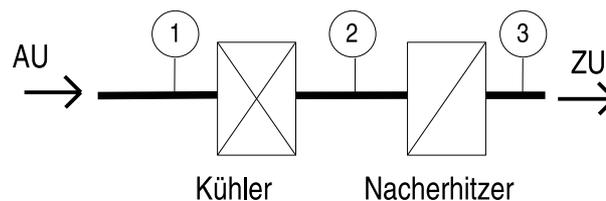


Abbildung 3.1: Grundschaltung eines konventionellen Klimatisierungssystems für den Sommerbetrieb

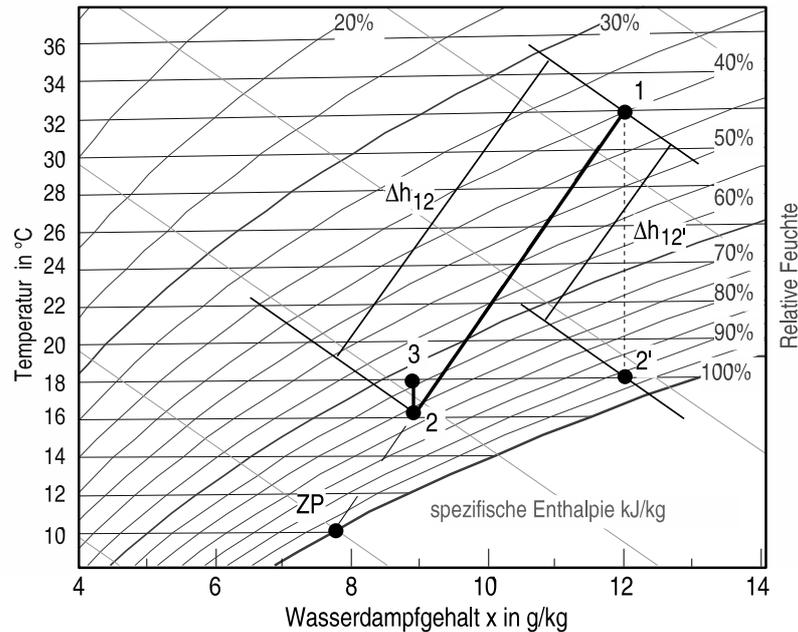


Abbildung 3.2: Zustandsänderungen der Luft bei konventioneller Klimatisierung im Sommerbetrieb im h,x -Diagramm

bezeichnet, die sich durch reine Abkühlung der Außenluft ohne Änderung des Feuchtegehalts auf die notwendige Zulufttemperatur ergibt.

3.2 Sorptionsgestützte Klimatisierung

Im Unterschied zur konventionellen Klimatisierung wird bei sorptionsgestützten Systemen die Aufgabe der Entfeuchtung von der Abkühlung getrennt. Dazu wird die feuchte Luft mit Hilfe eines hygroskopischen Mittels getrocknet. Dabei wird Wasserdampf aus der Luft an der Oberfläche des Sorptionsmittels angelagert (Adsorption) oder in diesem gelöst (Absorption).

Während des Sorptionsvorgangs wird Wärme frei. Diese Wärme setzt sich aus der bei der Anlagerung der freien Moleküle entstehende Bindungswärme und aus der Verdampfungs- bzw. Kondensationswärme des Wassers zusammen. Die Bindungswärme beträgt meistens 10-15% von der Verdampfungswärme des Wasserdampfes.

Um einen kontinuierlichen Prozess zu realisieren, muss der sorbierte Wasserdampf aus dem Sorptionsmittel wieder entfernt werden. Dieser umgekehrte Prozess wird Desorption oder Regeneration genannt. Zur Regeneration muss wiederum Wärme zugeführt werden.

Für die Luftentfeuchtung mittels Absorption werden in der Klimatechnik Kolonnen verwendet, in denen die zu entfeuchtende Luft im Gegenstrom zu dem flüssigen Sorbens geführt wird. Eine möglichst große Kontaktfläche wird mit inerten Packungen aus Keramik- oder Kunststoffringen erreicht. Als Sorbens eignen sich wässrige Lithiumchlorid- oder Lithiumbromid-Lösungen mit einem Gewichtsanteil von etwa 30 . . . 40%, sowie Calciumchlorid- oder Triethylenglykol-Lösungen.

Bei der adsorptiven Lufttrocknung erfolgt eine Wasseranlagerung an einen Feststoff mit großer Oberfläche. Technische Sorptionsmittel können etwa 20% ihres eigenen Gewichtes an Wasser

aufnehmen, dies variiert jedoch mit der Temperatur und der relativen Luftfeuchte. Die Durchströmung von Festbetten oder Schüttungen ist eine mögliche Umsetzung für einen Sorptions-trockner. Dafür werden jeweils im Wechsel zwei Betten angeströmt. Die Regeneration erfolgt durch einen Druck- oder einen Temperaturwechsel. Ein gleichmäßiger Betrieb wird mit Sorptionsregeneratoren (vgl. Abbildung 3.3) erreicht, die sich kontinuierlich nacheinander durch einen Prozess- und einen Regenerationsluftstrom drehen. Als Sorbens wird häufig Silica-gel [KRISHNA and MURTHY 1989, JIN et al. 1998] verwendet, das durch seine feinporige Struktur eine große Kontaktfläche bietet. Es wird in kleinen Partikeln auf einer strömungsdurchlässigen Trägerstruktur aufgebracht. Die Trägermatrix weist eine wabenartige, gewellte Struktur auf, um eine möglichst große Kontaktfläche zwischen Luft und Sorptionsmittel zu ermöglichen. Je nach Hersteller besteht die Trägerstruktur aus sinus-, dreieck- oder hexagonalförmigen Kanälen. Der Rotor wird meistens über einen Riemen von einem Elektromotor angetrieben. Die Umdrehungsgeschwindigkeit beträgt 6 bis 20 Umdrehungen pro Stunde.

In Rotationstrocknern wird auch Lithiumchlorid (LiCl) als Sorbens eingesetzt, mit dem das Trägermaterial, z.B. Cellulose oder Keramik, getränkt wird. LiCl hat eine leichte antibiotische Wirkung und ist ungiftig. Während des Sorptionsprozesses kann das LiCl in fester Form als Hydrat oder als Lösung vorliegen [RÖBEN und HUPE 1982]. Daher kann sowohl von Ab- als auch von Adsorption gesprochen werden, wie im Abschnitt 4.4 später erläutert wird. Lithiumchlorid hat eine höhere Wasseraufnahmekapazität als feste Sorptionsmittel und kann ein Mehrfaches des Eigengewichts an Wasser aufnehmen.

In einigen kommerziell erhältlichen Regeneratoren werden Molekularsiebe als Sorptionsmittel eingesetzt. Diese Materialien weisen zwar eine höhere Bindungswärme auf, die Kapazität zur Wasseraufnahme bleibt aber auch bei niedriger Luftfeuchte erhalten, so dass sich wesentlich trockenere Zustände erreichen lassen, als mit Silica-gel oder Lithiumchlorid der Fall ist. Bei Silica-gel und Lithiumchlorid sinkt dagegen die Wasseraufnahmekapazität bei niedrigeren Luftfeuchten.

Ebenfalls zur Trocknung geeignet sind Zeolite und Silicate, die in ihrer Hohlräumstruktur Wasser anlagern können [TAUSCHER et al. 1999].

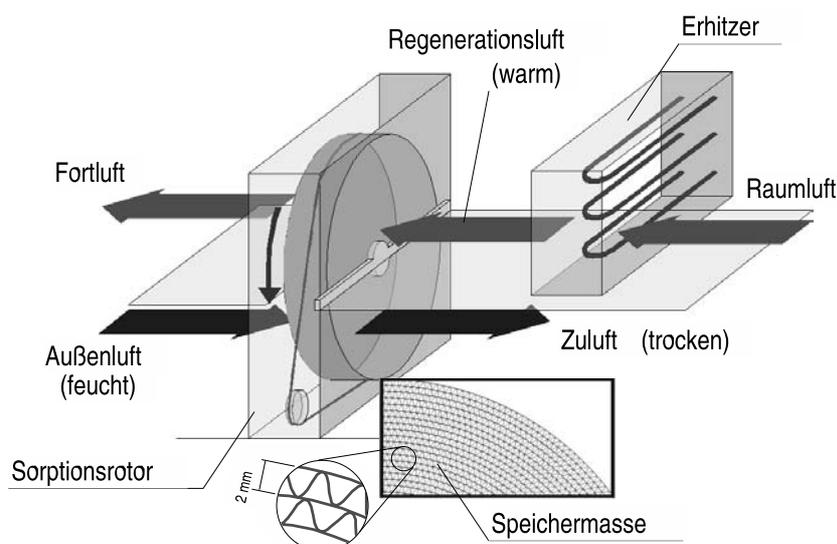


Abbildung 3.3: Aufbau und Wirkungsweise eines Sorptionsrotors



Abbildung 3.4: Sorptionsrotor (Versuchsanlage der TUHH)

In der Klimatechnik werden meistens die Sorptionsregeneratoren so eingesetzt, dass ein rotierender Wärmerückgewinner nachgeschaltet ist. Mit dem Wärmerückgewinner kann der getrocknete aber durch die Sorptionswärme gleichzeitig erwärmte Luftstrom mit Hilfe eines im Vergleich dazu kühleren Luftstromes passiv gekühlt werden. Üblicherweise wird dazu die Abluft eingesetzt.

Bei höherer Umdrehungsgeschwindigkeit können die Rotoren auch zur kombinierten Wärme- und Feuchterückgewinnung eingesetzt werden. In diesem Fall spricht man von Enthalpieübertragung oder bezeichnet den Sorptionsrotor als ein *Enthalpierotor* oder *Enthalpieübertrager*.

Abbildung 3.4 zeigt einen eingebauten Sorptionsrotor in der Versuchsanlage der TUHH.

Um die gewünschte Zulufttemperatur in sorptionsgestützten Anlagen zu erreichen wird meistens auf Verdunstungskühlung zurückgegriffen, um so auf eine elektrisch angetriebene Kältemaschine zu verzichten. Solche Anlagen sind als DEC (*Desiccant Evaporative Cooling*) Systeme bekannt und werden nachfolgend genauer beschrieben. Anschließend werden die in der Fachliteratur als Hybrid-Systeme bezeichnete Anlagen behandelt, die die sorptive Entfeuchtung als offenen Prozess mit einem konventionellen, geschlossenen Kälteprozess kombinieren. Ein Hybrid-System, welches ganz auf Verdunstungskühlung verzichtet, wird in dieser Arbeit Gegenstand eingehender Untersuchungen sein.

3.2.1 DEC (Desiccant Evaporative Cooling)-Systeme

Abbildung 3.5 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer DEC-Klimaanlage. Die dazugehörigen Zustandsänderungen der Luft im h,x -Diagramm sind in Abbildung 3.6 dargestellt. Die Außenluft vom Zustand 1 wird zunächst im Sorptionsrotor getrocknet. Dabei kommt es durch die frei werdende Sorptions- und Kondensationswärme zu einer Erwärmung der Luft. Diese adiabate Trocknung verläuft im h,x -Diagramm annähernd entlang einer Isenthalpen. Neben der frei werdenden latenten Wärme wird auch sensible Wärme von der Speichermasse auf den Luftstrom übertragen, so dass die Zustandsänderung im h,x -Diagramm 1→2 tatsächlich gegenüber der

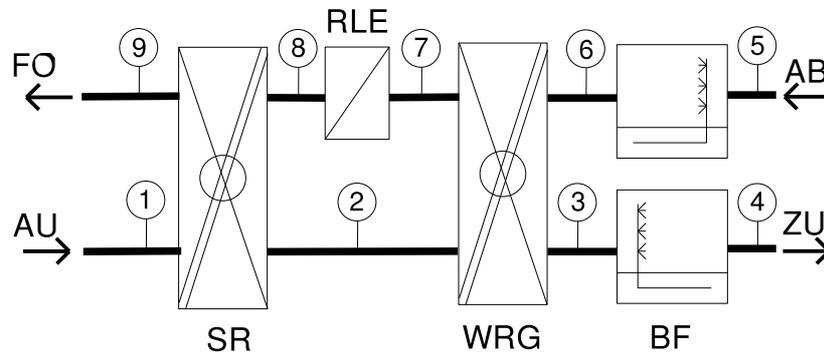


Abbildung 3.5: Schema einer DEC-Klimaanlage

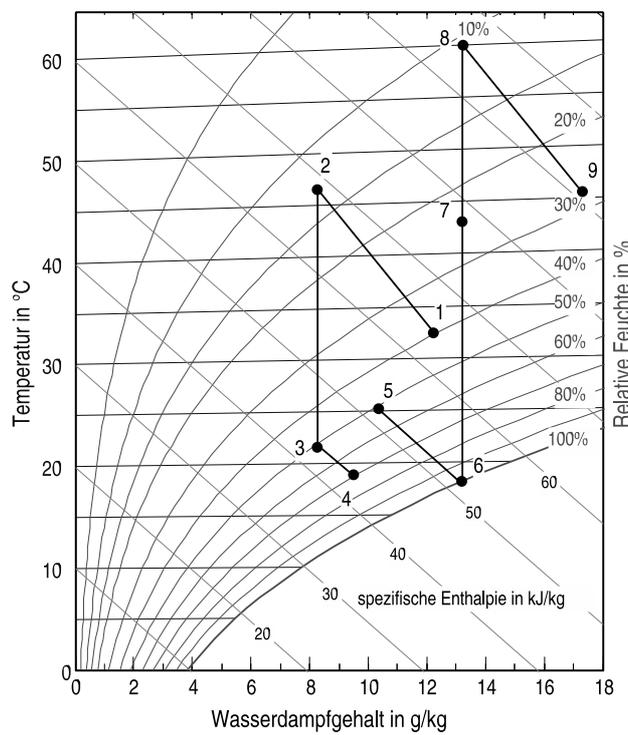


Abbildung 3.6: DEC Klimatisierungsprozess im h,x -Diagramm

Isenthalpen stärker geneigt ist. Nach der Trocknung erfolgt zunächst eine Kühlung in einem rotierenden Wärmerückgewinner (2→3). Dabei wird die Abluft genutzt, die vorher allerdings adiabatisch befeuchtet wurde (5→6). Falls notwendig, wird in einem nachgeschalteten adiabaten Luftwäscher oder Kaltdampfgenerator weiter befeuchtet, um so die Luft abzukühlen (3→4).

Auf der Abluftseite wird die Luft erhitzt (7 → 8), um den Sorptionsrotor zu regenerieren. Je nach Sorptionsmittel und Luftzustände sind hier Regenerationslufttemperaturen zwischen 50 . . . 80°C notwendig.

Wesentlicher Vorteil der DEC-Klimatechnik ist der Verzicht auf eine elektrisch angetriebene Kompressionskältemaschine und damit verbundene Kältemittel. Die Betriebskosten können besonders reduziert werden, wenn Abwärme kostengünstig zur Verfügung steht oder vorhandene Solarenergieanlagen eingebunden werden können. [MAZZEI et al. 2002] gibt z.B. Betriebskosteneinsparungen von 35% an. Wenn Wärme ohnehin zur Verfügung steht, können bis 85% der Betriebskosten eingespart werden. Die Investitionskosten sind leicht höher als bei einem konventionellen System und es ergeben sich Amortisationszeiten von 3 bis 6 Jahren. DEC-Systeme werden oft in der solarunterstützten Klimatisierung verwendet, um so einen besonders umweltfreundlichen Prozess mit minimalen Primärenergieeinsatz zu realisieren, [NELSON et al. 1978], [WOLKENHAUER et al. 2001a] und [HINDENBURG und HENNING 2002].

Wenn ein DEC-System große sensible Lasten aufzunehmen hat, muss die Luft so weit getrocknet werden, dass anschließend durch die Verdunstung eine ausreichende Kühlung erreicht werden kann. Treten gleichzeitig latente Lasten auf, kann das System nicht mehr genügend Kälteleistung zur Verfügung stellen und gleichzeitig steigt der Wärmebedarf zur Regeneration, da eine größere Entfeuchtung angefordert wird. Die Zulufttemperatur kann bei DEC-Anlagen deswegen nicht frei gewählt werden. Als Folge davon muss die Anlage für größere Volumenströme ausgelegt werden, was sich negativ auf die Investitionskosten auswirkt. [ANDERSSON and LINDHOLM 2001] zeigen ein Verfahren, um die Leistungsgrenzen von DEC-Anlagen bei gegebenen klimatischen Bedingungen und Effizienz der Komponenten darzustellen.

Weiterer Nachteil von DEC-Klimaanlagen ist der regelungstechnische Mehraufwand in Vergleich zu konventionellen Systemen. In der Regel müssen für die verschiedenen Außenluftzustände mehr Unterscheidungsfälle für die Regelung der Komponenten getroffen werden.

Die in Abbildung 3.5 dargestellte Schaltung wird in der Literatur oft als *Ventilation Cycle* [COLLIER et al. 1982] bezeichnet und stellt die meist verwendete Variante dar. Es sind jedoch eine Reihe anderer Schaltungsvarianten möglich. Eine Umluftschaltung ergibt sich zum Beispiel, wenn die Abluft aus dem Gebäude durch den Sorptionsrotor geführt, anschließend gekühlt und dem Raum wieder zugeführt wird, vgl. Abbildung 3.7. Dabei wird Außenluft zur Regeneration eingesetzt. Eine solche Schaltung ist als *Recirculation Cycle* bekannt [JURINAK et al. 1984]. Auch ein nur teilweiser Umluftbetrieb ist möglich. Eine weitere bekannte Konfiguration ist der *Dunkle Cycle* [COLLIER et al. 1982, COLLIER 1997], dargestellt in Abbildung 3.8. Die Idee dabei ist, das Kühlpotential der Abluft möglichst auszunutzen, wie das im *Ventilation Cycle* der Fall ist. Daher wird ein adiabater Befeuchter zur Verdunstungskühlung und ein Wärmerückgewinner direkt im Abluftstrom angeordnet. Damit steigt jedoch der apparative Aufwand erheblich.

In [KANG and MACLAINE-CROSS 1989] und [BELDING and DELMAS 1997] werden weitere Schaltungsmöglichkeiten dargestellt, in denen die Luft mittels indirekter Verdunstung gekühlt wird. [MECKLER 1991] stellt eine mehrstufige Entfeuchtung und Verdunstungskühlung vor.

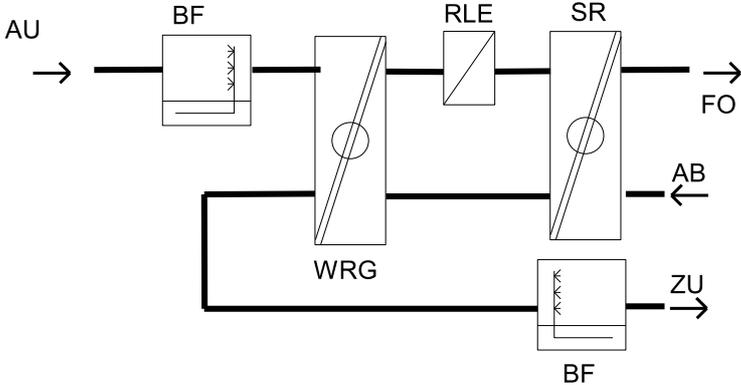


Abbildung 3.7: Schaltungsvariante einer DEC-Klimaanlage: Recirculation Cycle

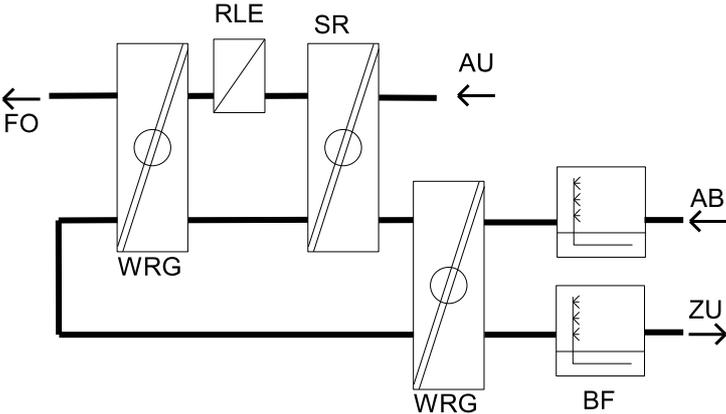


Abbildung 3.8: Schaltungsvariante einer DEC-Klimaanlage: Dunkle Cycle

3.2.2 Hybrid-Systeme

Um die Nachteile der DEC-Klimatechnik auszugleichen, wurden erstmals von *MacLaine-Cross* [MACLAINE-CROSS and AIRAH 1987] sogenannte *Hybrid-Systeme* vorgeschlagen, bei denen offene Prozesse zur Kälteerzeugung (z.B. Verdunstungskühlung) mit geschlossenen Kälteprozessen kombiniert werden. In späteren Arbeiten findet diese Bezeichnung auch Anwendung, wenn Sorptionstechnik zur Entfeuchtung und geschlossene Kältekreisläufe kombiniert werden [BURNS et al. 1985, DHAR and SINGH 2001].

Abbildung 3.9 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Hybridanlage, die *Möckel* im Rahmen seiner Arbeit an der TUHH im Arbeitsbereich Technische Thermodynamik theoretisch und experimentell untersucht hat [MÖCKEL 2003]. Anders als in bisherigen Arbeiten wurde in der Versuchsanlage auf Verdunstungskühlung verzichtet und zur Abkühlung ein Kaltwassersatz eingesetzt, der über das elektrische Netz von einem Blockheizkraftwerk angetrieben wurde. Bei dem Blockheizkraftwerk handelt es sich um ein Mini-BHKW mit 5 kW elektrischer und 12,5 kW thermischer Leistung. Abbildung 3.10 zeigt eine Seitenansicht der Versuchsanlage, mit der ca. 2000 m³/h Luft aufbereitet werden können. In Abbildung 3.11 sind die dazugehörigen Zustandsänderungen im h,x -Diagramm dargestellt. Nach der Trocknung und Wärmerückgewinnung (1→2→3) entsprechend dem bereits erläuterten DEC-Prozess wird in einem Nachkühler ohne Taupunktunterschreitung die Luft auf die gewünschte Zulufttemperatur (3→4) gekühlt.

Dieser Hybridprozess mit Kraft-Wärme-Kopplung weist gegenüber einem konventionellen Prozess mit Taupunkttemperatur und anschließender Nachwärmung einen geringeren Energiebedarf auf. Untersuchungen [MÖCKEL 2003, CASAS et al. 2001] haben ergeben, dass ein solcher Hybridprozess zu einer Einsparung von bis zu 40% Primärenergie führen kann. Auch wenn keine Kraft-Wärme-Kopplung zum Einsatz kommt, können 20 bis 30% Primärenergie eingespart werden. Der Kühlleistungsbedarf kann aufgrund der sorptiven Vortrocknung um 50 bis 70% gesenkt werden, abhängig von den gewünschten Zuluftbedingungen.

Gegenüber der klassischen DEC Klimaanlage hat das Hybridsystem den Vorteil, dass die Kühlleistung nicht durch das Verdunstungspotential beschränkt ist. Somit sind Entfeuchtung

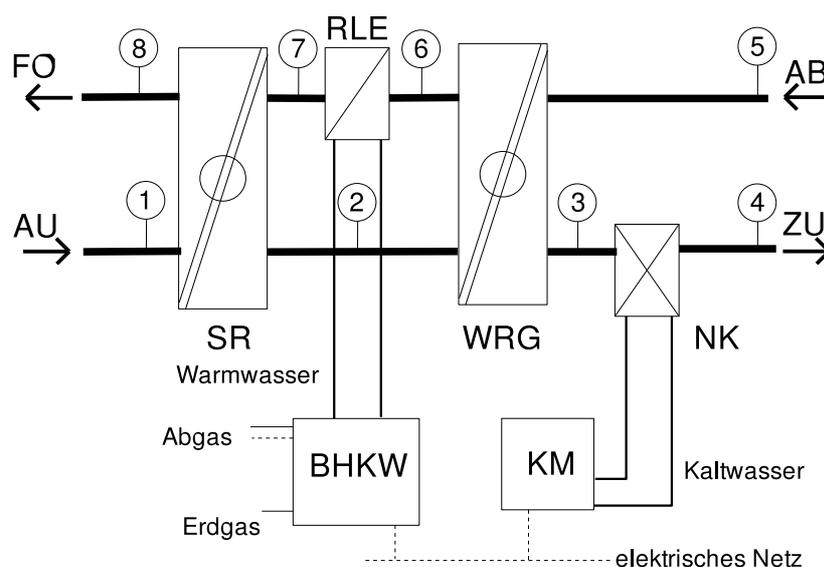


Abbildung 3.9: Schema einer Hybrid-Klimaanlage

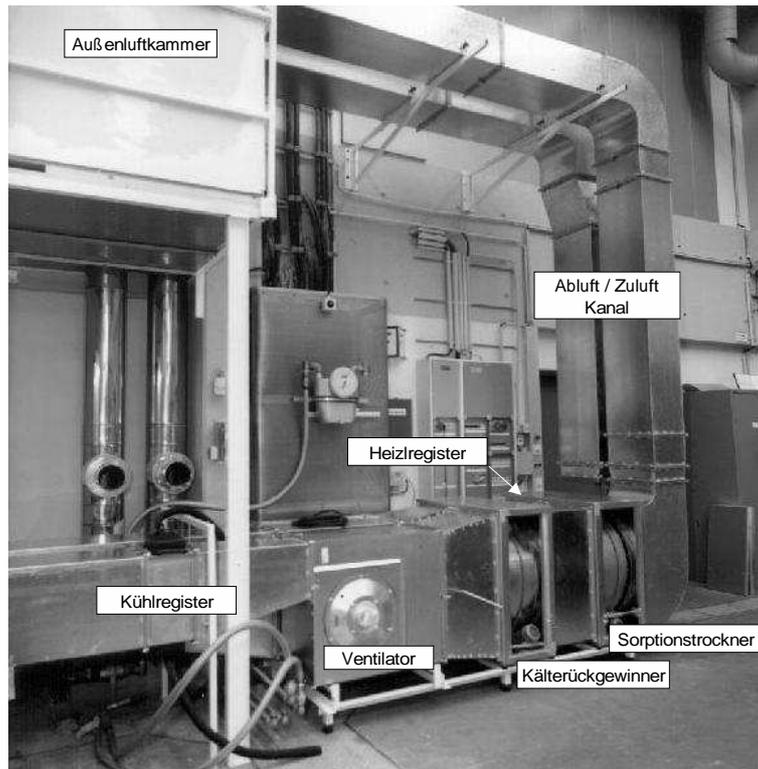


Abbildung 3.10: Ansicht der Versuchsanlage an der TUHH

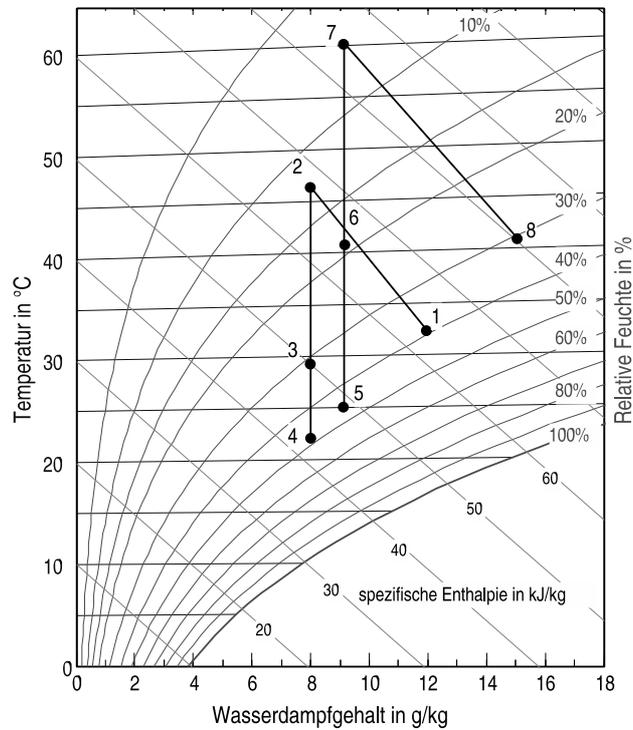


Abbildung 3.11: Zustandsänderung der Luft in einer Hybrid-Klimaanlage im h,x -Diagramm (Versuchsergebnisse aus [MÖCKEL 2003, CASAS et al. 2001])

und Kühlung gänzlich getrennt, die Temperatur und der Feuchtegehalt sind unabhängig von einander regelbar. Es kann, wie beim DEC-System, weiterhin Wärme zur Klimatisierung eingesetzt werden. Zur Nachkühlung kann eine konventionelle Kältemaschine eingesetzt werden, die aber viel kleiner zu dimensionieren ist. Zugleich kann eine höhere Kaltwasser bzw. Verdampfungstemperatur gefahren werden, als zur Taupunktunterschreitung notwendig wäre, wodurch die Effizienz des Kälteprozesses verbessert wird.

Eine Optimierungsmöglichkeit beim Hybridprozess besteht darin, die Abwärme der Kältemaschine vollständig oder teilweise zur Erwärmung der Regenerationsluft zu nutzen, wie in [BURNS et al. 1985, BRANDEMUEHL and KHATTAR 1997] dargestellt. Hybridsysteme können auch eingesetzt werden, um die Entfeuchtungskapazität vorhandener Anlagen zu vergrößern [MARCINIAK et al. 1991].

Kapitel 4

Modellierung sorptionsgestützter Klimaanlageanlagen

Um den Energiebedarf sorptionsgestützter Klimaanlageanlagen unter verschiedenen Bedingungen mit der von konventionellen Anlagen vergleichen zu können, ist die rechnergestützte Simulation ein unverzichtbares Werkzeug. Damit können z.B. verschiedene Schaltungsvarianten untersucht und Systeme bezüglich Regelungsstrategien optimiert werden.

Der Berechnung der Zustandsänderungen der Luft beim Durchströmen des Sorptionsrotors kommt eine besondere Bedeutung bei der Simulation sorptionsgestützter Klimaanlageanlagen zu. Nach einer Übersicht über vorangegangene Arbeiten zur Simulation von Sorptionsrotoren wird die Vorgehensweise bei der Modellbildung erläutert. Bei der Modellierung mit der Sprache *Modelica* wird auf die *Finite Volumen Methode* zurückgegriffen. Grundlegender Baustein für alle modellierten Komponenten ist dabei ein Luft-Kontrollvolumen. Die thermodynamischen Gleichungen für ein solches Kontrollvolumen werden zunächst aufgestellt. Der Sorptionsvorgang wird dann näher betrachtet, um ein allgemeines, diskretisiertes Modell des Sorptionsrotors entwickeln zu können. Danach können die für das Modell notwendigen physikalischen Parameter bestimmt werden. Nach einer Sensitivitätsanalyse wird das Modell durch den Vergleich mit anderen Simulationsergebnissen, Herstellerangaben und Messdaten überprüft.

4.1 Vorangegangene Arbeiten zur Simulation von rotierenden Sorptionstrocknern

In der Literatur finden sich einige Arbeiten zur Modellierung des gekoppelten Wärme- und Stofftransports in einem Sorptionsrotor. Bei allen Arbeiten werden zunächst Erhaltungsgleichungen für Energie und Masse aufgestellt sowie Wärme- und Stoffaustausch durch entsprechende Wärme- bzw. Stoffübergangskoeffizienten beschrieben. Zusammen mit den thermodynamischen Zustandsgleichungen für Luft, Sorptionsmittel und Sorptionsgleichgewicht ergibt sich ein komplexes nicht-lineares System sowohl aus algebraischen als auch aus Differentialgleichungen. [MACLAINE-CROSS and BANKS 1972] stellt eine der ersten Arbeiten zur numerischen Lösung des Problems vor. Dabei wird das Gleichungssystem so umformuliert, dass die Variablen Enthalpie und Wassergehalt des Fluids durch neue sogenannte charakteristische Potentiale ersetzt und vereinfachende Annahmen getroffen werden. Das Gleichungssystem wird

so aufgeteilt, dass zwei Teilsysteme entstehen, wobei jedes Teilsystem nur eine der charakteristischen Potentiale beschreibt und die gleichen Beziehungen wie für den Wärmetransport verwendet. Basierend auf der Analogie für Wärme- und Stofftransport kann dann das Gleichungssystem gelöst, und die Lösung vom Wärmetransport- auf das Stofftransportproblem übertragen werden. Darauf aufbauend entwickelte [BANKS 1985a, BANKS 1985b] eine nicht lineare Analogie-Methode, um das Gleichungssystem für die charakteristischen Potentiale zu lösen.

[HOLMBERG 1979] stellt ein Gleichungssystem für Wärme- und Stofftransport auf, das anschließend mit einer Finite-Differenzen-Methode mit einem versetzten Gitter (*staggered grid*) gelöst wird. [ZHENG and WOREK 1993] schlägt eine Lösung mit einem impliziten Finite-Differenzen Verfahren vor. [AHMED et al. 2005] wendet ebenfalls ein Finite-Differenzen Verfahren zur Lösung der partiellen Differentialgleichungen an.

Ein anderer Ansatz [MATHIPRAKASAM and LAVAN 1980] besteht darin, das Gleichungssystem zu linearisieren und anschließend mit Hilfe einer Laplace-Transformation zu lösen.

[FUJII and LIOR 1996] wenden eine ADI (*Alternating Direction Implicit*) Methode zur Lösung des gekoppelten Wärme- und Stoffübertragungsproblems an. [CEJUDO et al. 2002] arbeitet ebenfalls mit einem Finite-Differenzen Verfahren und ein mit experimentellen Daten trainierten Neuronales-Netzwerkmodell.

[VAN DEN BULCK et al. 1985a] stellt eine Theorie zur Modellierung von Sorptionstrocknern mit unendlichen Übergangskoeffizienten vor. Anschließend werden in einer darauf aufbauenden Arbeit [VAN DEN BULCK et al. 1985b] Korrelationen für reale Silica-gel Rotoren mit endlichen Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten entwickelt, die über einen weiten Bereich gültig sind.

[SIMONSON and BESANT 1997] schlägt ein numerisches Verfahren vor, bei dem die Gleichungen mit Hilfe eines Finite-Volumen Verfahrens diskretisiert und mit einer Gauss-Seidel Iterationsmethode gelöst werden. In [ZHANG et al. 2003] wird das aufgestellte Gleichungssystem mit einem Gauss-Jordan-Algorithmus gelöst.

[BARLOW 1982] entwickelte ein pseudo-stationäres Modell und implementierte es in ein Computerprogramm, das mit geringem numerischen Aufwand auskommt. Ein Vergleich mit der Lösung durch ein Finite-Differenzen Verfahren zeigte, dass dieses Modell vergleichsweise gute Ergebnisse liefert [SCHULTZ and MITCHELL 1989].

[ZHANG and NIU 2002] führt eine zweidimensionale Betrachtung ein, um Wärmeleitung und Stoffdiffusion in axialer und vertikaler Richtung (in die Trägerstruktur) zu berücksichtigen. Das entstehende Gleichungssystem wird auch mit Hilfe eines Finiten-Volumen Verfahren diskretisiert und dann mit einer ADI Methode gelöst.

Fast ausschließlich alle erwähnten Arbeiten beschäftigen sich mit Silica-gel als Sorptionsmittel. Ein Grund hierfür ist, dass Verfahren, die auf der Wärme- und Stofftransport-Analogie basieren, um beide Gleichungssysteme getrennt von einander zu lösen, auf Sorptionsmittel mit Unstetigkeiten in der Sorptionsisotherme nicht anwendbar sind [RAU et al. 1991]. Solche Unstetigkeiten treten jedoch bei LiCl auf, vgl. Abschnitt 4.4.3. In der Arbeit von [RAU et al. 1991] wird auf diese Besonderheit von Lithiumchlorid eingegangen und ein vorhandenes Modell von *MacLain-Cross* erweitert, um das Verhalten eines LiCl-Rotors zu berechnen. Dabei kommt auch ein Finite-Differenzen Verfahren mit versetzten Gittern zum Einsatz. [FRANZKE 1989] hat ebenfalls Modelle für die Berechnung des Wärme- und Stoffaustausches in LiCl-getränkten Sorptionsregeneratoren entwickelt und numerisch gelöst. [GUTERMUTH 1980] hat experimentelle Untersuchungen zum Wärme- und Stoffaustausch in LiCl-getränkten Sorptionsrotoren

durchgeführt und anschließend ein beschreibendes Modell aufgestellt. Zur Lösung des dadurch entstehenden Gleichungssystems aus partiellen hyperbolischen Differentialgleichungen wurde ein Differenzenverfahren auf der Basis der Charakteristikenmethode verwandt.

Aus der vorangegangenen Übersicht wird deutlich, dass die Lösung des Gleichungssystems mit einem erheblichen mathematischen Aufwand verbunden ist. In dieser Arbeit wird die Modellierungssprache *Modelica* und das Simulationstool *Dymola* eingesetzt. Mit *Modelica* werden die physikalischen Gleichungen objektorientiert formuliert, während *Dymola* die Modellumsetzung vornimmt und geeignete Löser für das entstandene Gleichungssystem zur Verfügung stellt.

4.2 Grundlagen der Modellierung mit Dymola/Modelica

4.2.1 Die Modellierungssprache Modelica

Die objektorientierte Programmiersprache *Modelica* zur dynamischen Modellierung von physikalischen und technischen Systemen ist ein Produkt der *Modelica Association*¹, einer gemeinnützigen Gesellschaft bestehend aus Anwendern und Entwicklern von *Modelica* aus Forschung und Industrie.

Grundidee des 1996 ins Leben gerufenen *Modelica* -Projektes war die Festlegung eines Standards für den Austausch von Modellen und Modellbibliotheken für physikalische und technische Systeme und Prozesse. Als Grundlage sollten Erfahrungen und Konzepte einer Vielzahl zu der Zeit in Instituten und Betrieben verwendeter Simulationsprogramme und -sprachen dienen, die jedoch oft nur für bestimmte Bereiche und Anwendungen entwickelt worden waren, wie z.B. *ObjektMath*, *Omola* oder *Smile*.

Grundlegende Merkmale von *Modelica* sind:

- Verwendung algebraischer Gleichungen und zeitlich differenzierter Variablen.
- Modellierung von Systemen aus unterschiedlichen physikalischen Bereichen mit kontinuierlichem und diskretem Verhalten.
- Hohe Wiederverwendbarkeit der Modelle durch Mehrfachvererbung und Austauschbarkeit.
- Flexible Kombination von Objekten über Schnittstellen.

Für eine ausführliche Beschreibung der Syntax und Möglichkeiten sei auf die Sprachspezifikation [Modelica 2004] verwiesen.

Für die Modellierung und Simulation mit *Modelica* ist eine Umgebung notwendig, die die Erstellung von Modellen unterstützt, das Modell in ein DAE (*Differential Algebraic Equation system*) übersetzt und dieses anschließend löst. Kommerziell erhältliche Tools, die Benutzeroberfläche, Compiler und Solver vereinen, sind *Dymola* von *Dynasim*² und *MathModelica* von

¹Modelica and the Modelica Association, <http://www.modelica.org>

²Dymola - Dynamic Modeling Laboratory with Modelica (Dynasim), <http://www.dynasim.se>

*MathCore*³. Eine neue Entwicklung ist das frei erhältliche *OpenModelica Environment*⁴. Im Rahmen dieser Arbeit kommt die Entwicklungsumgebung *Dymola* zum Einsatz. Die Modelle halten sich jedoch an die *Modelica* -Sprachspezifikation und können auch mit den anderen verfügbaren Compilern übersetzt werden.

[OTTER 1999, TUMMELSCHKEIT 2000, TILLER 2001, FRITZON 2004] geben einen Überblick über die Sprache sowie eine Einführung in die Modellierung physikalischer Systeme mit *Modelica*.

4.2.2 Vorgehensweise bei der Modellbildung

Klimaanlagen oder thermodynamische Systeme im Allgemeinen, bestehen aus mehreren Einzelkomponenten wie z.B. Ventilator, Lufterhitzer- und -kühler, die von einem Arbeitsfluid (hier Luft oder Wasser) durchströmt werden und miteinander verbunden sind. Je nach erforderlichem Detaillierungsgrad können die Einzelkomponenten durch algebraische Gleichungen und/oder partielle Differentialgleichungen beschrieben werden. Während bei einigen Modellen konzentrierte Ansätze mit nur einem Kontrollvolumen zur Anwendung kommen, sind vielfach auch verteilte Ansätze mit diskretisierten Kontrollvolumina notwendig.

Als Diskretisierungsverfahren kommt bei thermohydraulischen Systemen häufig die Finite-Volumen Methode zur Anwendung. Dabei werden die Erhaltungsgleichungen (Masse- und Energieerhaltung) sowie eine oder mehrere Zustandsgleichungen an einem Volumenelement formuliert, vgl. Abbildung 4.1. An den Grenzen des Kontrollvolumens sind die extensiven Größen wie Massenstrom und Wärmestrom definiert, während die intensiven (thermischen) Zustandsgrößen (z.B. Temperatur, Dichte, Enthalpie und Druck) im Kontrollvolumen definiert sind. Für das Kontrollvolumen selbst gilt das Prinzip der idealen Durchmischung, d.h. im gesamten Volumen ändern sich die Zustandsgrößen nicht und der Austrittszustand entspricht dem Zustand im Inneren des Bilanzraumes (Rührkesselmodell).

Diese Vorgehensweise eignet sich sowohl für konzentrierte Ansätze (Diskretisierung $n = 1$) als auch für verteilte Ansätze bei einer eindimensionalen endlichen Diskretisierung in n Kontrollvolumina.

In den Arbeiten [WISCHHUSEN 2004, WISCHHUSEN and SCHMITZ 2004] ist ebenfalls das hier dargestellte Verfahren zur Modellierung komplexer Energiesysteme angewendet worden. [PFAFFEROTT and SCHMITZ 2004, PFAFFEROTT 2004] zeigen die Modellierung von Kältekreisläufen mit *Modelica*.

4.3 Feuchte Luft

Das Kontrollvolumen feuchter Luft bildet die Grundlage für alle weiteren Modelle, sowohl für konzentrierte als auch für verteilte Komponentenmodelle, und für den Aufbau einer Bibliothek

³MathCore - Modelica-based Software Engineering Tools for Object-Oriented Computer Simulation, <http://www.mathcore.com>

⁴The OpenModelica Project, Linköping University, Sweden, <http://www.ida.liu.se/~pelab/modelica/OpenModelica.html>

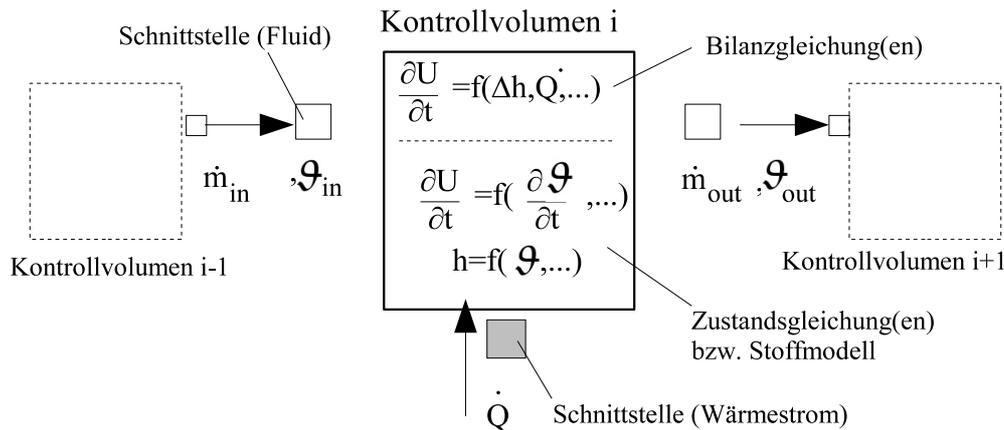


Abbildung 4.1: Allgemeines Kontrollvolumen

zur Simulation von Klimaanlage. An dieser Stelle werden die thermodynamischen Gleichungen zur Beschreibung der feuchten Luft und die Bilanzierung an einem Kontrollvolumen i nach Abbildung 4.2 vorgestellt.

Dabei gelten folgende Annahmen:

- (1) Feuchte Luft ist ein ideales Gasgemisch, es gilt das Gesetz von *Dalton*.
- (2) Konstante Wärmekapazitäten für trockene Luft und Wasserdampf.
- (3) Keine Wärmeleitung in Strömungsrichtung.

An der Systemgrenze eines Bilanzraumes kann ein sensibler Wärmestrom \dot{Q}_{con} ausgetauscht werden sowie Feuchtigkeit $\dot{m}_{w,con}$ mit der Enthalpie $h_{w,con}$ zu- oder abgeführt werden.

Die spezifischen Größen werden auf die Masse der trockenen Luft bezogen. Die im Bilanzraum mit einem konstanten Volumen enthaltene Masse trockener Luft ist

$$M_i = \rho_i \cdot V_i = \frac{V_i}{v_i} \quad . \quad (4.1)$$

Der absolute Wassergehalt der Luft ist als das Verhältnis des enthaltenen Wassers zur Masse der trockenen Luft definiert,

$$x_i = \frac{M_{w,i}}{M_i} \quad . \quad (4.2)$$

Die Dichte der feuchten Luft

$$\rho_i = \frac{1}{v_i} \quad (4.3)$$

ergibt sich aus dem spezifischen Volumen

$$v_i = \frac{R_a}{p} \cdot T_i \cdot \left(1 + \frac{R_w}{R_a} \cdot x_i \right) \quad . \quad (4.4)$$

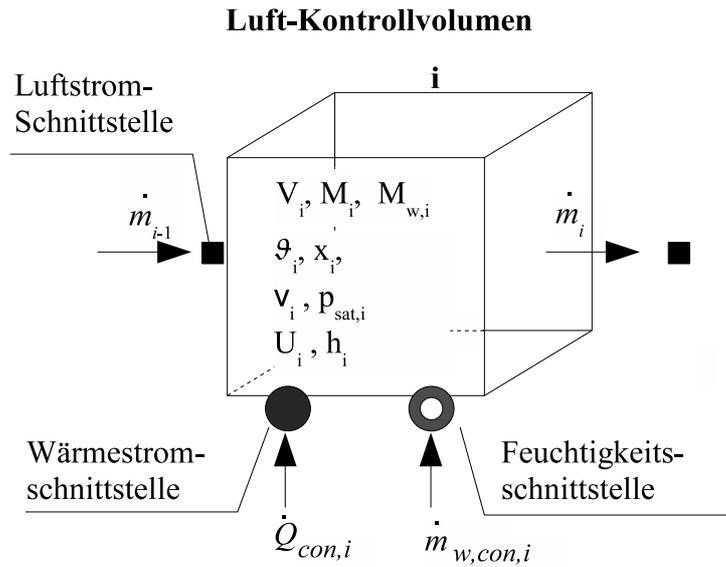


Abbildung 4.2: Kontrollvolumen für feuchte Luft

In der Praxis ist es oft nützlich, den Wasserdampf-Partialdruck auf den Sättigungsdruck zu beziehen. Dieser Quotient ist die relative Feuchte

$$\varphi_i = \frac{p_{wv,i}}{p_{sat,i}(\vartheta_i)} \quad . \quad (4.5)$$

Zwischen absolutem Wasserdampfgehalt, Partialdruck und relativer Feuchte gilt

$$x_i = \frac{R_a}{R_w} \cdot \frac{p_{sat,i}(\vartheta_i)}{(p/\varphi_i - p_{sat,i}(\vartheta_i))} \quad . \quad (4.6)$$

Zur Bestimmung des Sättigungsdruckes

$$p_{sat,i} = p_{sat}(\vartheta) \quad (4.7)$$

kann zum Beispiel eine *Antoine*-Gleichung für den Dampfdruck von Wasser dienen. In dieser Arbeit wird auf eine Approximation von [GLÜCK 1991] zurückgegriffen, die in A.1 dargestellt ist.

4.3.1 Energiebilanz

Für die zeitliche Änderung der inneren Energie eines i -ten Kontrollvolumens kann der erste Hauptsatz der Thermodynamik geschrieben werden als

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} = \dot{Q}_{con,i} + \dot{m}_{i-1} \cdot h_{i-1} - \dot{m}_i \cdot h_i + \dot{m}_{w,con,i} \cdot h_{w,con,i} \quad . \quad (4.8)$$

4.3.2 Massenbilanz

Unter der Annahme kleiner Luftgeschwindigkeiten und Druckunterschiede gilt trockene Luft als inkompressibel. Da keine Quellen oder Senken im Kontrollvolumen vorhanden sind, ergibt sich die Massenbilanz zu

$$\frac{\partial M_i}{\partial t} = \dot{m}_i - \dot{m}_{i-1} \quad . \quad (4.9)$$

Für die zeitliche Änderung des im Luft-Kontrollvolumens enthaltenen Wassers gilt

$$\frac{\partial M_{w,i}}{\partial t} = \frac{\partial x_i}{\partial t} \cdot M_i = \dot{m}_{w,con,i} + \dot{m}_i \cdot x_{i-1} - \dot{m}_i \cdot x_i \quad . \quad (4.10)$$

4.3.3 Zustandsgleichung

Die dynamische Zustandsgleichung der Temperatur kann aus der Änderung der inneren Energie unter der Annahme des idealen Gasgesetzes bestimmt werden,

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} = \frac{\partial h_i}{\partial t} - R \cdot \frac{\partial \vartheta_i}{\partial t} \quad . \quad (4.11)$$

Mit der Enthalpie der feuchten Luft

$$h_i = c_{p,a} \cdot \vartheta_i + x_i \cdot (c_{p,wv} \cdot \vartheta_i + \Delta h_V) \quad (4.12)$$

und ihrer Ableitung nach der Zeit

$$\frac{\partial h_i}{\partial t} = c_{p,a} \cdot \frac{\partial \vartheta_i}{\partial t} + (c_{p,wv} \cdot \vartheta_i + \Delta h_V) \cdot \frac{\partial x_i}{\partial t} + x_i \cdot c_{p,wv} \cdot \frac{\partial \vartheta_i}{\partial t} \quad (4.13)$$

erhält man schließlich

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} = (c_{p,a} - R_a + x_i \cdot (c_{p,wv} - R_w)) \cdot \frac{\partial \vartheta_i}{\partial t} + (c_{p,wv} \cdot \vartheta_i + \Delta h_V) \cdot \frac{\partial x_i}{\partial t} \quad . \quad (4.14)$$

4.4 Der Sorptionsrotor

Im Folgenden werden die physikalischen Grundlagen des Sorptionsvorgangs erläutert und anhand eines Rotor-Kontrollvolumens die mathematischen Gleichungen zur Bilanzierung und Beschreibung des Wärme- und Stofftransports formuliert. Danach erfolgt die Bestimmung der Parameter, die für die Simulation benötigt werden. Anschließend wird das Modell verifiziert.

4.4.1 Der Sorptionsvorgang

Mit *Sorption* wird die exotherme Anlagerung von Molekülen einer gasförmigen oder flüssigen Substanz an der Oberfläche eines festen oder flüssigen Volumens, des *Sorbens*, bezeichnet. Die Desorption ist die Umkehrung des Sorptionsprozesses. Das zu sorbierende Arbeitsmittel wird mit *Sorptiv*, das bereits sorbierte Fluid mit *Sorbat* bezeichnet.

Im Gegensatz zur *Adsorption*, bei der eine Anlagerung, oft auch an die poröse Struktur eines Feststoffes erfolgt, wird bei der *Absorption* das Sorptiv von der Sorbensphase aufgenommen, d.h. gelöst. Bei beiden Vorgängen kann nach Art der Wechselwirkungen zwischen den Teilchen zwischen *Chemisorption* und *Physisorption* unterschieden werden. [SATTLER 1988] bezeichnet für den Fall der Absorption eine physikalische Lösung als Physisorption, während bei der Chemisorption eine chemische Bindung zwischen Gas und Lösungsmittel besteht. Eine ähnliche Unterscheidung findet man auch in der Literatur zum Thema Adsorption, jedoch besteht die Schwierigkeit in der Definition einer chemischen Bindung, und oft ist eine klare Abgrenzung nicht möglich. [KAST 1988] verwendet den Begriff Chemisorption im Zusammenhang mit einer irreversiblen chemischen Umsetzung an der Oberfläche, eine Desorption wäre damit nicht möglich. [RUTHVEN 1984] nennt einen Elektronenübergang zwischen sorbierten Molekülen und Sorbens als Kriterium und bezeichnet die Chemisorption als einschichtigen, relativ langsamen und sehr spezifischen Prozess mit hoher Aktivierungsenergie. Im Gegensatz dazu findet bei der Physisorption kein Elektronenübergang statt, jedoch ist eine Polarisation möglich. Zwischen Sorbens und sorbierten Molekülen herrschen van-der-Waals- oder elektrostatische Anziehungskräfte.

In Sorptionsrotoren mit Silica-gel als Sorptionsmittel wird Wasserdampf hauptsächlich durch physikalischen Kräfte in der kapillaren Struktur gebunden. In diesem Fall liegt Adsorption bzw. Physisorption vor. Bei Lithiumchlorid treten sowohl Physi- als auch Chemisorption auf. Chemisorption liegt vor, wenn bei niedrigen Konzentrationen Hydrate gebildet oder aufgelöst werden. Mit steigender Beladung findet ein fließender Übergang zur Physisorption statt, weil dann die Wassermoleküle in kondensierter Form auf der Oberfläche vorliegen und gelöst werden. Es handelt sich hierbei also um Absorption.

Bei der Sorption findet zunächst ein konvektiver Stofftransport von der Kernströmung zur Oberfläche des Sorbens statt. Diesem Vorgang schließen sich weitere innere Transportmechanismen an, die von der Struktur und von den Eigenschaften des Sorbens abhängen. Abhängig von Porendurchmesser und freier Weglänge der Moleküle kann so z.B. freie Porendiffusion oder Knudsendiffusion auftreten.

Treibende Kraft für den Stofftransport zur Oberfläche ist ein Partialdruckunterschied der sich zwischen der Konzentrations-Grenzschicht und der Kernströmung einstellt. Der Wasserdampf-Partialdruck direkt an der Oberfläche kann aus dem Sorptionsgleichgewicht ermittelt werden.

4.4.1.1 Sorptionsgleichgewicht

Das Verhältnis von gebundener Fluidmasse bezogen auf die "trockene" Masse des Sorbens wird als Beladung q bezeichnet,

$$q = \frac{m_w}{m_s} \quad . \quad (4.15)$$

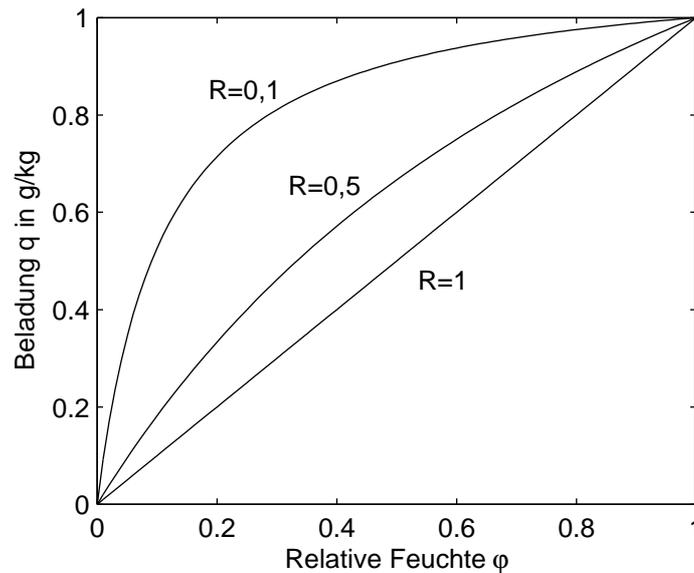


Abbildung 4.3: Allgemeiner Verlauf von Sorptionsisothermen

Steht ein Sorbens bei einer bestimmten Beladung in Kontakt mit dem zu sorbierenden Fluid (hier Wasserdampf), werden Sorptiv-Moleküle aus der Gasphase eingebunden. Der Gleichgewichtszustand, d.h. die Beladung q_{eq} , die sich dabei im stationären Zustand einstellt, hängt von der Temperatur und dem Partialdruck ab, bei denen das Sorptiv vorliegt. Der funktionelle Zusammenhang bei einer konstanten Temperatur wird durch die Sorptionsisotherme vorgegeben,

$$q_{eq} = q(p,t) \quad . \quad (4.16)$$

Sorptionsisothermen werden häufig grafisch dargestellt, wobei auch die relative Feuchte statt des Partialdruckes als Abszisse dienen kann, vgl. Abbildung 4.3. Die Sorptionsisothermen werden durch Experimente ermittelt und dann durch empirische Ansätze beschrieben. Dargestellt werden kann auch der zu einer Beladung gehörende Gleichgewichtspartialdruck,

$$p_{eq} = p(q,t) \quad . \quad (4.17)$$

Im Folgenden wird der Begriff Sorptionsisotherme sowohl für die Gleichung in der ersten Form (4.16) als auch in der Form für den Gleichgewichtspartialdruck verwendet.

Sorptionsisothermen werden häufig durch Gleichungen der Form

$$q = \frac{q_{max} \cdot \varphi_{eq}}{R + (1 - R) \cdot \varphi_{eq}} \quad (4.18)$$

beschrieben. Dabei ist q_{max} die maximale Beladung des Sorptionsmittels und R ein in der Literatur als *Trennungsfaktor* bezeichneter Koeffizient [SHELPUK 1993, DAI et al. 2001], der maßgeblich die Steigung der Isotherme bestimmt, vgl. Abbildung 4.3.

4.4.1.2 Sorptionswärme

Die Bindung der Moleküle aus der fluiden Phase beim Sorptionsvorgang ist mit einer Verringerung der molekularen Bewegungsmöglichkeiten verknüpft, so dass der Endzustand auf einem niedrigeren Energieniveau liegt. Die während des Vorgangs frei werdende Energie ist die Sorptionswärme, die sich aus der frei werdenden Verdampfungsenthalpie und der Bindungswärme zusammensetzt,

$$\Delta h_S = \Delta h_B + \Delta h_V \quad . \quad (4.19)$$

Die Sorptionswärme lässt sich aus der Gleichgewichtsbedingung zwischen Sorbat- und Fluidphase bestimmen. Aus der Gleichung von Clausius-Clapeyron

$$\left. \frac{\partial p}{\partial T} \right|_q = \frac{h'' - h'}{v'' - v'} \quad (4.20)$$

ergibt sich bei Vernachlässigung des Sorbatsvolumens v' gegenüber dem Dampfvolumen v'' und mit dem idealen Gasgesetz $v'' = RT/p$ für die Dampfphase

$$\left. \frac{\partial \ln p}{\partial(1/T)} \right|_q = -\frac{\Delta h_S}{R} \quad . \quad (4.21)$$

Es wird dabei angenommen, dass die Sorptionsenthalpie Δh_S von der Temperatur unabhängig ist und damit nur von der Beladung q abhängt. Die Sorptionsenthalpie Δh_S kann bestimmt werden, in dem in einem Diagramm $\ln p$ gegen $1/T$ aufgetragen wird. Die Steigung der so gewonnenen Isosteren (Linien gleicher Beladung) entsprechen $-\frac{\Delta h_S}{R}$, vgl. Abbildung 4.4.

4.4.2 Physikalisches Modell

Analog zur Modellierung der feuchten Luft werden für ein Kontrollvolumen eines mit einem Sorptionsmittel beschichteten oder getränkten Rotors entsprechend Abbildung 4.5 die Massen- und Energiebilanzen sowie die Zustandsgleichung aufgestellt. Dabei werden die spezifischen Größen auf die Masse des trockenen Trägermaterials bezogen. Das Kontrollvolumen wird von Luft durchströmt.

Es sollen folgende Annahmen gelten:

- (1) Der Rotor setzt sich aus Trägermaterial und Sorptionsmittel zusammen, ist homogen und hat eine konstante Wärmekapazität c_r . Der Anteil des Sorptionsmittels (Silica-gel, LiCl) an der Rotormasse wird mit χ bezeichnet. Die spezifische Wärmekapazität c_s des Sorptionsmittels ist ebenfalls konstant.
- (2) Wärmeleitung im Rotor ist vernachlässigbar.
- (3) Feuchtigkeitstransport bzw. Diffusion im Rotor ist vernachlässigbar.

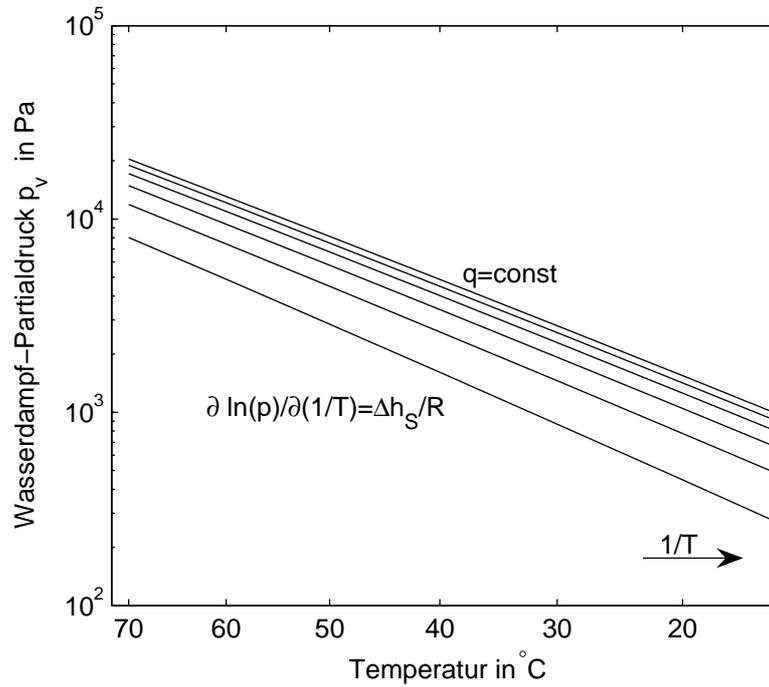


Abbildung 4.4: Isothermen im $\log p$, $1/T$ Diagramm und Bestimmung der Sorptionenthalpie

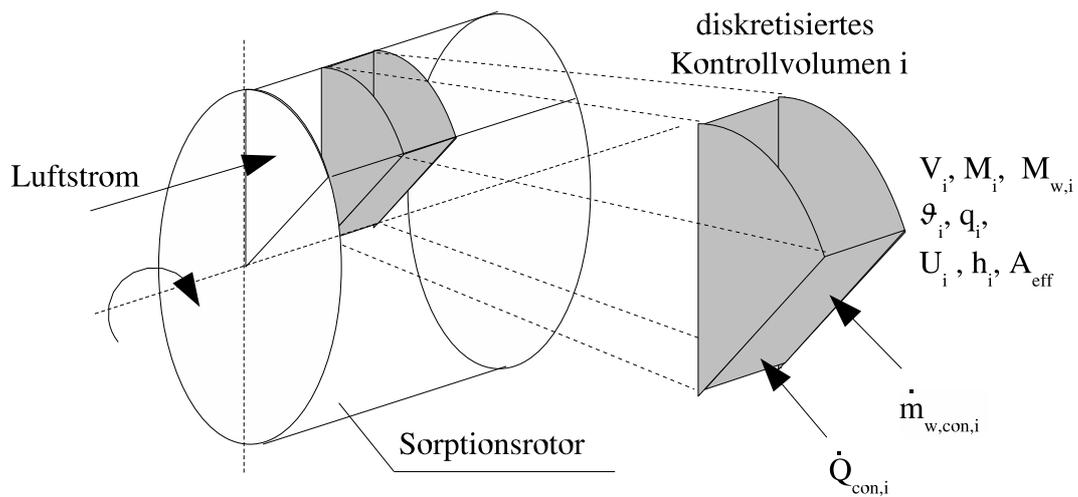


Abbildung 4.5: Rotor-Kontrollvolumen

- (4) Wärme- und Stofftransport zwischen Luftstrom und Rotor können durch lokale Koeffizienten beschrieben werden.

Die Masse des Kontrollvolumens ist also

$$M_i = V_i \cdot \rho_r \quad , \quad (4.22)$$

mit ρ_r als scheinbare Dichte des homogenen Rotors.

4.4.2.1 Massenbilanz

Die zeitliche Änderung des Wassergehalts im Rotor-Kontrollvolumen ist

$$\frac{\partial M_{w,i}}{\partial t} = M_i \cdot \chi \cdot \frac{\partial q_i}{\partial t} = \dot{m}_{w,con,i} \quad , \quad (4.23)$$

wobei $\dot{m}_{w,con,i}$ der aufzunehmende Wassermassenstrom ist, der von der durchströmenden Luft abgegeben wird.

4.4.2.2 Energiebilanz

Unter Vernachlässigung der Wärmeleitung in Längsrichtung lautet die Energiebilanz

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} = \dot{Q}_{con,i} + \dot{m}_{w,con,i} \cdot h_{w,con,i} \quad . \quad (4.24)$$

Dabei stellt $\dot{Q}_{con,i}$ den sensiblen, $\dot{m}_{w,con,i} \cdot h_{w,con,i}$ den mit dem übertragenen Wassermassenstrom aufgenommenen latenten Wärmestrom. Die Enthalpie des übertragenen Wasserdampfes ist die Sorptionsenthalpie, bestehend aus Verdampfungs- und Bindungsenthalpie,

$$h_{w,con,i} = \Delta h_{S,i} + c_{p,wv} \cdot \vartheta_{a,i} = \Delta h_{B,i} + (\Delta h_V + c_{p,wv} \cdot \vartheta_{a,i}) \quad . \quad (4.25)$$

4.4.2.3 Zustandsgleichung

Aus der Enthalpie des Feststoffes und des enthaltenen Wasser

$$h_i = (c_r + c_s \cdot \chi + \chi \cdot q_i \cdot c_w) \cdot \vartheta_i \quad (4.26)$$

lässt sich die Änderung der spezifischen inneren Energie herleiten

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} = (c_r + c_s \cdot \chi + \chi \cdot q_i \cdot c_w) \frac{\partial \vartheta_i}{\partial t} + \chi \cdot q_i \cdot c_w \cdot \vartheta_i \cdot \frac{\partial q_i}{\partial t} \quad . \quad (4.27)$$

4.4.2.4 Wärme- und Stoffübergang

Der konvektive Wärmestrom zwischen Luft- und Rotor wird mit dem Newtonschen Ansatz für den Wärmeübergang durch

$$\dot{Q}_{con,i} = \alpha_i \cdot A_{eff,i} \cdot (\vartheta_{a,i} - \vartheta_i) \quad (4.28)$$

bestimmt. Dabei ist $A_{eff,i}$ die effektive Wärmeübertragungsfläche, $\vartheta_{a,i}$ die Temperatur des strömenden Fluids (feuchte Luft) und α_i ein lokaler Wärmeübergangskoeffizient. Die effektive Wärmeübertragungsfläche kann als Quotient des Volumens und der spezifischen Oberfläche ω ausgedrückt werden,

$$A_{eff,i} = \frac{V}{\omega} \quad , \quad (4.29)$$

wobei die spezifische Oberfläche aus der Rotorgeometrie bekannt sein muss.

Analog zu obiger Beziehung für den Wärmeübergang kann der konvektive Stofftransport durch die Gleichung

$$\dot{m}_{w,con,i} = \beta_i \cdot \rho_{a,i} \cdot A_{eff,i} \cdot (x_{a,i} - x|_{y^*=0}) \quad (4.30)$$

beschrieben werden. Dabei stellt β_i den Stoffübergangskoeffizienten dar. Treibendes Potential für den konvektiven Stofftransport ist die Konzentrationsdifferenz in Form des Wasserdampfgehalts (bzw. des Wasserdampf-Partialdrucks) zwischen strömender Luft $x_{a,i}$ und der dünnen Grenzschicht unmittelbar an der Oberfläche des Materials $x|_{y^*=0}$, vgl. Abbildung 4.6. Dabei wird angenommen, dass ein Gleichgewicht zwischen der Grenzschicht und dem Material in Bezug auf Temperatur und Wasserdampfkonzentration herrscht, d.h. dass der Wasserdampfpartialdruck in der Grenzschicht dem Sorptionsgleichgewicht aus der Sorptionsisotherme entspricht,

$$x_{eq,i} = x|_{y^*=0} \quad . \quad (4.31)$$

Bei bekannter Sorptionsisotherme ist der Gleichgewichts-Feuchtegehalt x_{eq} ebenfalls bekannt,

$$x_{eq,i} = \frac{R_a}{R_w} \cdot \frac{p_{eq,i}(q, \vartheta_i)}{(p - p_{eq,i}(q, \vartheta_i))} \quad (4.32)$$

Auf die Bestimmung der hier eingeführten Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten α und β wird im folgenden Abschnitt eingegangen.

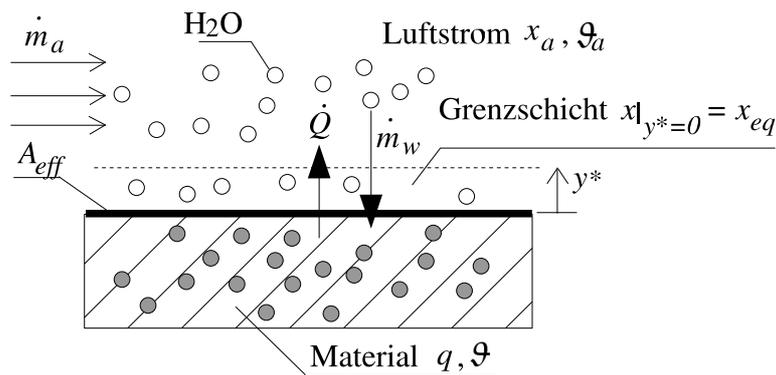


Abbildung 4.6: Konvektiver Wärme- und Stoffübergang beim Sorptionsprozess

4.4.3 Parameterbestimmung

4.4.3.1 Geometrie und Materialparameter

Die Speichermasse heutiger Rotoren weist üblicherweise eine wellenartige Struktur auf, vgl. Abbildung 4.7. Die Wellengeometrie kann durch eine sinusförmige Kurve beschrieben werden,

$$y = b \cdot \left(1 + \sin \left(\frac{\pi \cdot (x - a/2)}{a} \right) \right) \quad (4.33)$$

Anhand einer Materialprobe wurden die geometrischen Daten eines LiCl-Sorptionsrotors (Fa. Klingenburg⁵ Typ SECO) und eines Aluminium-Rotationswärmetauscher (Fa. Klingenburg Typ RRT) bestimmt. Diese sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Der Umfang eines Kanals wurde numerisch aus der Bogenlänge der Sinuswelle bestimmt,

$$U = \int_0^{2a} \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2} dx + 2 \cdot a \quad (4.34)$$

Die spezifische Oberfläche ergibt sich aus

$$\omega = \frac{U}{2 \cdot a \cdot b} \quad (4.35)$$

Die Schüttdichte wurde durch Auswiegen einer Materialprobe ermittelt.

Der freie Strömungsquerschnitt gibt an, welcher Anteil der Stirnfläche eines Rotor(teilstücks) für die Strömung der Luft zur Verfügung steht.

$$\gamma = 1 - \frac{U \cdot c}{4 \cdot a \cdot b} \quad (4.36)$$

Mit dem freien Strömungsquerschnitt ist es möglich, die Strömungsgeschwindigkeit w_a durch die Kanäle bei einem gegebenem Luftmassenstrom durch den Sorptionsrotor (Durchmesser D) zu bestimmen,

$$\dot{m}_a = \gamma \cdot \frac{\pi \cdot (D^2/4)}{2} \cdot w_a \cdot \rho_a \quad (4.37)$$

⁵Klingenburg GmbH, Gladbeck, <http://www.klingenburg.de>

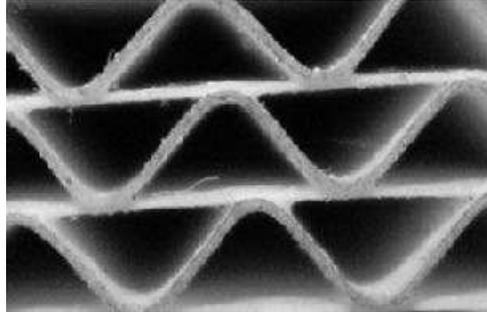
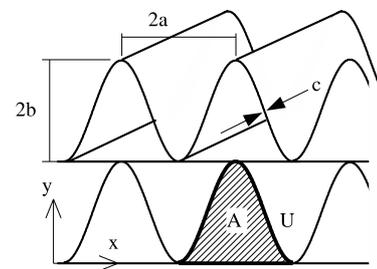


Abbildung 4.7: Gewellte Kanalstruktur der Trägermatrix eines mit LiCl-getränkten Sorptionsrotors

Tabelle 4.1: Geometrie des untersuchten Sorptionsrotors und des Rotationswärmetauschers

	SECO	RRT
Material	Cellulose	Aluminium
Wellenhöhe $2b$ in mm	2,0	1,9
Wellenlänge $2a$ in mm	3,4	5,7
Wanddicke c in mm	0,125	0,080
Umfang U in mm	8,84	12,86
Kanalquerschnitt A in mm ²	3,4	5,42
Hydr. Durchmesser D_h in mm	1,539	1,684
Spez. Oberfläche ω in m ² /m ³	2600	2352
Schüttdichte ρ_r in kg/m ³	129,5	250
Freier Strömungsquerschnitt γ in %	84	90,5



4.4.3.2 Wärmeübergangskoeffizient

Der örtliche Wärmeübergangskoeffizient α lässt sich mit Hilfe der Nusselt-Zahl Nu ausdrücken, die den dimensionslosen Temperaturgradienten direkt an der Wand in normaler Richtung angibt,

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\lambda} = \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=0} \quad (4.38)$$

Der hydraulische Durchmesser des Strömungskanals ist definiert als

$$D_h = 4 \cdot A/U \quad , \quad (4.39)$$

wobei A und U jeweils die Anströmfläche und den Umfang des Kanals darstellen.

Für eine bekannte Geometrie ist die Nusselt-Zahl eine Funktion der dimensionslosen Längenkoordinate und der Reynolds- und Prandtl-Zahlen,

$$Nu = f(z^*, Re, Pr)$$

mit

$$Re = \frac{w \cdot D_h}{\nu} \quad , \quad (4.40)$$

und

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad . \quad (4.41)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α und damit Nu ist nicht über die Länge des Rotors konstant. Es bildet sich am Kanaleingang eine Einlaufstrecke, bis eine laminare Grenzschicht entsteht und sich das Geschwindigkeitsprofil nicht mehr ändert. Neben der hydrodynamischen Einlaufstrecke z_h kommt es ebenfalls zur Bildung einer thermischen Einlaufstrecke z_t . Die Länge der Einlaufstrecken können für eine laminare Strömung nach [INCROPERA and DEWITT 1996] durch folgende Gleichungen ausgedrückt werden,

$$\left(\frac{z_h}{D_h} \right) \approx 0,05 \cdot Re \quad \text{und} \quad \left(\frac{z_t}{D_h} \right) \approx 0,05 \cdot Re \cdot Pr \quad . \quad (4.42)$$

Demnach ergeben sich für die hier betrachteten Geometrien in Tabelle 4.1 und übliche Anströmgeschwindigkeiten von 2 m/s Einlaufstrecken von $z_h \approx 20$ bzw. $z_t \approx 13$ mm für den Sorptionsrotor bis $z_h \approx 30$ bzw. $z_t \approx 23$ mm für den Rotationswärmetauscher. Die thermischen Einlaufängen entsprechen damit etwa 10% der Gesamtlänge des Rotors.

In der Einlaufstrecke nehmen α bzw. Nu zunächst einen hohen Wert an. Für die voll ausgebildete thermische Strömung verschwindet allerdings die Abhängigkeit der Ortskoordinate z^* . Bleiben die Stoffwerte des Fluids konstant, ist Nu auch von Reynolds und Prandtl-Zahl nicht mehr abhängig. Abbildung 4.8 zeigt den von [NIU and ZHANG 2002] numerisch ermittelten

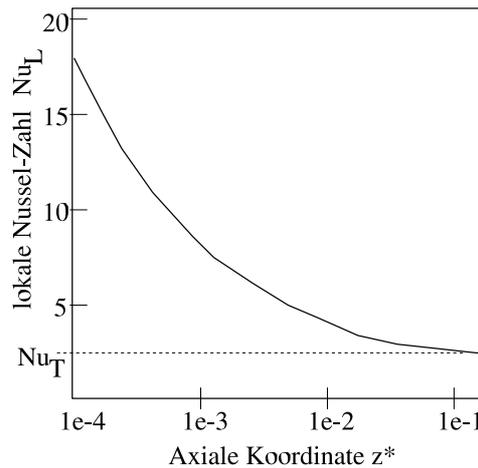


Abbildung 4.8: Lokale Nusselt-Zahl im Einlaufbereich in einem sinusförmigen Kanal nach [NIU and ZHANG 2002]

Verlauf der lokalen Nusselt-Zahl in Abhängigkeit der axialen Koordinate in einem sinusförmigen Kanal, wie in den untersuchten Sorptionsrotor zum Einsatz kommt. Die Einlauflänge bis zur thermisch ausgebildeten Strömung entspricht etwa 10% der Gesamtlänge, wie zuvor aus (4.42) abgeschätzt. Die Nusselt-Zahl nimmt danach einen konstanten Wert Nu_T an.

Für sinusförmige Kanäle werden Nusselt-Zahlen durch numerische Lösungen des Wärmeübertragungsproblems bei vorgegebenen Randbedingungen bestimmt. Meistens wird eine konstante Wandtemperatur $T_w = \text{const}$ in axialer Richtung z oder konstante Wärmestromdichte $\dot{q} = \text{const}$ als Randbedingung festgelegt.

[NIU and ZHANG 2002, SHERONY and SOLBRIG 1969] und [CAMPO et al. 1997] haben mittels numerischer Untersuchungen für verschiedene sinusförmige Kanäle Nusselt-Zahlen Nu_T bei konstanter Wandtemperatur ermittelt, die in Tabelle 4.2 gezeigt sind. Weitere Werte für die Nu-Zahl geben [SHAH and LONDON 1978] für laminare, erzwungene und ausgebildete Strömung in einem sinusförmigen Kanal an, sowohl für $T_w = \text{const}$ als auch für $\dot{q} = \text{const}$. Für die Randbedingung $\dot{q} = \text{const}$ muss unterschieden werden, ob eine konstante Wandtemperatur in y und x Richtung vorhanden ist (Randbedingung H1 nach [SHAH and LONDON 1978]) oder nicht (Randbedingung H2). Die erste Bedingung trifft vor allem bei Materialien mit hoher Wärmeleitfähigkeit zu. Anders als bei anderen Kanalformen, z.B. kreisförmigen Kanälen, ist die Nusselt-Zahl Nu_{H2} kleiner als Nu_T [SHAH and LONDON 1978].

[FRANZKE 1989] hat die in Abbildung 4.9 gezeigten Werte für sinusförmige Kanäle bei konstanter Oberflächentemperatur $T_w = \text{const}$ experimentell bestimmt. Für den interessierenden Bereich der Reynolds-Zahlen $200 < Re < 400$ ist mit einem von Re unabhängigen Wert der Nusselt-Zahl zu rechnen.

Im realen Fall wird weder eine konstante Wandtemperatur, noch eine konstante Wärmestromdichte anzutreffen sein. Für den rotierenden Wärmerückgewinner aus Aluminium (hohe Wärmeleitfähigkeit) trifft eher die Bedingung H1 mit $\dot{q} = \text{const}$ und $T_{w,xy} = \text{const}$ zu. Bei gleichzeitigem Stoffaustausch wird die Bedingung $\dot{q} = \text{const}$ auf keinen Fall erfüllt sein. In diesem Fall ist der Wärmestrom stark vom Stoffaustausch abhängig, welcher sich mit axialer Richtung wiederum abhängig von der Temperatur und der Beladung im Rotor erheblich ändert. Für den Sorptionsrotor wird die Nusselt-Zahl zwischen Nu_{H2} und Nu_{H1} liegen. Daher wird für die hier

Tabelle 4.2: Nusselt-Zahlen für sinusförmige Kanäle und verschiedene Randbedingung

Kanalgeometrie	$2a/2b=$	0,75	0,60 ¹⁾	0,5	0,333 ²⁾	0,25
[NIU and ZHANG 2002]	Nu_T	2,317	2,21 ³⁾	2,135	-	-
[SHERONY and SOLBRIG 1969] ⁴⁾	Nu_T	2,3	2,2	2,1	1,93	1,85
[CAMPO et al. 1997]	Nu_T	-	-	2,12	-	-
[SHAH and LONDON 1978]	Nu_T	2,33	2,20	2,12	1,91 ³⁾	1,80
	Nu_{H2}	1,34	1,08 ³⁾	0,9	0,52 ³⁾	0,33
	Nu_{H1}	2,916	2,737 ³⁾	2,617	2,348 ³⁾	2,213

¹⁾ SECO Sorptionsrotor ²⁾ und RRT Rotationswärmetauscher aus Tabelle 4.1

³⁾ interpolierte Werte ⁴⁾ ungefähre Werte abgelesen aus Diagramm

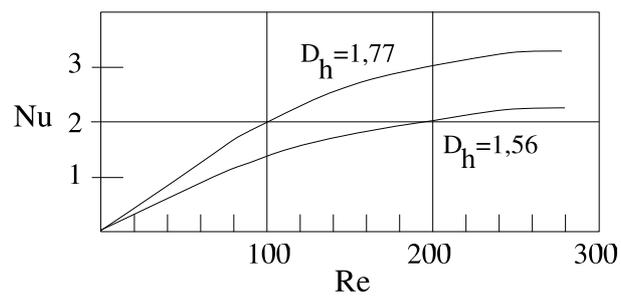


Abbildung 4.9: Veränderung der Nusselt Zahl in axialer Richtung beim sinusförmigen Kanal nach [FRANZKE 1989]

gezeigten Simulationen eines LiCl-Sorptionsrotors von $Nu = 2,5$ ausgegangen. Der Einfluss der Variation der Nu-Zahl auf die Simulationsergebnisse wird in Abschnitt 4.4.4 untersucht.

4.4.3.3 Stoffübergangskoeffizient

Analog zu einem Geschwindigkeits- und Temperaturprofil bildet sich im Kanalquerschnitt ein Konzentrationsprofil aus. Ebenfalls analog zu den Nu- und Re-Zahlen ist der dimensionslose Konzentrationsgradient an der Wand als Sheerwood-Zahl Sh definiert,

$$Sh = \frac{\beta \cdot D_h}{D_{12}} = \left. \frac{\partial C^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=0}, \quad (4.43)$$

mit D_{12} als binären Diffusionskoeffizienten. Die Sherwood-Zahl lässt sich als Funktion der Längenkoordinate, der Reynolds-, und Schmidt-Zahl ausdrücken,

$$Sh = f(z^*, Re, Sc)$$

mit

$$Sc = \frac{\nu}{D_{12}}. \quad (4.44)$$

Die dimensionslosen Gleichungen, die den konvektiven Wärme- und Stoffübergang beschreiben, haben die gleiche Form. Dieser in der Wärme- und Stoffübertragung als Analogie von Wärme- und Stofftransport bekannte Zusammenhang besagt, dass Temperatur- und Konzentrationsgrenzschichten mathematisch durch Funktionen der gleichen Form beschrieben werden. Die Analogie besagt auch, dass die Lösungen des Wärmeübertragungsproblems mit denen der Stoffübertragung austauschbar sind, wenn Nu mit Sh und Pr mit Sc ersetzt werden. Daher kann die Analogie benutzt werden, um Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten miteinander zu verknüpfen. Wie oben erwähnt, sind Nusselt- und Sherwood-Zahlen Funktionen von Re und Pr bzw. Sc . Darüberhinaus ist die Abhängigkeit von Pr und Sc der Form Pr^n bzw. Sc^n , also

$$Nu = f_1(z^*, Re) \cdot Pr^n \quad \text{bzw.} \quad Sh = f_2(z^*, Re) \cdot Sc^n.$$

In diesem Fall folgt aus der Analogie

$$\frac{Nu}{Pr^n} = f_1(z^*, Re) = f_2(z^*, Re) = \frac{Sh}{Sc^n} \quad (4.45)$$

und mit der Lewis-Zahl

$$Le = \frac{a}{D_{12}} = \frac{Sc}{Pr} \quad (4.46)$$

die Beziehung

$$\frac{\alpha}{\beta} = \frac{\lambda}{D_{12} \cdot Le^n} = \rho \cdot c_p \cdot Le^{(1-n)}. \quad (4.47)$$

Physikalisch ist Le ein Maß für das Verhältnis der Dicke der thermischen zur Konzentrations-Grenzschicht,

$$Le^n = \frac{\delta_t}{\delta_c} \quad . \quad (4.48)$$

Üblicherweise wird ein Exponent $n = 1/3$ in (4.47) angenommen. Mit (4.47) ist es also möglich, bei bekanntem α , z.B. aus experimentellen oder numerischen Untersuchungen, auf den Stoffübergangskoeffizienten β zu schließen. Für die Anwendung auf einen Sorptionsrotor muss allerdings beachtet werden, dass obige Beziehung nur gelten kann, wenn der konvektive Stoffübergang an der Oberfläche den größeren Transportwiderstand darstellt. Bei der Sorption treten im Sorbens zusätzliche Mechanismen des inneren Stofftransports auf wie Oberflächen- und Makroporendiffusion. Bei der Adsorption in Festbetten ist der äußere Stoffübergang meist von untergeordneter Bedeutung gegenüber den inneren Transportwiderständen [KAST 1988]. Aus der Analogie gewonnenen Stoffübergangskoeffizienten liefern aber bei Silica-gel Sorptionstrocknern gute Ergebnisse und sind vielfach in anderen numerischen Arbeiten eingesetzt worden [ZHENG and WOREK 1993], [MACLAINE-CROSS and BANKS 1972] und [ZHANG et al. 2003]. Dabei wird meistens von

$$Le = 1 \quad \text{bzw.} \quad Nu = Sh \quad (4.49)$$

ausgegangen. [FRANZKE 1989] hat gezeigt, dass der Stofftransportwiderstand auch im Falle von Lithiumchlorid zu ca. 87% durch den konvektiven Anteil bestimmt wird. Eine Untersuchung des Wärmetransportwiderstands ergab analog, dass dieser fast zu 100% durch den konvektiven Anteil bestimmt wird. [RAU et al. 1991] geht für LiCl ebenfalls von $Le = 1$. In [COHEN et al. 1987] wurde eine mit LiCl-getränkte Matrix untersucht und es wurde eine gute Übereinstimmung zwischen experimentellen Ergebnissen und theoretischer Analyse für $Le = 1$ gefunden. Daher ist die Annahme zulässig, dass der Stofftransportwiderstand auf der Feststoffseite in der praktischen Anwendung vernachlässigbar ist [COLLIER 1989].

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Stoffübergangskoeffizient mittels (4.47) bestimmt, wobei für den untersuchten LiCl-Sorptionsrotor von $Le = 1$ ausgegangen wird. Der Einfluss der Le-Zahl auf die Ergebnisse wird in Abschnitt 4.4.4 dargestellt.

4.4.3.4 Sorptionsgleichgewicht für Lithiumchlorid

Sorptionsisotherme

Lithiumchlorid kann als wässrige ungesättigte Lösung, als gesättigte Lösung mit Kristallen oder als Kristallgemisch verschiedener Hydratstufen vorliegen. Das in Abbildung 4.10 gezeigte Phasendiagramm verdeutlicht die verschiedenen Zustände. Für die praktische Verwendung als Sorptionsmittel in einem Rotor in einem Temperaturbereich von 20 . . . 90°C kann daher LiCl sowohl als ungesättigte Lösung, als gesättigte Lösung mit Monohydrat-Kristallen oder als Mischung aus Monohydrat und Anhydrid-LiCl auftreten.

Die Isothermengleichung nach [GAZINSKI und SZCZECHOWIAK 1984] beschreibt für den Gleichgewichtszustand von Luft in Kontakt mit einer wässrigen LiCl-Lösung die Abhängigkeit der Luftfeuchte φ_{eq} von der Beladung und der Temperatur,

$$\ln(\varphi_{eq}) = - \left(\frac{q}{f_2(\vartheta)} \right)^{f_3(\vartheta)} \quad , \quad f_i(\vartheta) \text{ siehe Anhang A.2.1} \quad . \quad (4.50)$$

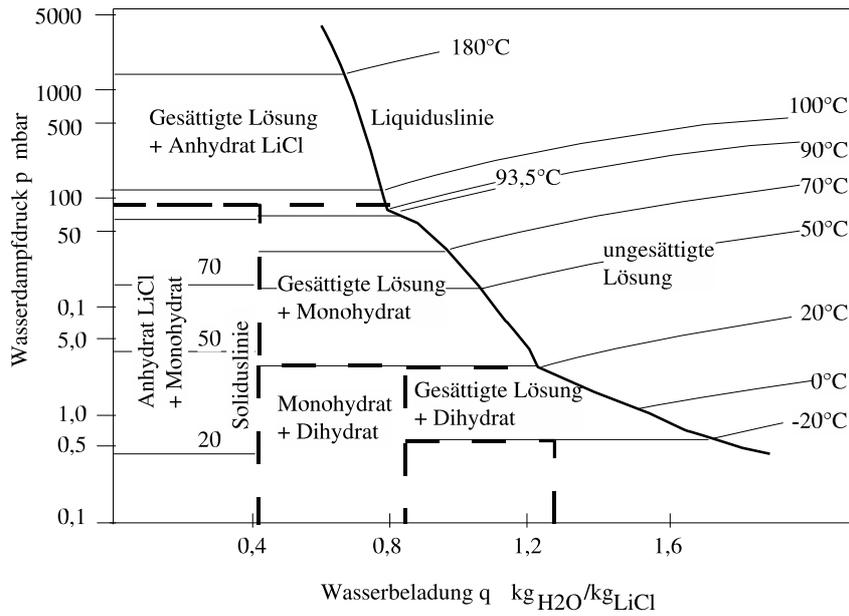


Abbildung 4.10: Gleichgewichtsdiagramm für das System LiCl-Wasser basierend auf [RÖBEN und HUPE 1982]

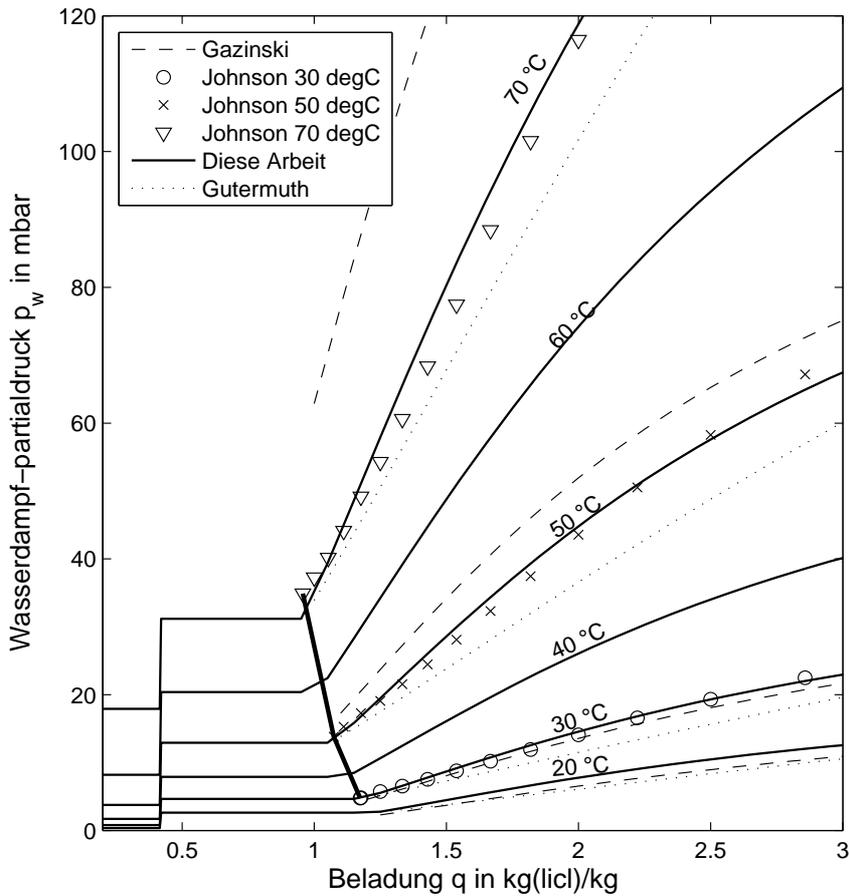


Abbildung 4.11: Sorptionsisothermen für das System LiCl-Wasser

Der Verlauf der Sorptionsisothermen nach *Gazinski* ist in Abbildung 4.11 gestrichelt dargestellt.

[GUTERMUTH 1980] hat Messungen durchgeführt und gibt für die Sorptionsisotherme im Lösungsgebiet für 20°C und 100°C eine Funktion der Form

$$\ln(p_{eq}) = A \cdot (q \cdot 1,11 - D)^B + C \quad (4.51)$$

an, mit den Koeffizienten nach Anhang A.2.2. Für Temperaturen zwischen 20°C und 100°C wird der Gleichgewichts-Dampfdruck durch Interpolation auf der Isosteren im $\ln(p) - 1/T$ Diagramm bestimmt. Die Sorptionsisothermen nach *Guthermuth* sind ebenfalls auf Abbildung 4.11 dargestellt.

In der Literatur finden sich weitere Messdaten für den Gleichgewichtszustand (Wasserdampf-Partialdruck über Konzentration) einer LiCl-Lösung [JOHNSON and MOLSTAD 1951], die in Abbildung 4.11 gezeigt sind. Für eine Temperatur von 70°C weicht die Angabe von *Gazinski* erheblich von den gemessenen Daten von *Johnson* ab, während für Temperaturen $\vartheta < 50^\circ\text{C}$ eine gute Übereinstimmung zu sehen ist. Da im Sorptionsrotor Zustände mit Temperaturen deutlich über 50°C auftreten können, wurde im Rahmen dieser Arbeit eine neue Korrelation für die Messdaten von *Johnson* entwickelt mit der Form

$$\ln(\varphi_{eq}) = - \left(\frac{q}{a(\vartheta)} \right)^{b(\vartheta)}, \quad 20^\circ\text{C} < \vartheta < 70^\circ\text{C}, \quad (4.52)$$

mit Temperatur-abhängigen Koeffizienten

$$\begin{aligned} a(\vartheta) &= -4,0 \cdot 10^{-3} \cdot \vartheta + 2,2204 \\ b(\vartheta) &= 4,6 \cdot 10^{-3} \cdot \vartheta - 1,5071 \end{aligned}$$

Die Liquiduslinie wird durch folgende Gleichung angenähert, die aus Messwerten der experimentellen Untersuchung [JOHNSON and MOLSTAD 1951] ermittelt wurde,

$$q_{sat} = -5,419 \cdot 10^{-3} \cdot \vartheta + 1,3392 \quad (4.53)$$

Obige Beziehung (4.53) gibt bei einer bestimmten Temperatur die Beladung an, unter der sich Monohydrat-Kristalle bilden. Die Approximation ist für $20^\circ\text{C} < \vartheta < 70^\circ\text{C}$ gültig. Im Bereich der gesättigten Lösung mit Monohydrat-Kristallen bleibt der Wasserdampf-Partialdruck im Gleichgewichtszustand konstant, unabhängig von der Konzentration, vgl. Abbildung 4.10.

Für den Bereich des Kristallgemisches (Monohydrat- und LiCl Anhydrid, $q < 0,42 \text{ kg/kg}$) liegen keine Messwerte vor. Zurückgreifend auf ein in [RÖBEN und HUPE 1982] dargestelltes LiCl-Phasendiagramm wird der Partialdruck bei niedrigen Beladungen durch folgende Korrelation angenähert,

$$p_{eq} = (7,544 \cdot 10^{-2} \cdot \exp(7,815 \cdot 10^{-2} \cdot \vartheta)) \quad (4.54)$$

Die Gleichgewichtsfeuchte folgt dann aus

$$\varphi_{eq} = \frac{p_{eq}}{p_{sat}(\vartheta)} \quad (4.55)$$

Die Sorptionsisotherme von LiCl-Wasser, die in dieser Arbeit verwendet wird, und die verschiedenen Phasenübergänge berücksichtigt, ist in folgendem Ausdruck zusammengefasst,

$$\varphi_{eq} = \begin{cases} \text{aus (4.52)} & \text{für } q \geq q_{sat}(\vartheta) \text{ nach (4.53)} \\ \text{aus (4.52), mit } q = q_{sat}(\vartheta) & \text{für } q < q_{sat} \\ \text{aus (4.54) und (4.55)} & \text{für } q < 0,42 \text{ kg/kg} \end{cases} \quad (4.56)$$

Die Sorptionsisotherme nach (4.56) ist ebenfalls in Abbildung 4.11 graphisch dargestellt. Daraus geht hervor, dass sowohl bei niedrigen als auch bei höheren Temperaturen eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten von *Johnson* erreicht wird. Die verschiedenen Phasenübergänge sind an den Unstetigkeiten bei abnehmender Beladung zu erkennen.

Zur Implementierung obiger Beziehung (4.56) in *Modelica* muss beachtet werden, dass vor allem am Übergang $q = 0,42 \text{ kg/kg}$ aufgrund der Unstetigkeit der Funktion numerische Instabilitäten auftreten können. Daher ist es zweckmäßig, eine Übergangsfunktion zu verwenden, die statt eines Sprunges im Funktionsverlauf einen steilen linearen Übergang aufweist.

Sorptionsenthalpie

Die Bestimmung der Sorptionsenthalpie kann aus der Gleichung von *Clausius-Clayperon* (4.21) bei bekannter Sorptionsisotherme erfolgen. Die mit der Sorptionsisotherme (4.52) berechnete Bindungsenthalpie ist in Abbildung 4.12 gezeigt. Der mit der Sorptionsisotherme von *Gazinski* (4.50) berechnete Verlauf der Bindungswärme ist in der gleichen Abbildung in gestrichelter Form eingezeichnet. Die Bestimmung mit der Gleichung von *Clausius-Clayperon* ist allerdings nur im Bereich der ungesättigten Lösung möglich ($q_{sat} \approx 1,3 \text{ kg/kg}$).

[GUTERMUTH 1980] gibt ebenfalls eine Gleichung zur Berechnung der Bindungswärme an, vgl. Anhang A.2.3, die in Abbildung 4.12 gezeigt ist.

Alle drei dargestellten Verläufe der Bindungsenthalpie auf Abbildung 4.12 stimmen qualitativ überein, ausgehend von einem hohen Wert im Bereich kleiner Beladungen bis zu einer verschwindenden Bindungswärme bei höheren Beladungen. Die Gleichung von *Gazinski* führt jedoch zu höheren Werten für die Bindungsenthalpie. Bei kleineren Beladungen ist wegen der Hydratbildung mit einer höheren Bindungsenergie zu rechnen (Chemisorption), während bei höheren Beladungen reine Physisorption mit geringerer Bindungsenergie stattfindet. [FRANZKE 1989] geht von einer Bindungswärme in Höhe der Hydratationsenthalpie (ca. 900 kJ/kg_{H_2O}) bei sehr kleinen Beladungen aus (nahe $q = 0$), die dann sehr schnell auf den Wert 0 absinkt.

Da die Gleichung von *Guthermuth* (A.4) am besten die physikalischen Verhältnisse beschreibt, d.h. hohe Bindungsenthalpie bei geringen Beladungen, verschwindende Bindungsenthalpie bei höheren Konzentrationen, wird sie für die Modellierung im Rahmen dieser Arbeit verwendet. Es sollte aber darauf hingewiesen werden, dass die Bindungsenthalpie Δh_B immer im Zusammenhang mit der Verdampfungsenthalpie Δh_V des Wassers auftritt. Somit wirken sich eventuelle Fehler bei der mathematischen Beschreibung der Bindungswärme nicht sehr stark auf das Ergebnis aus, denn für einen weiten Bereich $q > 1 \text{ kg/kg}$ gilt $\Delta h_V \gg \Delta h_B$. Nach der Gleichung von *Guthermuth* beträgt im Lösungsbereich die Bindungsenthalpie weniger als $0,1\Delta h_V$.

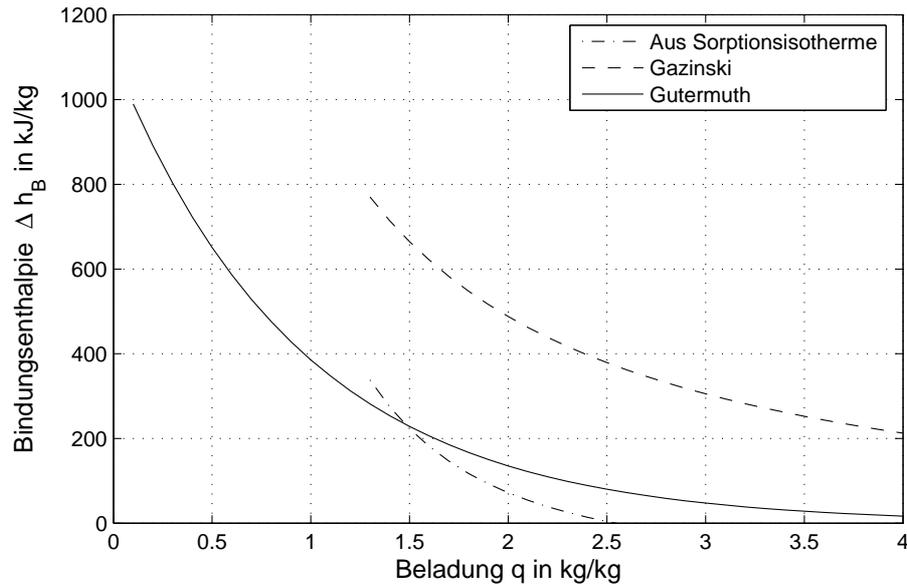


Abbildung 4.12: Bindungsenthalpie für Lithiumchlorid in Abhängigkeit der Wasserbeladung

4.4.3.5 Sorptionsgleichgewicht für Silica-gel

Sorptionsisotherme

[ZHANG et al. 2003] und [DAI et al. 2001] sowie andere Autoren verwenden eine Approximation durch eine Polynomfunktion von *Perasan* für *Regular Density (RD)* Silica-gel, die in Anhang A.3.1 wiedergegeben ist.

Sorptionsenthalpie

Für die Sorptionsenthalpie von RD Silica-gel finden sich in [SAN 1993] und [DAI et al. 2001] einfache lineare Gleichungen (siehe Anhang A.3.2 und A.3.3), die in Abhängigkeit der Beladung in Abbildung 4.13 dargestellt sind.

4.4.4 Sensitivitätsanalyse

Im Folgenden wird der Einfluss verschiedener Parameter auf die Ergebnisse der Simulation untersucht. Es kann so überprüft werden, wie das Modell auf Änderungen der Parameter reagiert und in welchem Ausmaß sich falsche Annahmen auf die Ergebnisse auswirken.

4.4.4.1 Diskretisierungsgrad

Im ersten Schritt muss die Anzahl der diskreten Elemente in axialer Richtung festgelegt werden.

Abbildung 4.14 zeigt den Einfluss des Diskretisierungsgrades auf die erreichbare Genauigkeit der Simulation des Sorptionsrotors im Entfeuchtungsbetrieb. Es sind auf dem Diagramm

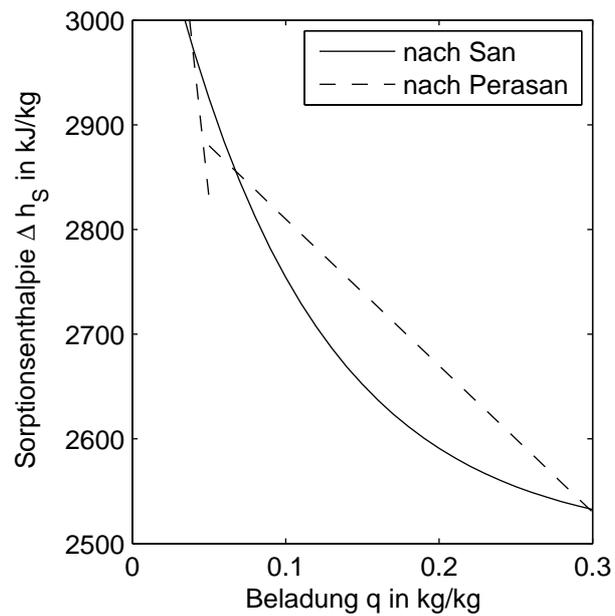


Abbildung 4.13: Sorptionenthalpie für Silica-gel / Wasserdampf

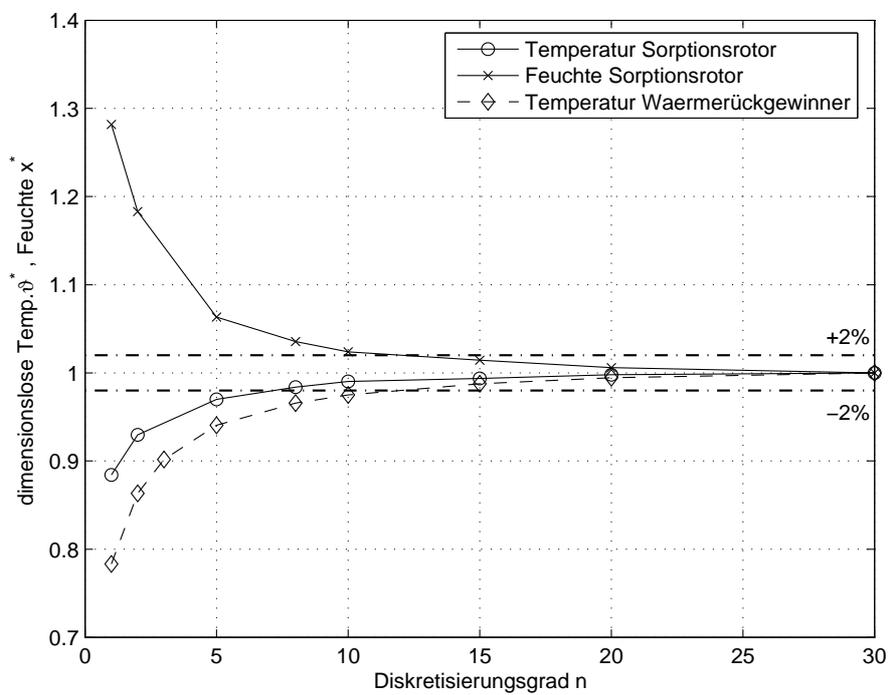


Abbildung 4.14: Einfluss des Diskretisierungsgrads auf die Genauigkeit der Simulation

die relative Veränderung der Temperatur und Feuchte der Prozessluft bezogen auf den stationären Endwert bei einer Diskretisierung $n = 30$, ab der keine Veränderung mehr im Ergebnis festzustellen ist. Ausgehend von einem Element $n = 1$ nähert sich mit wachsendem Diskretisierungsgrad das Ergebnis dem Endwert bei $n = 30$. Ab $n = 10$ kann mit einer Genauigkeit von $\pm 2\%$ gerechnet werden. Bei $n = 15$ beträgt die Genauigkeit $\pm 1\%$. Dies stellt ein guter Kompromiss zwischen Simulationszeit und Genauigkeit dar, daher werden alle nachfolgenden Simulationen mit einem Diskretisierungsgrad $n = 15$ durchgeführt. Auch beim Wärmerückgewinner kann mit einer Diskretisierung von $n = 15$ eine Genauigkeit von $\pm 1\%$ erreicht werden.

4.4.4.2 Wärme- und Stoffübergangskoeffizient

In Abbildung 4.15 ist der Einfluss der Veränderung der Nusselt-Zahl auf die stationären Simulationsergebnisse dargestellt, ausgehend von einem Bezugswert $Nu_0 = 2,5$. Je kleiner die angeetzte Nusselt-Zahl, umso niedriger der Endwert der Temperatur. Allerdings ist die relative Änderung sehr klein, so z.B. bei einer Änderung um -20% bei der Nusselt-Zahl, $Nu^* = 0,8$, ergibt sich lediglich eine Änderung von 1% bei der Temperatur. Die Endfeuchte ist wegen des ebenfalls niedrigeren Stoffübergangskoeffizienten höher, d.h. es wird weniger Feuchtigkeit übertragen. Rechnet man ohne Stoffübergang beim Sorptionsrotor, so wird ersichtlich, dass sich die Nusselt-Zahl kaum auf das stationäre Endergebnis auswirkt. Dies liegt daran, dass beim Sorptionsrotor die Drehzahl ($u = 1/3$ rpm) sehr gering ist und somit die Erwärmung/Abkühlung unwesentlich vom Transportwiderstand abhängt. Die Verweilzeit der Matrix beim Trocknungsvorgang in einem Luftstrom ist groß genug, damit sich diese vollständig erwärmt bzw. abkühlt. Der zuvor festgestellte Einfluss von Nu auf die Temperatur rührt daher, dass der Stoffübergangskoeffizient kleiner ist, weniger Feuchtigkeit und damit weniger latente Wärme übertragen wird, was zu einer geringeren Temperatur führt. Beim Wärmerückgewinner, der mit einer höheren Drehzahl ($u = 10$ rpm) betrieben wird, ist eine lineare Veränderung der Prozesslufttemperatur mit der Veränderung der Nusselt-Zahl zu beobachten.

Abbildung 4.16 zeigt die Veränderung von Temperatur und Feuchte bei einer variablen Lewis-Zahl zwischen $0,6 \dots 2$. Bei einer kleineren Le-Zahl liegt ein größerer Stoffübergangskoeffizient vor, so dass der Endwert der absoluten Feuchte niedriger ist. Mit größer werdender Le-Zahl ist der Stoffübergang größer und der Endwert der Feuchte höher. Gleichzeitig nimmt der übertragene latente Wärmestrom ab und der Endwert für die Temperatur der austretenden Luft sinkt.

4.4.4.3 Wärmekapazität

Ausgehend von einem Bezugswert $c_{r0} = 1000$ J/kgK zeigt Abbildung 4.17 die Veränderung von Temperatur und Feuchte bei veränderter Wärmekapazität der Speichermasse. Der Einfluss der Wärmekapazität auf die Feuchte ist nahezu linear. Höhere Wärmekapazitäten wirken sich dabei schlechter auf den Entfeuchtungsprozess aus, denn obwohl weniger entfeuchtet wird und damit weniger latente Wärme freigesetzt wird, ist die Austrittstemperatur der Luft höher. Der Grund dafür ist der größere sensible Wärmestrom, der von der Speichermasse von der Regenerationsluft- auf die Prozessluftseite übertragen wird.

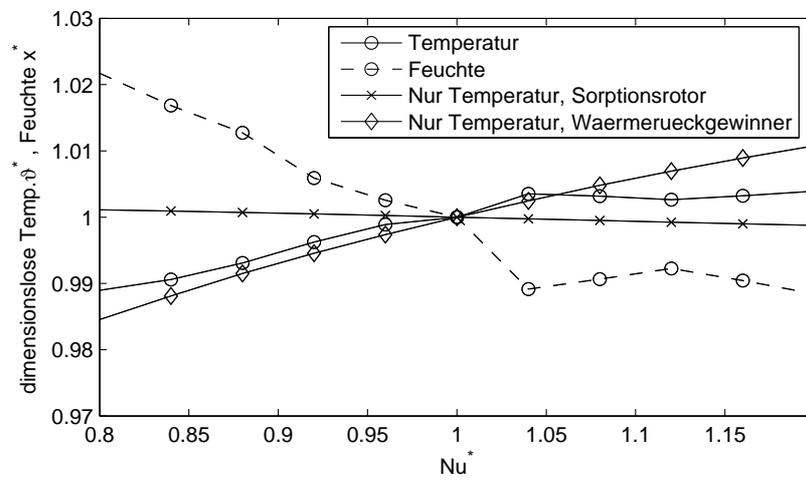


Abbildung 4.15: Einfluss der Veränderung der Nusselt-Zahl auf die stationären Endwerten von Temperatur und Feuchte, $Nu^* = Nu/2,5$

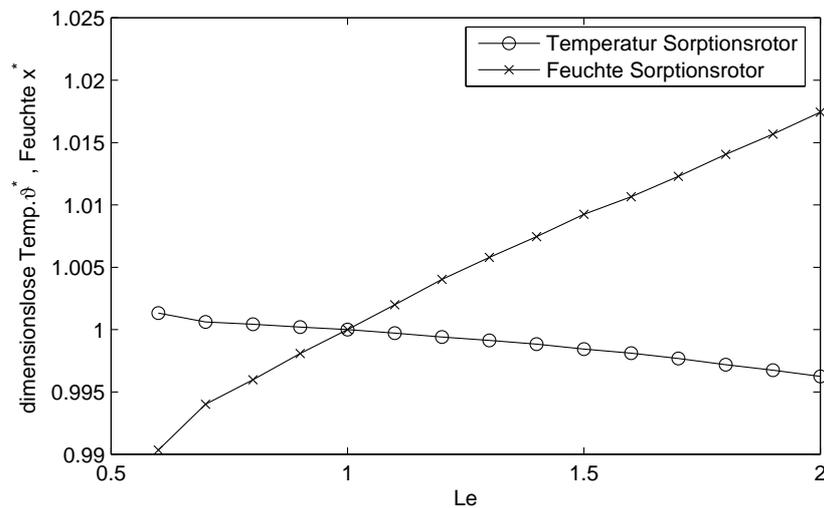


Abbildung 4.16: Einfluss der Lewis-Zahl auf die stationären Endwerte von Temperatur und Feuchte

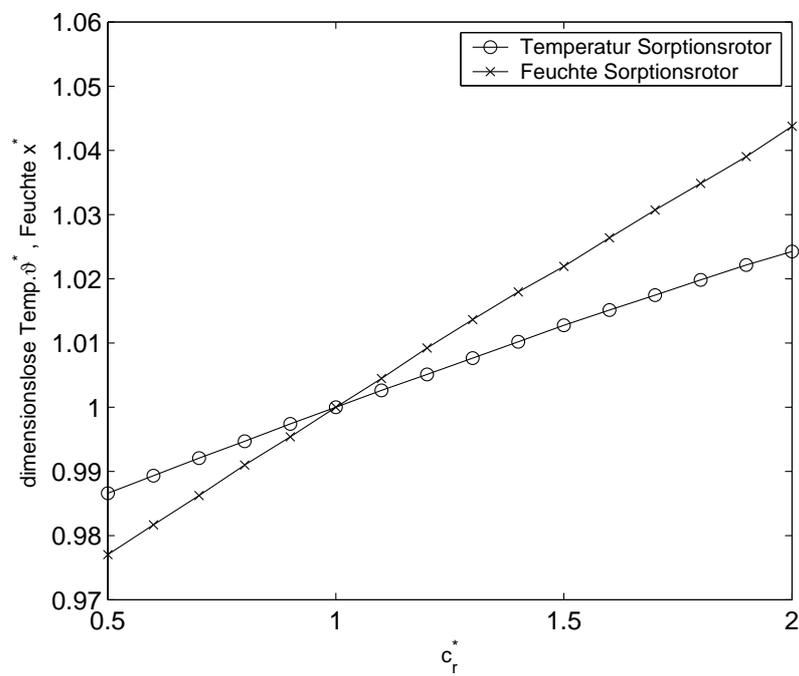


Abbildung 4.17: Einfluss der Wärmekapazität auf die stationären Endwerte von Temperatur und Feuchte, $c_r^* = c_r / (1000 \text{ J/kgK})$

4.5 Umsetzung in Dymola/Modelica

Die hier vorgestellten Modelle für feuchte Luft und für den Wärme- und Stoffübergang im Sorptionsrotor sind in einer Bibliothek *DecLib* zusammengefasst worden, die auch weitere Komponenten zur Simulation von sorptionsgestützten und konventionellen Klimaanlage enthält.

Die Bibliothek teilt sich in der obersten Ebene in Teilbibliotheken auf. Die wichtigsten Teilbibliotheken seien an dieser Stelle kurz erläutert, vgl. Abbildung 4.18.

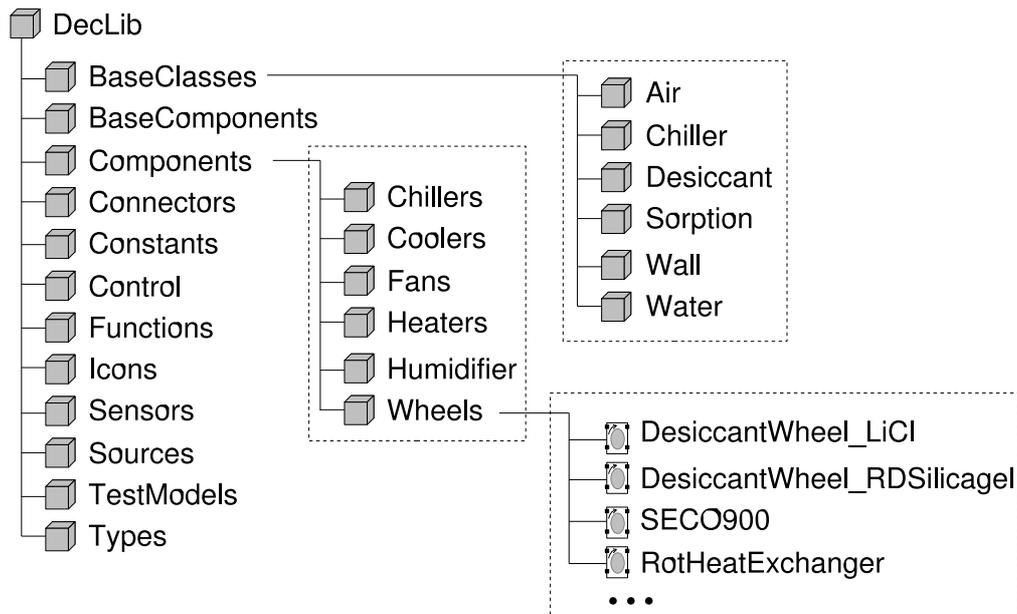


Abbildung 4.18: *DecLib* Bibliothek

BaseClasses Diese Teilbibliothek enthält die Definition der grundlegenden Modelica-Klassen, wobei diese jeweils in Bibliotheken zusammengefasst sind. In `BaseClasses.Air` wird die Modellierung der feuchten Luft entsprechend der im Abschnitt 4.3 vorgestellten Gleichungen vorgenommen. `BaseClasses.Desiccant` enthält die Klassendefinitionen für die Modellierung des Sorptionsrotors und des rotierenden Wärmerückgewinners nach Abschnitt 4.4. In `BaseClasses.Sorption` sind Beziehungen für Sorptionsisothermen und Sorptionswärme definiert.

BaseComponents Hierin sind Teil-Komponentenmodelle enthalten (sogenannte *partial models*), die als Ausgangspunkt für Komponentenmodelle dienen können.

Components In dieser Bibliothek werden fertige Komponentenmodelle bereitgestellt, die nur noch parametrisiert werden müssen. Komponentenmodelle entstehen durch Erweiterung der Basismodelle und sind ebenfalls in untergeordneten Bibliotheken organisiert, z.B. `Components.Heaters` oder `Components.Wheels`. Beispielsweise sind in letzterer Bibliothek generische Modelle für LiCl und Silica-gel Sorptionsrotoren enthalten, bei denen alle Geometriedaten und Eigenschaften ausgewählt werden können, aber auch spezifische Modelle, bei denen nur noch die Geometrie – Rotordurchmesser und Breite – festgelegt werden muss.

Connectors Enthält die Definition der Schnittstellenklassen, um die einzelnen Teilmodelle miteinander zu verbinden. Zum Beispiel ist `Connectors.AirFlowCon` eine Schnittstelle für feuchte Luft, `Connectors.HeatFlowCon` eine Schnittstelle zur Wärmeübertragung.

Kernstück des kompletten Modells eines Sorptionsrotors sind zunächst zwei Rotorteilstücke, die abwechselnd mit Prozess- und Regenerationsluft in Berührung sind. Diese sind in einem Modell `RotPair` zusammengefasst, dessen grafische Darstellung in Abbildung 4.19 gezeigt ist. Das Modell besteht aus jeweils zwei Objekten für Luft (`air_A, B`) und Rotorspeichermasse (`wall_A, B`), die in n Kontrollvolumina diskretisiert sind. Luft- und Speichermasse sind untereinander über Schnittstellen für Wärmestrom- und Feuchtigkeit verbunden. Die Objekte `wall_A` und `wall_B` sind dabei Instanzen eines einzelnen `DesiccantWall`-Modells. Beide Paare aus Wand- und Luftmodell stellen zwei gegenüber liegende "Kuchenstücke" nach Abbildung 4.5 eines Rotors dar, so dass ein Wandmodell sich in Kontakt mit der Prozessluft, während das andere von der Regenerationsluft durchströmt wird. Nach einer halben Umdrehung ändern sich die Randbedingungen (Lufteintritt), wenn ein Kuchenstück in den anderen Luftstrom übertritt. Daher sind die äußeren Luft-Schnittstellen nicht direkt mit den Luftmodellen verbunden, mittels Hilfsmodellen (Luftquellen) werden die Randbedingungen Luftfeuchte und Temperatur geändert. Darüberhinaus ändert sich die Reihenfolge der Verknüpfung der Wandmodelle mit den Luftmodellen, z.B. beim Eintritt in die Regenerationsluftseite muss das letzte Wandelement $i = n$ mit dem ersten Luftpfelement $i = 1$ verknüpft werden. Dies geschieht intern im `DesiccantWall` Modell, wenn ein entsprechendes logisches Signal abhängig von der Winkelposition des Kuchenstückes im Rotor vorliegt.

Eine höhere Diskretisierung m in tangentialer Richtung (mehr Kuchenstücke) kann benutzt werden, dies erhöht aber drastisch die Rechenzeit. Es werden nicht nur erheblich mehr Gleichungen erzeugt, es treten auch während der Simulation mehr sogenannte *state events* bei der sprunghaften Änderung der Randbedingungen auf, wenn ein Rotorstück von der einen Seite zur anderen wechselt. Bei solchen *state events* muss der Löser die Simulation stoppen und mit neuen Werten starten, was die Simulationszeit erheblich verlängert.

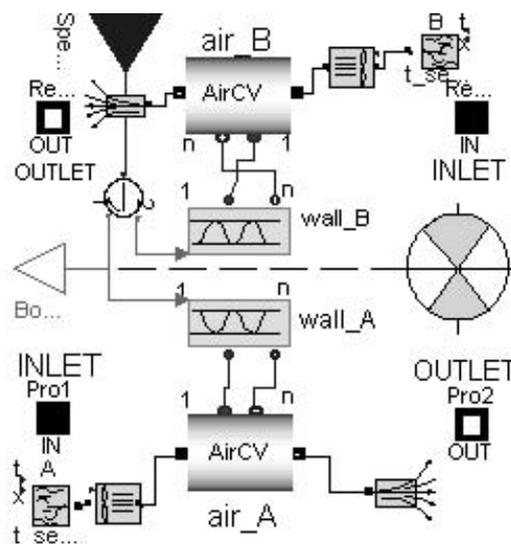


Abbildung 4.19: *RotPair*-Modell zur Simulation eines Sorptionsrotors

Bei einer Diskretisierung $m > 1$ ergibt sich der Austrittszustand der Gesamtluft als Mittelwert (Mischung) der einzelnen Teilstücke. Bei einer Diskretisierung $m = 1$ ist der Luftaustrittszustand, bei konstanten Eintrittsbedingungen der Luft, als zeitlicher Mittelwert über eine halbe Umdrehung zu berechnen, z.B. für die Austrittstemperatur

$$\bar{\vartheta}_{out} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \vartheta dt \quad (4.57)$$

mit Δt als die Sorption- bzw. Regenerationsperiode. In Abbildung 4.20 ist diese Mittelwertbildung dargestellt. Dabei werden abwechselnd die Austrittstemperaturen aus den beiden “Kuchensücken” zur Bildung des Mittelwertes herangezogen. Die Temperatur der Prozessluft (gestrichelt eingezeichnet) sinkt während einer Periode von ca. 55°C auf 44°C. Am Austritt ergibt sich eine nahezu konstante Mitteltemperatur.

Abbildung 4.21 zeigt den hierarchischen Aufbau des RotPair-Modells und verdeutlicht den Zusammenhang der verschiedenen Klassen. Das Modell `DesiccantWall` enthält alle tatsächlich benötigten Gleichungen, die zweckmäßigerweise in einzelnen Klassen für Bilanzen (`DesiccantWallBalances`), Zustandsgleichungen (`DesiccantWallProp`) und Wärme- und Stoffübergangsmodelle aufgeteilt sind. Klassen zur Beschreibung von Sorptionseigenschaften sind in einer eigenen Bibliothek ausgelagert. Das RotPair-Modell kann nach Außen über die entsprechenden Schnittstellen für Prozess- und Regenerationsluft verbunden werden (`Pro1, 2` und `Reg1, 2`).

Die Aufteilung des Modells in verschiedene Klassen hat den Vorteil, dass bestimmte Klassen als austauschbar (*replaceable*) deklariert werden können, so dass sie in übergeordneten Modellen ersetzt werden können. In diesem Zusammenhang sind die Modelle für Sorptionsgleichgewicht und latenter Wärme zu erwähnen. Diese können durch andere Modelle ausgetauscht werden, die andere Beziehungen für die Sorptionsisotherme oder für die Sorptionswärme enthalten. Das gleiche Modell `RotPair` kann also sowohl für LiCl als auch für Silica-gel benutzt

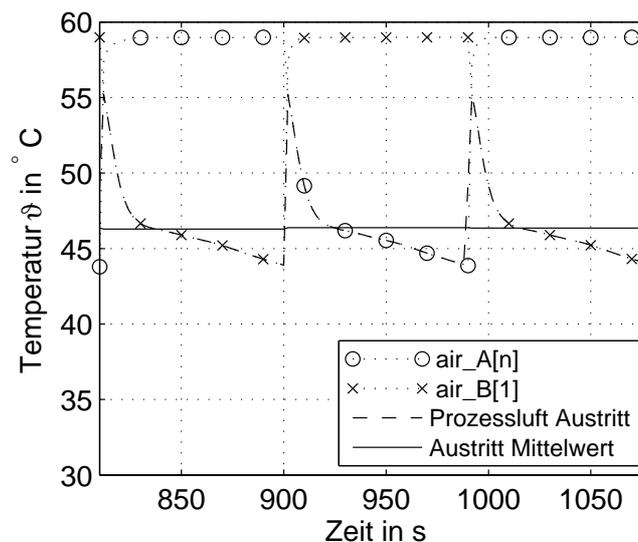


Abbildung 4.20: Berechnung des zeitlichen Mittelwertes der Austrittstemperatur der Prozessluft für $u=1/3$ rpm ($\Delta t = 90$ s)

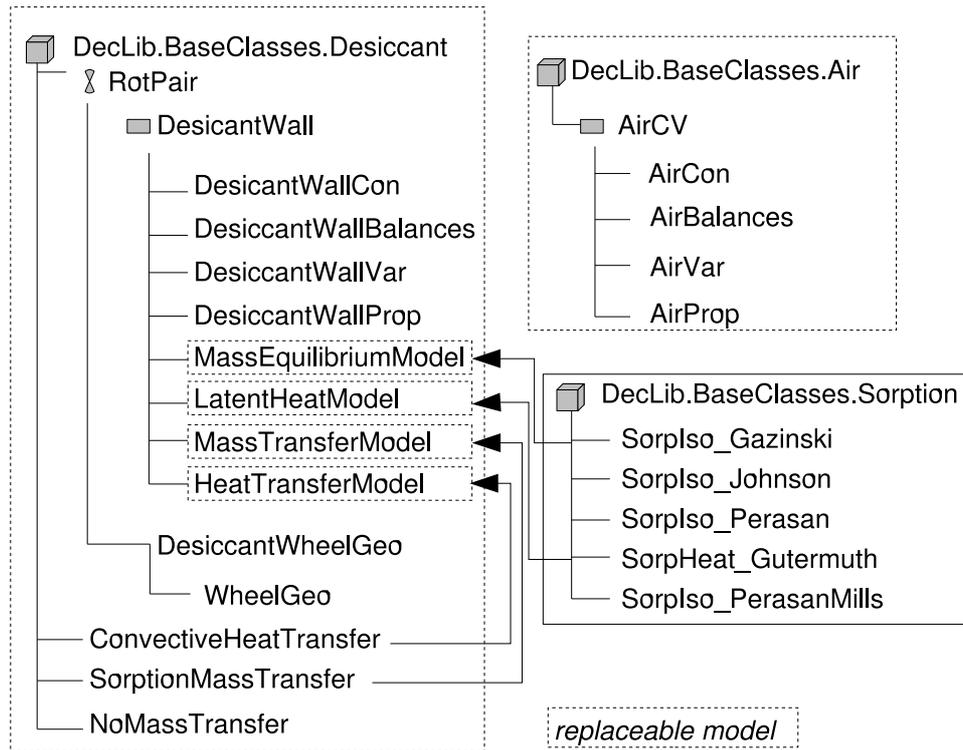


Abbildung 4.21: Hierarchische Struktur des *RotPair*-Modells zur Simulation eines Sorptionsrotors

werden. Welche Modelle für Sorptionsgleichgewicht und Sorptionswärme tatsächlich bei der Simulation benutzt werden, kann im fertigen Komponentenmodell als Parameter ausgewählt werden.

Will man mit dem gleichen Modell nicht nur einen Sorptionsrotor sondern auch einen rotierenden Wärmetauscher beschreiben, dann ist es auch sinnvoll die Stoffübergangsklasse als austauschbar zu deklarieren. Für den Rotationswärmetauscher, ohne hygroskopische Eigenschaften, kann so später eine Klasse `NoMassTransfer` benutzt werden, die die Stoffübergangsbeziehung in der Klasse `SorptionMassTransfer` durch die triviale Gleichung

$$\dot{m}_{w,con,i} = 0$$

ersetzt. Dabei sollte jedoch berücksichtigt werden, dass auch in rotierenden Wärmerückgewinnern ein Feuchtaustausch möglich ist, wenn einer der Luftströme so kalt ist, dass der Taupunkt unterschritten wird. Dies kann in diesem Modell berücksichtigt werden, wenn das Gleichgewichtsmodell durch eine neue Klasse `WaterCondensation` ausgetauscht wird. In der Klasse müsste die Gleichgewichtsfeuchte statt durch das Sorptionsgleichgewicht durch die Sättigungsfeuchte der Luft bei der Temperatur der Wand definiert werden,

$$x_{eq} = x_{sat}(\vartheta_{wall}) \quad . \quad (4.58)$$

Ohne weiteren Änderungen am Quellcode ist die Verwendung des gleichen Modells für rotierende Wärmerückgewinner und Sorptionstrockner (LiCl und Silica-gel) möglich. Für die Verwendung mit anderen Sorptionsmitteln müssen lediglich Klassen zur Beschreibung der Sorptionsisotherme und der Sorptionswärme hinzugefügt werden.

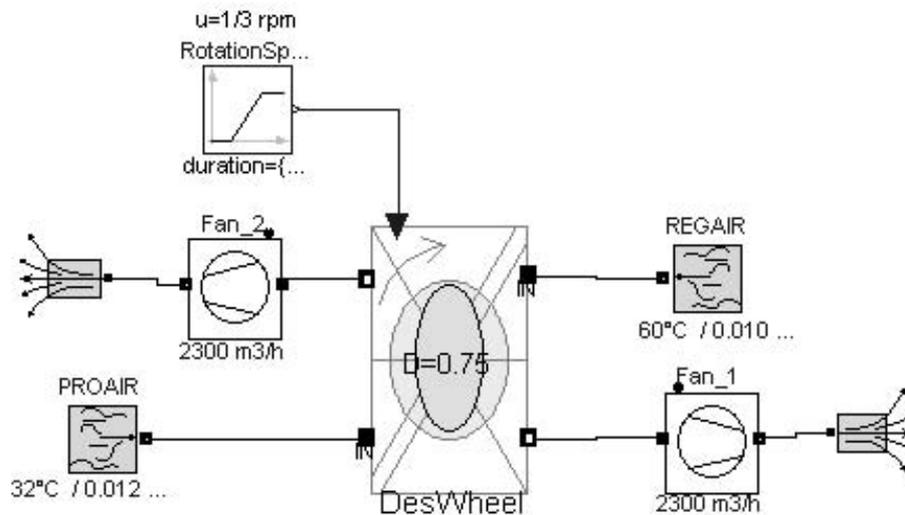


Abbildung 4.22: Testumgebung für das Sorptionsrotor-Modell

Abbildung 4.22 zeigt beispielhaft eine Testumgebung für das Sorptionsrotor-Modell. Dabei wird die Sorptionsrotor-Komponente mit Ventilatoren verbunden, die einen Volumenstrom vorgeben. In Luftquellenmodellen können entweder konstante Werte für die Temperatur und absolute Feuchte der Luft eingestellt oder von anderen Modellen als Signale übertragen werden. Als weiteres Eingangssignal benötigt der Sorptionsrotor die Drehzahl, die als Regulationssignal eingeht. Mit geeigneten Steuerungsmodellen kann so die Umdrehungsgeschwindigkeit benutzt werden, um den Trocknungs- oder den Enthalpieübertragungsmodus einzustellen.

Abbildung 4.23 zeigt die Benutzerschnittstelle zur Parametrisierung des Rotormodells. In diesem Fall handelt es sich um ein generisches Modell, so dass alle Geometrie- und Materialparameter sowie Sorptionseigenschaften ausgewählt werden können. Damit ist die Simulation von verschiedenen Rotoren mit unterschiedlichen Sorptionsmitteln oder von Rotationswärmeübertragern möglich.

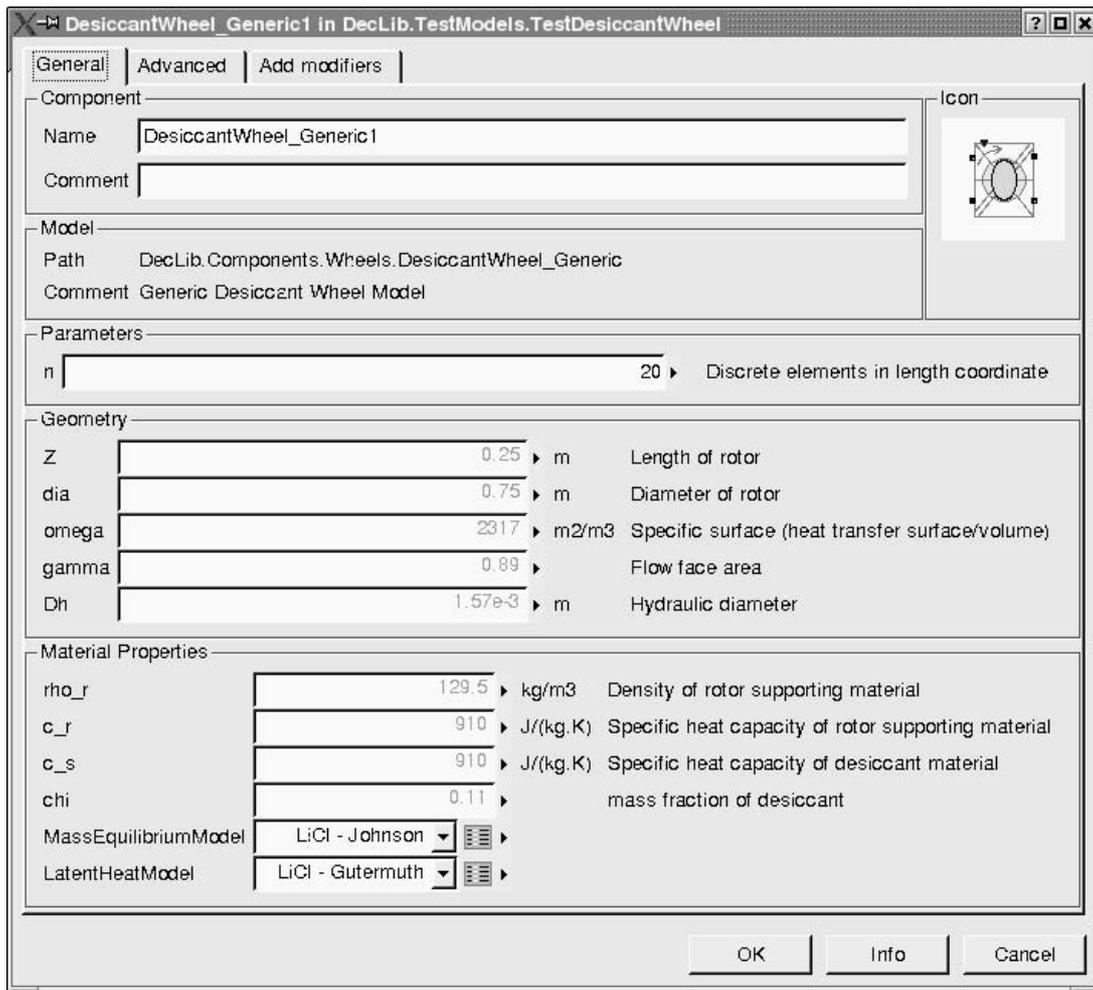


Abbildung 4.23: Eingabe der Parameter für das generische Sorptionsrotor-Modell

4.6 Simulation des Sorptionsrotors

4.6.1 Dynamisches Verhalten

Das hier aufgestellte Modell wurde benutzt, um die Änderung der Beladung und Temperatur in Abhängigkeit der Zeit und der axialen Längenkoordinate in einer mit LiCl getränkten Speicher matrix zu berechnen. Dabei wird von einer regenerierten Speicher matrix mit einer gleichmäßigen Anfangsbeladung $q_{init} = 0,3 \text{ kg/kg}$ über der Länge und einer Anfangstemperatur von 75°C ausgegangen. Beim Anfangszustand ist in der Speicher masse also Anhydrid LiCl und Monohydrat enthalten.

Die Speicher matrix wird von feuchter Luft durchströmt mit $t_{in} = 25^\circ\text{C}$ und $x_{in} = 0,015 \text{ kg/kg}$. Abbildung 4.24 zeigt die sich mit der Zeit einstellende Austrittstemperatur und absolute Feuchte der Luft, sowie die Beladung und die Temperatur in der Speicher matrix. Am Anfang des Prozesses kühlt sich die warme Speicher matrix durch Wärmeaustausch mit der kühleren Luft stark ab, die Temperatur fällt dabei entlang der Länge zunächst auf ca. 56°C ab ($t = 10\text{s}$). Bei dieser Temperatur findet ein erster Phasenwechsel von Hydrat zu gesättigter Lösung in der Matrix statt. Die Luft, die sich zunächst stark erwärmt, verbleibt kurzzeitig bei der gleichen Temperatur. Wegen der niedrigen Gleichgewichtsfeuchte stellt sich ein sehr niedriger Wassergehalt der Luft ein. Die Austrittsfeuchte der Luft im zeitlichen Verlauf besitzt hier ein Minimum. Nach dem Phasenwechsel nimmt die Speicher masse weiter Feuchtigkeit auf und kühlt sich dabei weiter ab. Bei ca. 46°C findet der nächste Phasenwechsel von gesättigter zu ungesättigter Lösung statt. Wegen des diskontinuierlichen Verlaufs der Sorptionsisotherme ändert sich dabei schlagartig die Gleichgewichtsbedingung. Dies macht sich in einem Knick im Kurvenverlauf der Austrittsfeuchte bemerkbar. Anschließend steigt die Beladung kontinuierlich weiter an, während sich die Speicher masse abkühlt. Mit steigender Beladung kommt der Sorptionsprozess langsam zum Erliegen. Temperatur und Feuchte ändern sich danach nur noch wenig.

Die mit dem Modell errechneten dynamischen Verläufe stimmten sehr genau mit denen der numerischen Untersuchung von [RAU et al. 1991] überein. Kleine Unterschiede ergeben sich bei den Temperaturen der Phasenübergänge in der Matrix, was auf unterschiedliche Beschreibungen der Sorptionsisotherme zurückzuführen ist. In [RAU et al. 1991] ist die verwendete Gleichgewichtsbeziehung nicht angegeben, so dass das nicht weiter geprüft werden kann. Die Startbedingungen und übrigen Parameter der Simulation wurden so gewählt, dass sie den Angaben in [RAU et al. 1991] entsprechen, vgl. Tabelle 4.3. Aus diesen Angaben folgen mit einer Geometrie nach Tabelle 4.1 die Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten

$$\alpha = 50,79 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{und} \quad \beta = 0,04258 \text{ m/s} \quad .$$

Aus dem berechneten Verlauf lässt sich herleiten, mit welcher Drehzahl ein Sorptionsrotor betrieben werden sollte. Für eine optimale Ausnutzung der Sorptionskapazität wäre es sinnvoll, die Entfeuchtungsperiode bei spätestens ca. 150 Sekunden zu beenden, denn danach steigt die Austrittsfeuchte stark an. Tatsächlich weisen kommerziell erhältliche Sorptionstrockner, z.B. der Lithiumchlorid-Rotor der Firma *Klingenburg*, Drehzahlen von 20 Umdrehungen pro Stunde auf. Mit $u = 1/3 \text{ rpm}$ beträgt die Zeit für eine Entfeuchtungs/Regenerationsperiode (eine halbe Umdrehung) etwa 90 Sekunden.

Tabelle 4.3: Parametrisierung des Lithiumchlorid-Rotors nach [RAU et al. 1991]

Parameter	Wert	Parameter	Wert
$NTU = (\beta \cdot \rho_a) \cdot A_{eff} \cdot \frac{1}{\dot{m}}$	5	Le	1

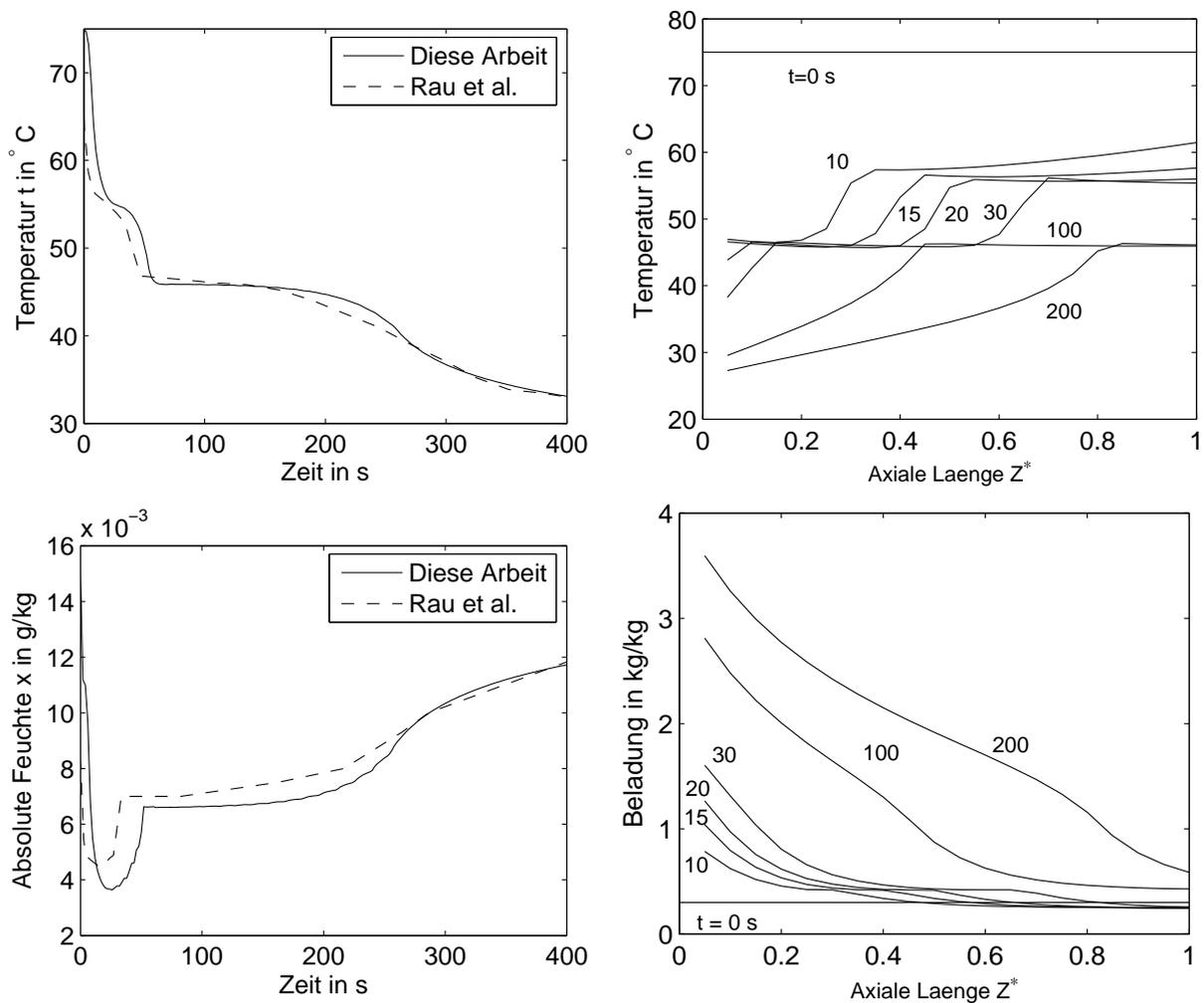
**Abbildung 4.24:** Dynamisches Verhalten eines LiCl Rotors, links: Temperatur und absolute Feuchte der ausströmenden Luft, rechts: Temperatur- und Beladungsprofil im Rotor. Lufteintritt: 25°C, 15 g/kg

Abbildung 4.25 zeigt den zeitlichen Verlauf der Austrittsfeuchte eines Silica-gel-Rotors, bei einem Anfangszustand $t = 95^\circ\text{C}$ und $q = 0,27 \text{ kg/kg}$. Dabei wurden die Parameter aus einer Studie von [DAI et al. 2001] eingesetzt. Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten werden mittels Gleichungen aus [PLA-BARBY and VLIET 1979]

$$\alpha = 0,671 \cdot \rho_a \cdot w \cdot Re^{-0,51} \cdot c_{p,a} \quad (4.59)$$

und

$$\beta = 0,704 \cdot w \cdot Re^{-0,51} \quad (4.60)$$

bestimmt, die einer Lewis-Zahl $Le = 0,93$ entsprechen.

Die Luft tritt mit 35°C und 14 g/kg ein. Ähnlich wie beim LiCl-Rotor gibt es ein ausgeprägtes Minimum beim zeitlichen Verlauf der Luftaustrittsfeuchte, der bei etwa $t = 100 \text{ s}$ liegt. Die Luft erwärmt sich zunächst stark und verlässt den Rotor mit einer Temperatur von ca. 93°C . Danach sinkt die Austrittstemperatur mit fortlaufender Abkühlung der Speichermatrix ab. Ebenfalls nach Erreichen des Minimums steigt die Feuchte stetig an. Mit der Zeit stellt sich in der Rotormatrix eine lineare Temperaturverteilung über der axialen Koordinate ein. Die Beladung der Matrix, die mit der Zeit durch die Wasseraufnahme steigt, fällt über der axialen Länge zum Austritt hin ab. Anders als bei LiCl sind die Verläufe entsprechend der Sorptionsisotherme stetig.

Das berechnete Verhalten stimmt sehr gut mit den Ergebnissen von [DAI et al. 2001] überein, wie der Verlauf der Austrittsfeuchte in Abbildung 4.25 unten links zeigt. Dabei werden sowohl der dynamische Verlauf und die Lage des Minimums der Austrittsfeuchte sehr gut wiedergegeben, als auch die Absolutwerte mit einer geringen Abweichung nach unten (ca. $0,4 \text{ g/kg}$).

Der Vergleich der Ergebnisse des hier erstellten Modells ergibt also eine sehr gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen anderer Forschungsarbeiten für die Luftentfeuchtung mit einer LiCl- und Silica-gel-Speichermatrix.

4.6.2 Stationäres Verhalten

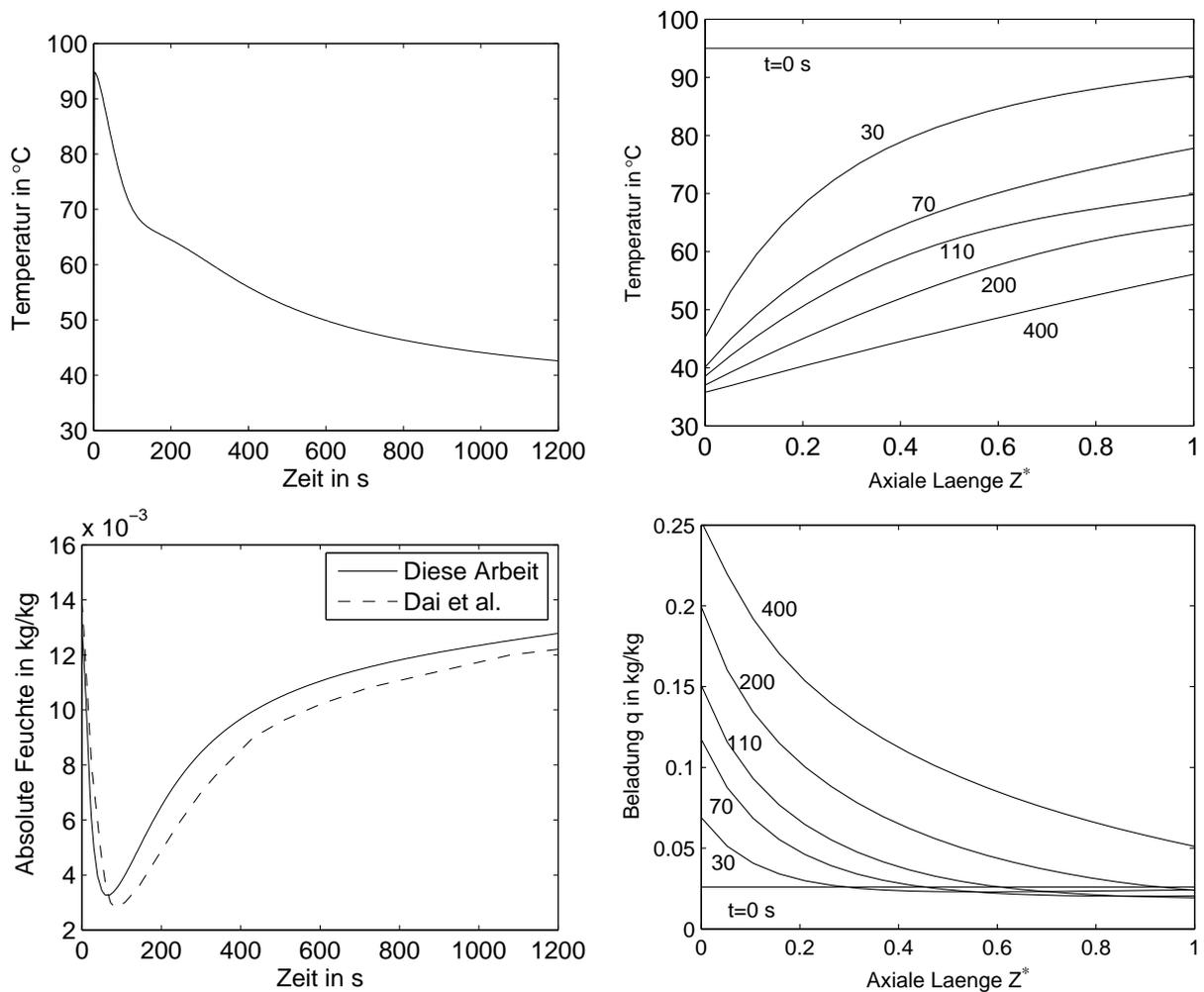
4.6.2.1 Einfluss des Lufteintrittszustands

Abbildung 4.26 zeigt die stationären Endwerte der Austrittsfeuchte der Prozessluft bei konstanten Eintrittszuständen der Regenerationsluft. Bei der Simulation wurden die Eintrittszustände der Prozessluft variiert. Man erkennt, dass bei höherer Eintrittsfeuchte die Austrittsfeuchte proportional höher ist. Das Verhältnis ist dabei linear. Der Entfeuchtungsgrad Δx wird aber mit höherer Eintrittsfeuchte besser. Bei dieser Regenerationstemperatur (70°C) kann die Luft, abhängig vom Eintrittszustand, um 5 bis 8 g/kg entfeuchtet werden. Höhere Eintrittstemperaturen wirken sich dabei negativ auf den Entfeuchtungsprozess aus. Fast unabhängig von der Eintrittsfeuchte ist dabei ein linearer Einfluss der Eintrittstemperatur auf die Entfeuchtung festzustellen, der bei ca. $0,2 \text{ g/kg}$ pro 1°C liegt. In der Praxis bedeutet dies also, dass bei geringen Änderungen der Außenlufttemperatur die Austrittsfeuchte kaum beeinflusst wird. Die Austrittstemperatur ist entsprechend der Eintrittstemperatur geringfügig höher.

Beobachtet man nun das Verhalten des Sorptionsrotors bei veränderlicher Regenerationstemperatur (siehe Abbildung 4.27), fällt sofort auf, dass dieses keinesfalls linear ist. Nur bei

Tabelle 4.4: Parametrisierung des Silica-gel-Rotors nach [DAI et al. 2001]

Parameter	Wert	Parameter	Wert
L	200 mm	c_r	921 kJ/kgK
D	250 mm	c_s	921 kJ/kgK
ω	1468,85 m ² /m ³	n	5 rph
γ	0,816	ρ_r	720 kg/m ³

**Abbildung 4.25:** Dynamisches Verhalten eines Silica-gel-Rotors, links: Temperatur und absolute Feuchte der ausströmenden Luft, rechts: Temperatur- und Beladungsprofil im Rotor. Lufteintritt: 35°C, 14 g/kg

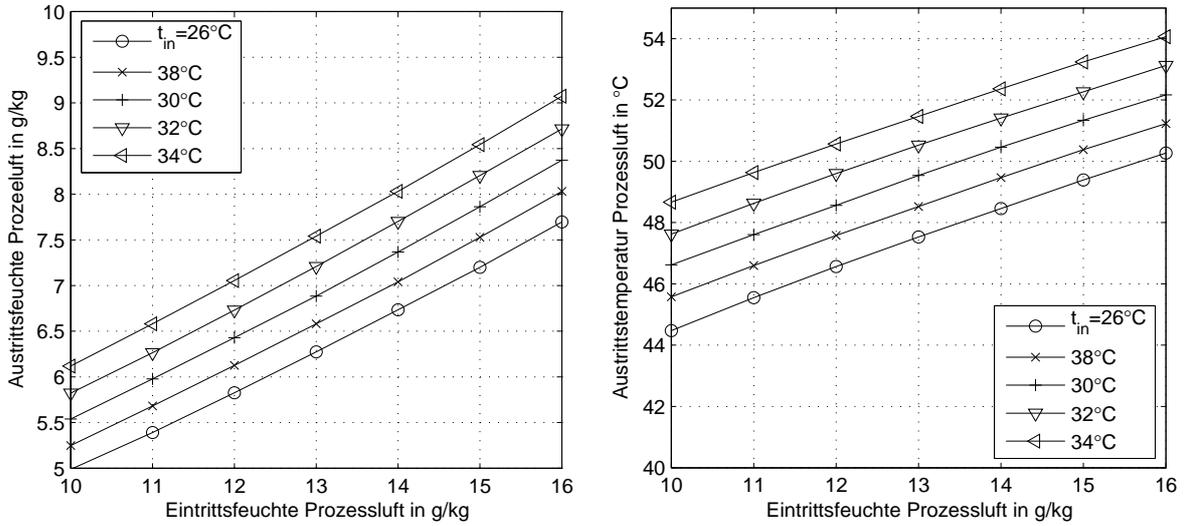


Abbildung 4.26: Simulation eines Lithiumchlorid-Rotors bei konstanten Eintrittszuständen der Regenerationsluft, 70°C, 10 g/kg, Anströmgeschwindigkeit 2 m/s und Drehzahl $u = 0,333$ rpm.

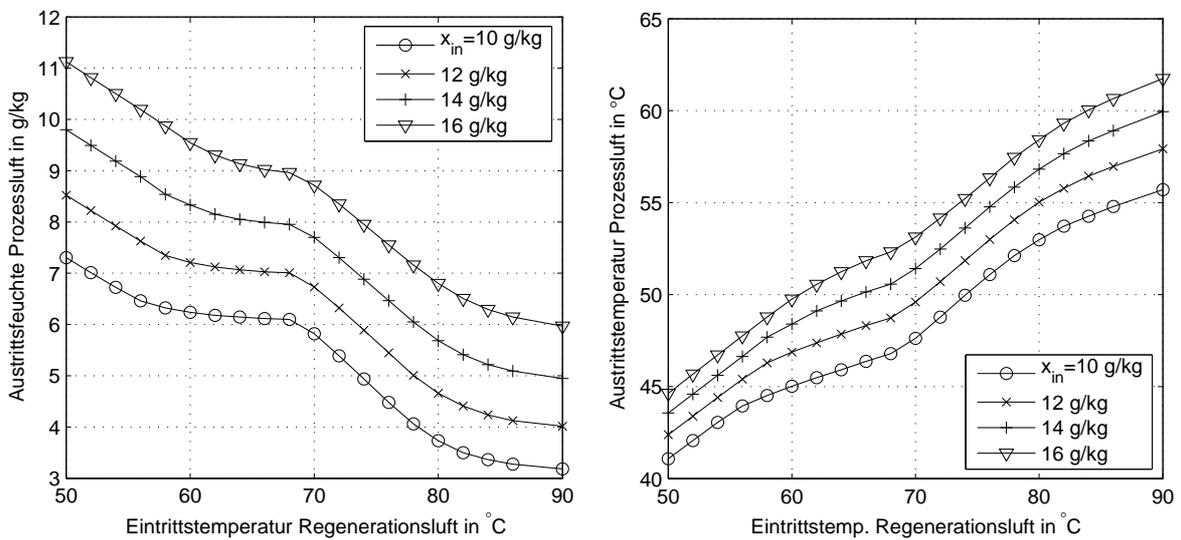


Abbildung 4.27: Simulation eines Lithiumchlorid-Rotors bei veränderlicher Regenerationslufttemperatur und Prozessluftfeuchte, Regenerationsluft 10 g/kg, Prozessluft 32°C, Anströmgeschwindigkeit 2 m/s und Drehzahl $u = 0,333$ rpm.

niedrigen Regenerationslufttemperaturen sinkt die Austrittsfeuchte linear proportional mit der Regenerationstemperatur. Bei Temperaturen um die 60°C ändert sich dies, abhängig vom Eintrittszustand der Prozessluft. Es folgt dann ein Temperaturbereich, bei dem die Austrittsfeuchte nur geringfügig von der Regenerationsluft abhängt. Schließlich kann bei Temperaturen um 70°C wieder die Entfeuchtung gesteigert werden, wobei bei höheren Temperaturen $> 80^\circ\text{C}$ kaum noch eine Steigerung der Entfeuchtung festgestellt werden könnte. Um diesen Zusammenhang zu erläutern, zeigt Abbildung 4.28 die sich einstellenden Beladungs- und Temperaturprofile entlang der Speichermatrix für eine Eintrittsfeuchte der Prozessluft von 12 g/kg . Bei Regenerationslufttemperaturen kleiner 60°C findet der Entfeuchtungsprozess weitgehend im Bereich der ungesättigten LiCl-Lösung statt. Die Beladung der Speichermatrix ändert sich dabei von der unteren durchgezogenen zur gestrichelten Linie (z.B. bei Regenerationsluft 50°C). Die zur Verfügung stehende Beladungsbreite, d.h. die Differenz zwischen der Beladung vor und nach dem Trocknungsprozess ist in etwa konstant. Bei etwa 60°C ändert sich schlagartig die Beladung im letzten Abschnitt des Sorptionsrotors, wenn die Temperatur der Matrix so hoch ist, dass es zur Monohydratbildung kommt. Bei höheren Regenerationstemperaturen wächst der Anteil der Speichermasse, in dem sich Monohydrat-Kristallen bilden. Wird das Integral der Beladungsdifferenz über der Rotorlänge gebildet,

$$\Delta q_{avg} = \frac{1}{Z^*} \int_0^{Z^*} \Delta q \, dZ \quad , \quad (4.61)$$

so erhält man einen Maß für die Entfeuchungskapazität des Rotors. Wie Abbildung 4.29 zeigt, ändert sich diese bei Temperaturen $60 \dots 70^\circ\text{C}$ nur wenig. Erst bei höheren Temperaturen, wenn es zur Bildung von LiCl-Anhydrid kommt, kann die Beladungsdifferenz und damit die Entfeuchtung gesteigert werden.

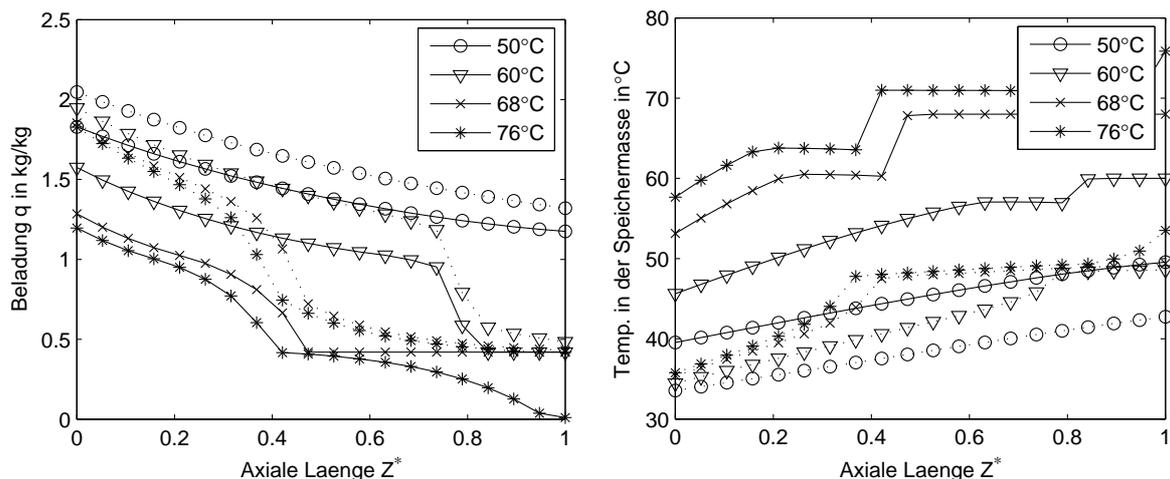


Abbildung 4.28: Beladung und Temperatur in der Speichermatrix zu Beginn der Trocknung (durchgezogene Linie) und nach der Trocknung (gestrichelte Linie) für verschiedene Regenerationslufttemperaturen, Prozessluft Eintritt 32°C und 12 g/kg

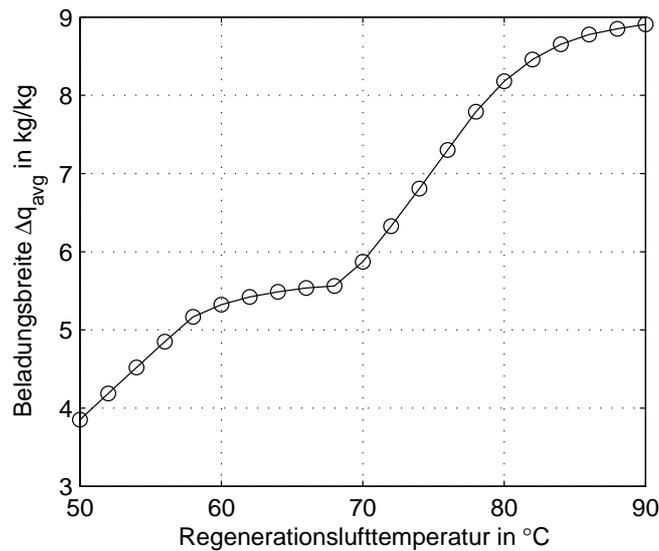


Abbildung 4.29: Mittlere Beladungsbreite Δq_{avg} über der Rotorlänge

4.6.2.2 Einfluss der Betriebsdrehzahl

Nachdem der Einfluss der Eintrittszuständen von Regeneration- und Prozessluft auf die Entfeuchtung des Sorptionsrotors untersucht wurde, wird jetzt die Drehzahl als weiterer Betriebsparameter betrachtet. In Abschnitt 4.6.1 wurde anhand des dynamischen Verlaufs festgestellt, dass es eine optimale Dauer für die Entfeuchtungsperiode gibt. Abbildung 4.30 zeigt die stationären Austrittsfeuchten und Temperaturen für verschiedene Drehzahlen. Verbleibt die Matrix zu lange im Luftstrom (sehr kleine Drehzahl), kann sie irgendwann keine Feuchtigkeit mehr aufnehmen. Bei sehr kleinen Drehzahlen ändert sich daher die absolute Feuchte der Luft beim Durchströmen des Sorptionsrotors kaum. Mit zunehmender Drehzahl und damit abnehmender Verweilzeit wächst der Entfeuchtungseffekt – die Austrittsfeuchte der Luft sinkt. Wenn das Maximum der Entfeuchtung erreicht ist, steigt die Austrittsfeuchte proportional mit der Drehzahl. Bei höheren Drehzahlen wird der Prozess hauptsächlich von der Wärmeübertragung dominiert, die Temperatur der Luft steigt, die Feuchte ändert sich aber wenig. Die Zustandsänderung der Prozessluft ändert sich also von einer fast adiabaten Entfeuchtung bei niedrigen Drehzahlen hin zu einer Enthalpieübertragung mit dem Regenerationsluftstrom bei hohen Drehzahlen ($u > 5$ rpm), wie Abbildung 4.31 im h,x -Diagramm zeigt.

In der Praxis wird dieser Effekt dazu genutzt, bei größeren Temperatur- und Feuchtedifferenzen zwischen Prozess- und Regenerationsluft sowohl Wärme- als auch Feuchtigkeit zwischen den Luftströmen zu übertragen. Im Winterbetrieb kann so die vergleichsweise trockene Außenluft durch die feuchtere Abluft passiv befeuchtet werden. Die Enthalpieübertragung kann dabei mit der Drehzahl geregelt werden.

In Abbildung 4.32 ist die Rückwärmzahl eines rotierenden Wärmerückgewinners bei verschiedenen Volumenströmen in Abhängigkeit der Drehzahl dargestellt. Die Rückwärmzahl ist definiert als das Verhältnis der Änderung der Temperatur der Prozessluft zur maximal möglichen Änderung der Temperatur bei unendlicher Wärmeübertragungsfläche und verschwinden-

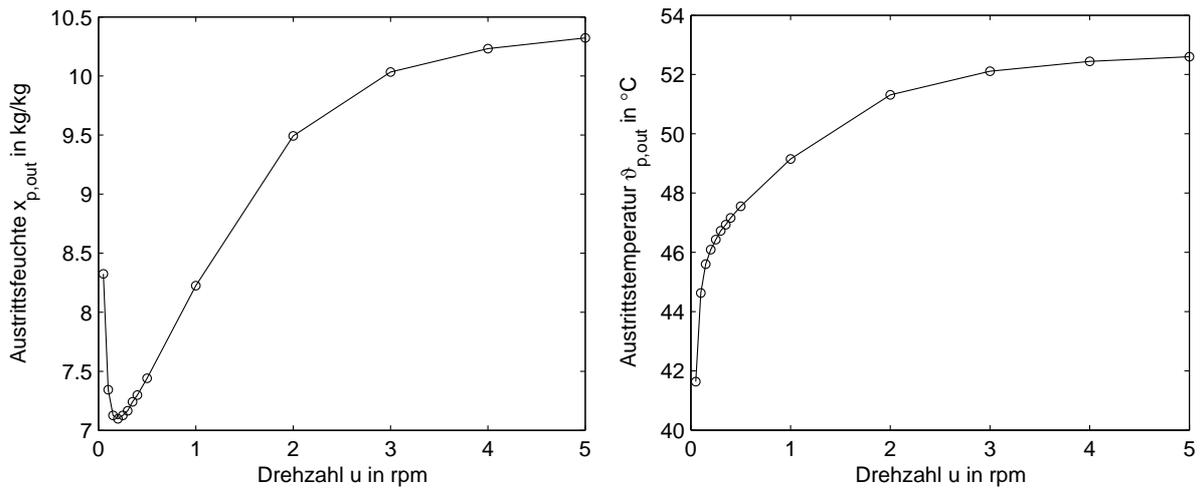


Abbildung 4.30: Simulation eines Lithiumchlorid-Rotors bei veränderlicher Drehzahl und konstanten Eintrittszuständen, Prozessluft 32°C , 12 g/kg Regenerationsluft 60°C , 10 g/kg , Anströmgeschwindigkeit 2 m/s

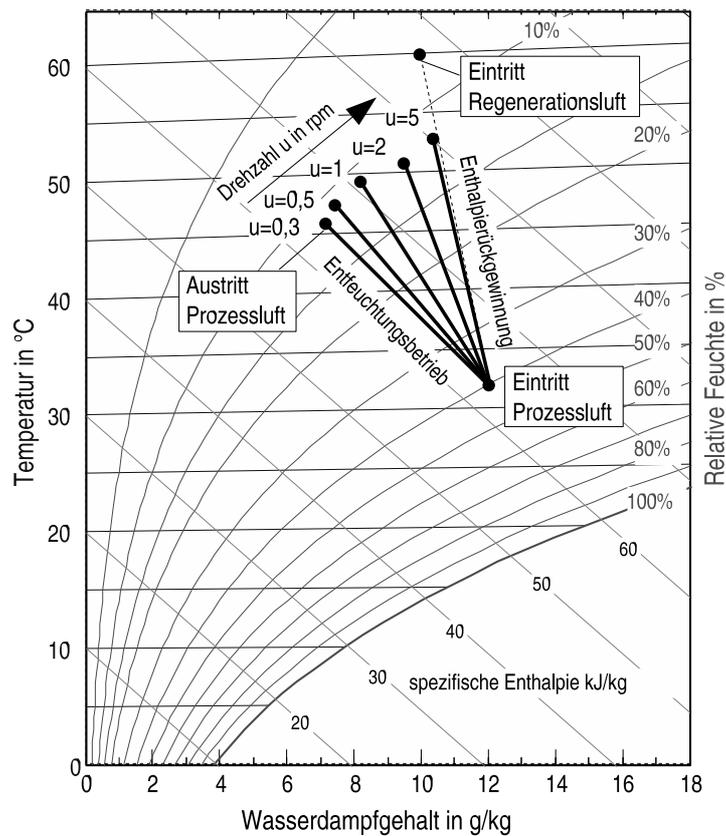


Abbildung 4.31: Luftaustrittszustand im Mollier h,x -Diagramm bei Enthalpierückgewinnung

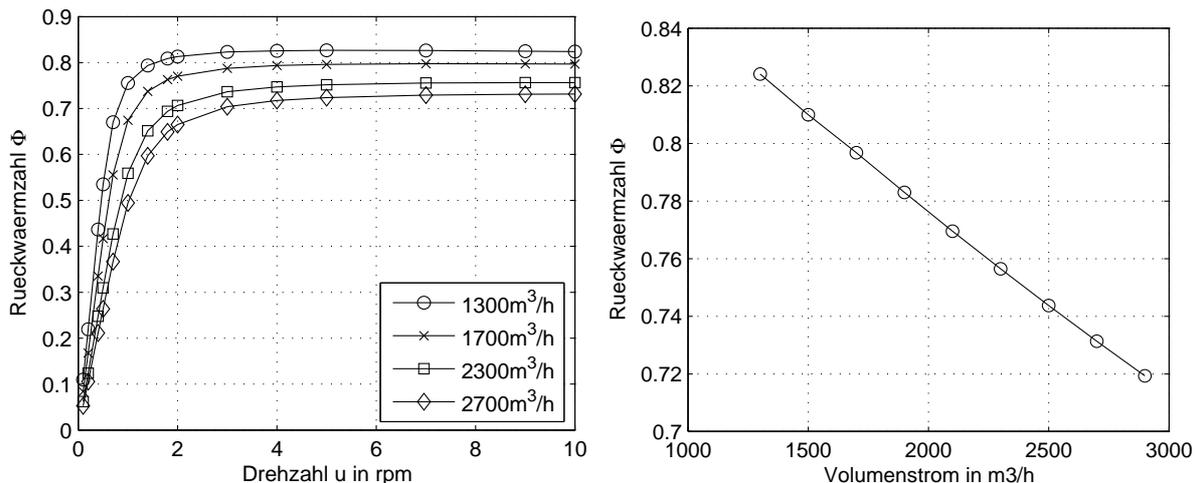


Abbildung 4.32: Simulation des regenerativen Wärmerückgewinners bei verschiedenen Drehzahlen (links) und Volumenströmen mit Drehzahl $u=10$ rpm (rechts)

dem Wärmetransportwiderstand,

$$\Phi = \frac{\vartheta_{pro,out} - \vartheta_{pro,in}}{\vartheta_{pro,out} - \vartheta_{reg,in}} \quad (4.62)$$

Die Rückwärmzahl (auch Übertragungsgrad genannt) stellt ein Maß für die Güte des Wärmerückgewinners dar. Für rotierende Wärmerückgewinner in der Klimatechnik sind Rückwärmzahlen im Bereich $0,7 \dots 0,8$ üblich. Wie in Abbildung 4.32 gezeigt, hängt die Rückwärmzahl von der Drehzahl ab, wobei es einen asymptotischen Grenzwert gibt, der bei höheren Drehzahlen erreicht wird. Normalerweise werden diese Wärmerückgewinner bei 10 rpm betrieben. Bereits ab etwa 5 rpm wird der Maximalwert erreicht, danach spielt eine weitere Erhöhung der Drehzahl keine Rolle. Bei niedrigeren Drehzahlen verbleibt die Matrix so lange in einem Luftstrom, dass eine vollständige Erwärmung bzw. Abkühlung bereits lange vor Ende der Verweilzeit stattfindet. Die Speicherkapazität ist somit zu früh erschöpft und es kann weniger Wärme übertragen werden. Mit der Drehzahl kann somit die Austrittstemperatur der Luft geregelt werden.

Wird der Wärmerückgewinner mit variierendem Volumenstrom beaufschlagt, ändert sich der maximal erreichbare Übertragungsgrad Φ . Bei kleineren Volumenströmen ist das Verhältnis der Wärmekapazität der Speichermasse zur Luft größer, so dass die Luft stärker erwärmt bzw. abgekühlt werden kann. Wie Abbildung 4.32 zeigt, nimmt die maximale Rückwärmzahl mit wachsendem Volumenstrom linear ab.

4.6.3 Vergleich mit Messdaten

Abbildung 4.33 zeigt den Verlauf einer Messung in der Laboranlage der TUHH, siehe auch Abschnitt 3.2.2 und [MÖCKEL 2003]. Die gemessenen Eintrittszustände dienten dabei als Eingangsgrößen für die Simulation. Die Regenerationslufttemperatur wurde während des Versuchsverlaufs bei ca. 60°C gehalten, die Eintrittstemperatur beträgt dabei ca. 35°C bei einer absoluten

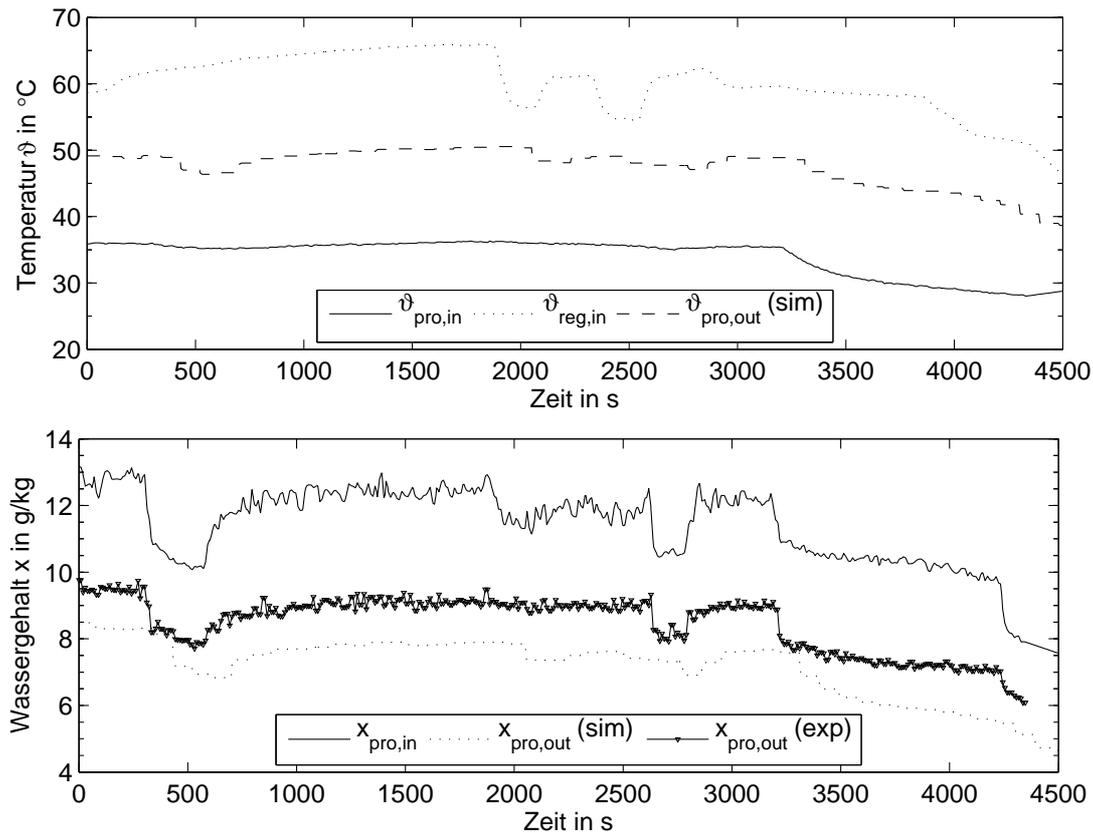


Abbildung 4.33: Vergleich zwischen Simulation (*sim*) und Versuchsergebnissen (*exp*) für einen Lithiumchlorid-Rotor

Feuchte von etwa 12 g/kg. Die Simulation gibt sehr gut die Messwerte für die Austrittsfeuchte wieder, die Abweichung beträgt etwa 1 g/kg. Dieses Ergebnis liegt im Rahmen der Messgenauigkeit der verwendeten Geräte, da bei den hohen Austrittstemperaturen aus dem Sorptionsrotor die Messgenauigkeit von 3 % r.F. bereits zu einem Fehler bei der Bestimmung der absoluten Luftfeuchte von etwa 0,8 g/kg führt, vgl. Abschnitt 5.2.2. Dabei ist der Messfehler bei den anderen vorgegebenen Randbedingungen (Volumenströme, Eintrittstemperaturen und Feuchten) nicht berücksichtigt.

In Abbildung 4.33 ist ein zeitlicher Versatz der Simulationsergebnisse im Vergleich mit den Messergebnissen deutlich zu erkennen. Dies ist auf die zeitliche Mittelwertbildung über die halbe Rotorumdrehung zurückzuführen, die bei der gewählten einfachen Diskretisierung in tangentialer Richtung $i = 1$ notwendig ist, vgl. Abschnitt 4.5. Der zeitliche Verzug beträgt ca. 90-100 Sekunden und entspricht damit einer halben Rotorumdrehung.

4.6.4 Vergleich mit Herstellerangaben

Abbildung 4.34 zeigt die Ergebnisse eines Auslegungsprogramms der Fa. *Klingenburg* für einen Sorptionsrotor mit dem Durchmesser $D = 895$ mm für konstante Eintrittstemperatur der Prozessluft $\vartheta_{pro,in} = 32^\circ\text{C}$. Die Austrittsfeuchte der Prozessluft zeigt bei geringen Regenerationslufttemperaturen eine Abweichung vom etwa $0,5$ g/kg. Diese wird dann mit steigender Temperatur der Regenerationsluft etwas größer, fällt aber bei Temperaturen größer als 60°C wieder ab. Bei der Temperatur beträgt die Abweichung zwischen 1 und $1,5^\circ\text{C}$, bei höheren Temperaturen ist kaum noch ein Unterschied festzustellen. Bei diesem Vergleich fällt auf, dass der Verlauf der Austrittsfeuchte und Temperatur bei den Herstellerdaten mit einer konstanten Steigung von der Regenerationstemperatur abhängt. Wie bereits im vorigen Abschnitt 4.6.2.1 gezeigt, ist dieser Verlauf nicht über dem gesamten Temperaturbereich konstant. Man müsste auch erwarten, dass bei höheren Temperaturen keine nennenswerte zusätzliche Entfeuchtung der Luft zu erhalten ist, weil die Speichermatrix die minimal mögliche Beladung erreicht. Dies wird von den Simulationsdaten korrekt wiedergegeben (vgl. Abbildung 4.27), nicht aber von den Herstellerangaben. Der Hersteller beschränkt die Regenerationslufttemperatur auf 70°C .

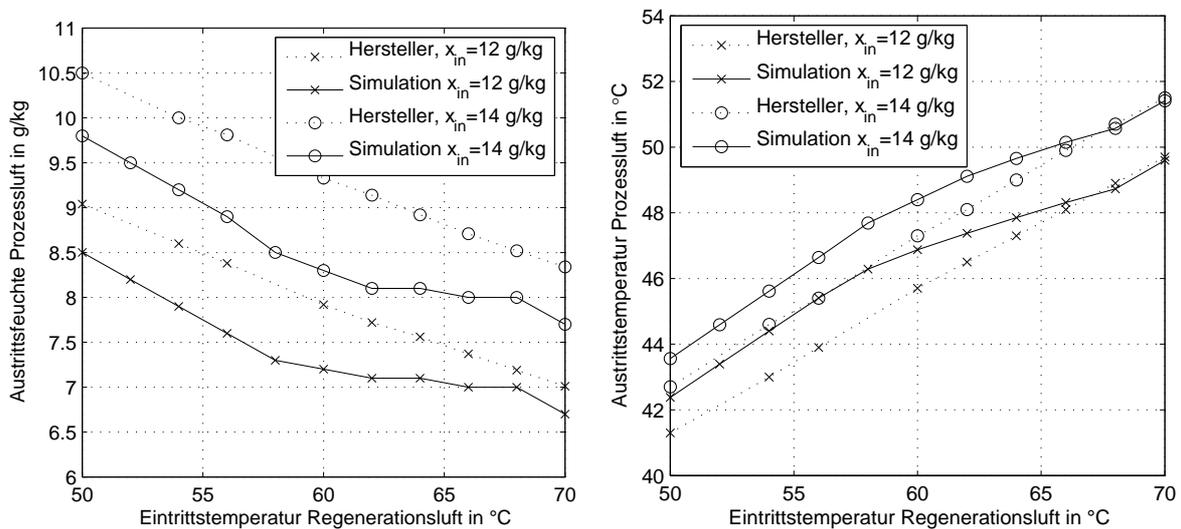


Abbildung 4.34: Vergleich mit Herstellerangaben für einen LiCl-Sorptionsrotor, $D = 895$ mm, $\dot{V} = 2300$ m^3/h , $\vartheta_{pro,in} = 32^\circ\text{C}$ und $x_{reg,in} = 10$ g/kg

Kapitel 5

Experimentelle Untersuchung zur sorptionsgestützten Klimatisierung

Im Rahmen früherer Arbeiten am Arbeitsbereich Technische Thermodynamik ist von *Möckel* [MÖCKEL 2003] im Labor eine Versuchsanlage zur sorptionsgestützten Klimatisierung experimentell untersucht worden. Ein Ziel der vorliegenden Arbeit ist der Betrieb einer Anlage unter realen Bedingungen, um daraus Erkenntnisse zur Optimierung des Systems zu folgern. Aus diesem Grund wurde eine Demonstrationsanlage konzipiert und in einem Bürogebäude in Hamburg umgesetzt.

In der Demonstrationsanlage wird die sorptionsgestützte Klimatisierung mit der Kühlung über die Fußbodenheizung als Flächenkühlsystem und mit der Nutzung des Erdbodens als Wärmesenke kombiniert. Durch die Nutzung des Erdbodens wird für die Klimatisierung auf eine Kältemaschine verzichtet. Die Kombination der Erdkälte mit einer sorptionsgestützten Entfeuchtung ist insofern besonders vorteilhaft, weil durch die sorptive Vortrocknung der Luft das Temperaturniveau des Kühlmediums nicht so niedrig sein muss wie bei einer konventionellen Klimaanlage mit Taupunktunterschreitung, siehe Abbildung 5.1. Gleichzeitig eignet sich die Erdkälte besonders gut für die Flächenkühlsysteme, da hier die Vorlauftemperatur wegen der Gefahr der Taupunktunterschreitung nicht zu tief werden darf. Schließlich ermöglicht die Trennung der Abfuhr sensibler Wärme durch die Flächenkühlung und der latenten Last durch

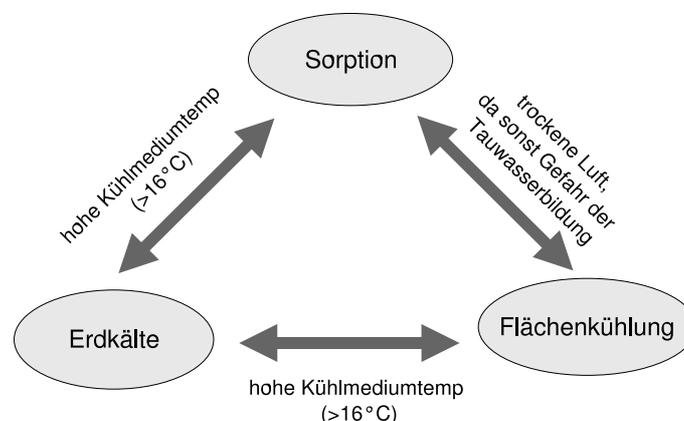


Abbildung 5.1: Vorteile der Kombination Sorption-Erdkälte-Flächenkühlung

die Lüftung eine kleinere Dimensionierung der Klimaanlage, da nur noch der Frischluftstrom aufbereitet werden muss. Für die Kühlung über den Fußboden (oder auch andere Flächenkühlsysteme) sollte darauf geachtet werden, dass die Frischluft entfeuchtet wird, da sonst die Gefahr einer Taupunktunterschreitung bestehen bleibt.

5.1 Systembeschreibung

Die Demonstrationsanlage ist im Rahmen dieser Arbeit geplant und in das Bürogebäude der Fa. Hoppe Bordmesstechnik (Abbildung 5.2) in Hamburg-Stellingen eingebaut worden. Es wurde ein Normheizwärmebedarf von 70 kW ermittelt, der von einem Brennwertkessel und einem Mini-Blockheizkraftwerk ($4,7 \text{ kW}_{el} / 12,5 \text{ kW}_{th}$) der Firma Ecopower gedeckt wird. Im Winter wird das aus drei Geschossen bestehende Gebäude mit einer Fußbodenheizung beheizt. Die Lüftung sorgt für den notwendigen Frischluftbedarf von $2500 \text{ m}^3/\text{h}$, die auf die Büros im Obergeschoss und die Werkstatt- und Lagerhallen im Erdgeschoss verteilt werden. In Tabelle 5.1 sind weitere Daten der Anlage aufgelistet.

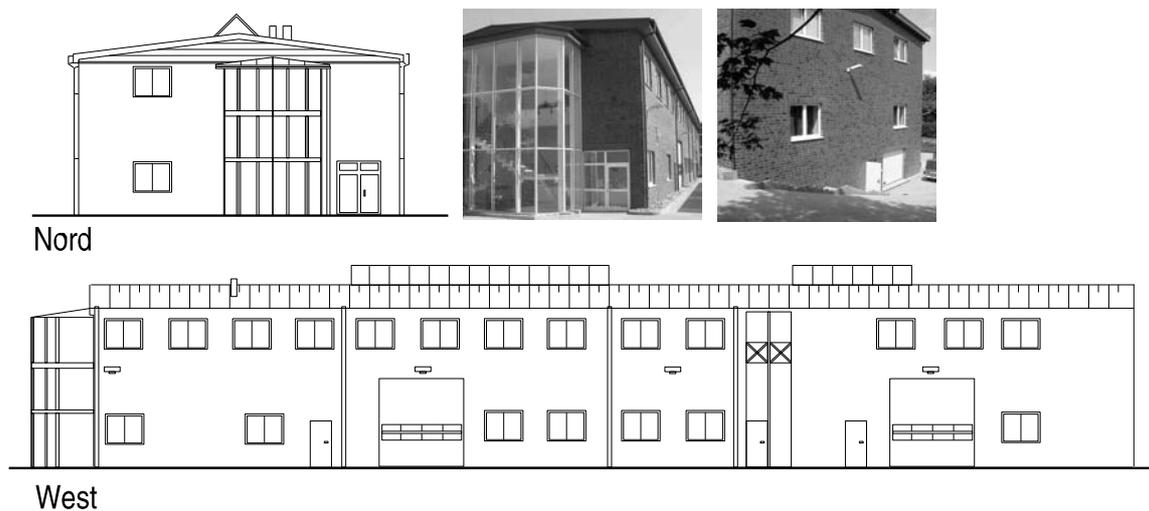


Abbildung 5.2: Gebäude der Fa. Hoppe Bordmesstechnik in Hamburg-Stellingen

In Abbildung 5.3 ist das Gesamtkonzept dargestellt. Im Sommerbetrieb wird die Luft sorptiv entfeuchtet, die dafür notwendige Heizenergie von 12 kW wird vom Mini-BHKW zur Verfügung gestellt. Die Fußbodenheizung wird in den Sommermonaten mit kaltem Wasser durchflossen, um so die sensiblen Lasten abzuführen. Zur Bereitstellung der gesamten Kühlleistung für die Klimatisierung wird das Erdreich genutzt. Um das Gebäude herum sind mehrere Erdwärmesonden platziert (8 Sonden, je 100 m tief), in denen das Wasser aus Flächenkühlung und Lüftung zurückgekühlt wird.

Durch den Einsatz des Erdreichs als Wärmesenke wird die Kältemaschine eingespart. Strom ist nur für die Ventilatoren sowie Pumpen und andere Hilfsaggregate notwendig. Die gesamte elektrische Leistung des Blockheizkraftwerkes steht für die Deckung des eigenen Strombedarfs zur Verfügung, während die Abwärme zur Regeneration des Sorptionstrockners dient. Damit ist eine rein gasbetriebene Klimatisierung realisiert worden.

Tabelle 5.1: Daten der Demonstrationsanlage

Installierte Heizleistung:	82,5 kW
	Brennwertkessel 70 kW
	Ecopower Mini-BHKW 4,7/12,5 kW
	Pufferspeicher 1000 l
Gesamtfläche:	ca. 1900 m ²
Klimatisierte Fläche:	ca. 1300 m ²
Installierte Kälteleistung:	30 kW
	gedeckt durch 8 Erdkältesonden
	mit je 98 m Tiefe
Luftdurchsatz:	2500 m ³ /h

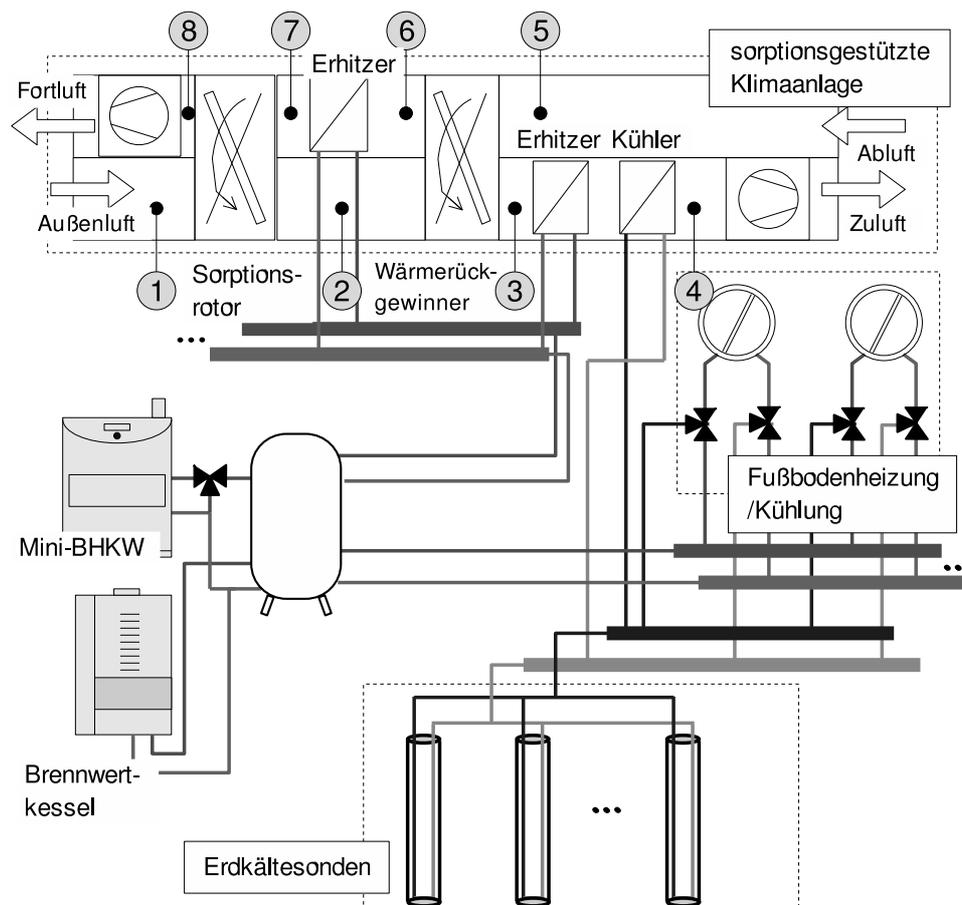
**Abbildung 5.3:** Klimatisierungssystem der Demonstrationsanlage aus sorptionsgestützter Lüftung, Fußbodenkühlung und Erdkältesonden

Abbildung 5.4 zeigt ein Funktionsschaltbild des Heizungs- und Klimatisierungssystems des Gebäudes. Im oberen Teil ist die Lüftung, im unteren Teil die Wärmezeugung und Verteilung dargestellt. Das Mini-Blockheizkraftwerk (BHKW1, der mögliche Einsatz eines zweiten BHKW ist vorbereitet) und das Brennwertgerät (BWK) befüllen einen Pufferspeicher mit einem Volumen von 1000 Litern. Aus dem oberen Bereich des Speichers werden die Hochtemperatur-Verbraucher Treppenhaus-Heizkörper und Trinkwassererwärmer (TWE), sowie Regenerationsluftherhitzer (RLE) der Lüftung gespeist. Aus dem unteren Bereich des Pufferspeichers wird die Fußbodenheizung versorgt, die je 2 Heizkreise pro Stockwerk aufweist. Mittels Umschaltventile wird im Sommer auf Kühlung umgestellt. Dann wird Wasser aus den Erdkältesonden über die Rohre der Fußbodenheizung und in den Nachkühler (NK) der Lüftung geleitet. Das erwärmte Rücklaufwasser wird über die Erdkältesonden wieder abgekühlt.

In Abbildung 5.5 sind das Blockheizkraftwerk und die Verrohrung im Heizungskeller dargestellt.

Abbildung 5.6 zeigt die Seitenansicht der ausgeführten sorptionsgestützten Lüftungsanlage. Die Außenluft tritt zunächst durch Filter und Schalldämpfer in das Sorptionsrad. Im Winter dreht sich das Rad mit einer schnellen Geschwindigkeit (10 rpm), um einen Enthalpierückgewinn zu ermöglichen. Die so zunächst passiv aufgewärmte Luft wird im Nachwärmer auf die gewünschte Zulufttemperatur eingestellt. Sinkt die Außenlufttemperatur unter eine voreingestellte Frostschutztemperatur, wird zusätzlich im Regenerationsluftherhitzer die Abluft auf 30°C erhitzt, um ein Gefrieren im Sorptionsrad zu vermeiden.

Im Sommerbetrieb dreht das Sorptionsrad langsamer mit ca. 20 rph (Trocknungsmodus). Im Regenerationsluftherhitzer wird die Abwärme des BHKW eingespeist und die Abluft auf ca. 60°C erwärmt. Für die Normauslegung (32°C, 40%) wird die vom Mini-BHKW bereitgestellte Leistung von 12 kW voll ausgenutzt. Um zu trockene Zustände zu vermeiden, ist eine Regelung über die Regenerationslufttemperatur vorgesehen. Mit dem Bypass kann die Regenerationsluftmenge und damit das Volumenstromverhältnis im Sorptionsrad reguliert werden. Im regenerativen Wärmetauscher wird die getrocknete Luft vorgekühlt und im Nachkühler die Zulufttemperatur eingestellt.

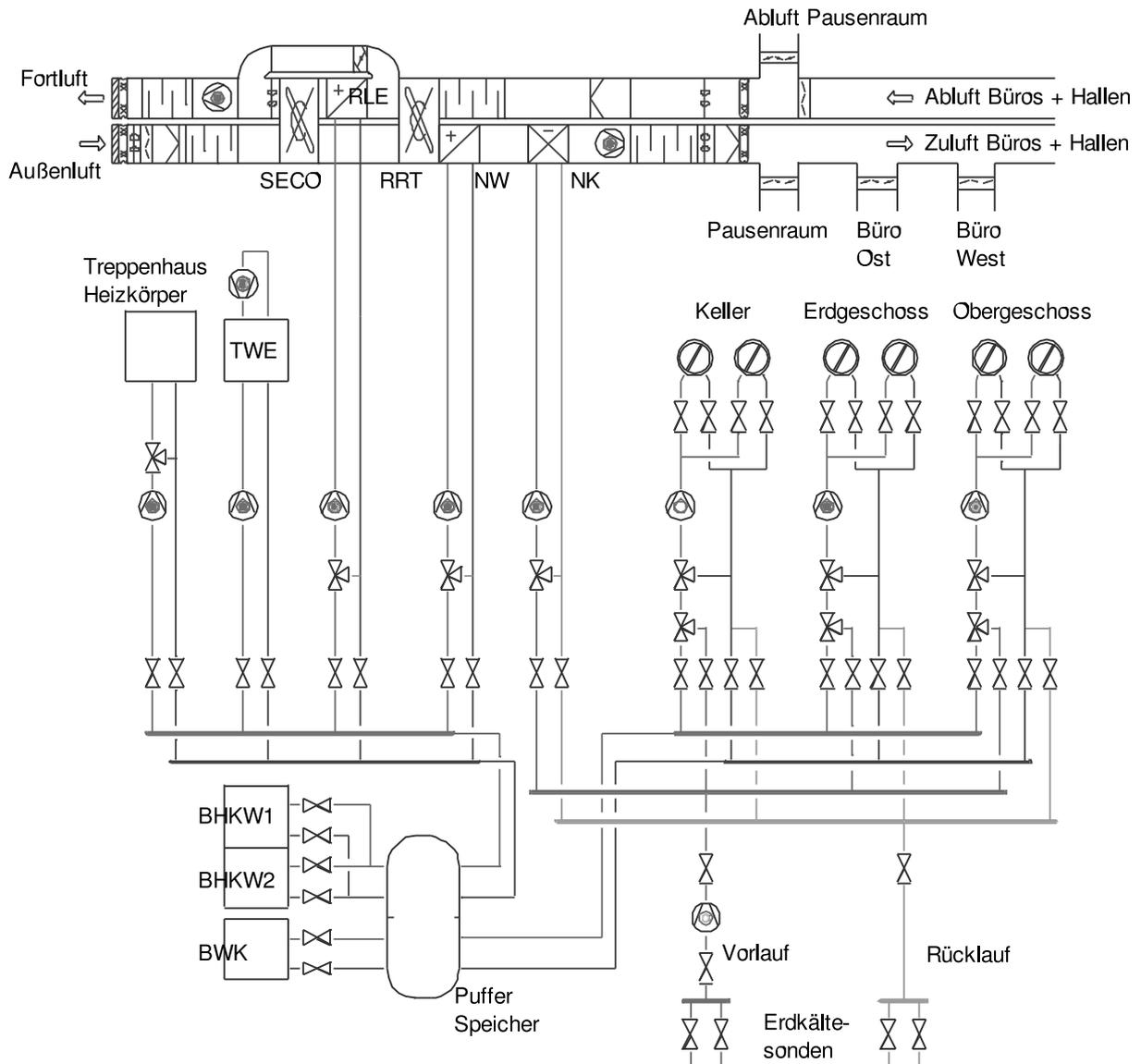


Abbildung 5.4: Funktionsschema der Heizung und Lüftung der Demonstrationsanlage



Abbildung 5.5: Links: Rohrleitungen der Erdkältesonden (unten links) und Fußbodenheizkreise, rechts: Blockheizkraftwerk der Fa. Ecopower

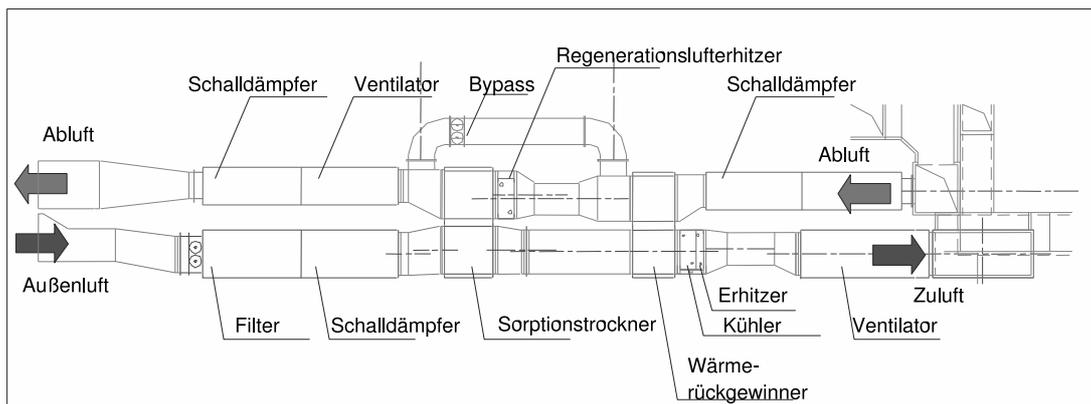


Abbildung 5.6: Seitenansicht der ausgeführten sorptiven Lüftungsanlage (oben Konstruktionszeichnung, unten Fotos)

Bei den Erdkältesonden handelt es sich um die aus dem Betrieb mit erdgekoppelten Wärmepumpen bekannten Sondenbauarten, die aus Doppel-U- Kunststoff Rohren bestehen, siehe [VDI4640]. Die Rohre, die mit einer Schutzkappe als Gewicht versehen sind, werden senkrecht in die bis zu 100 m tiefe Bohrlöcher versenkt. Anschließend wird das Bohrloch mit einem speziellen Material aufgefüllt, um eine bessere Wärmeleitung zum Erdreich zu erreichen und um die Erdschichten gegeneinander abzudichten. Da die Leitungen bis in den Hauskeller hinein unterirdisch gelegt sind, besteht keine Frostgefahr, vgl. Abbildung 5.5. Als Wärmeträgermedium kann daher Wasser ohne Zusatz von Frostschutzmitteln eingesetzt werden.

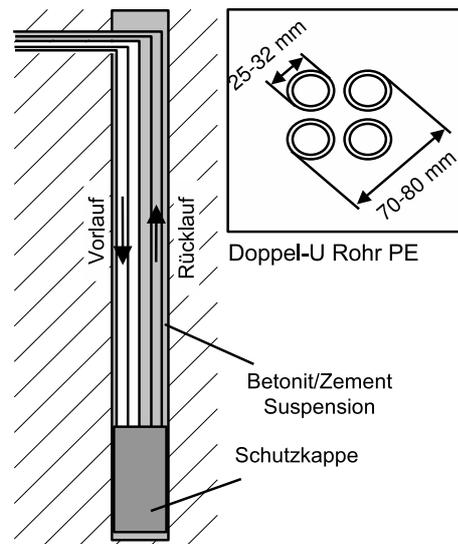


Abbildung 5.7: Bauart der Erdkältesonden

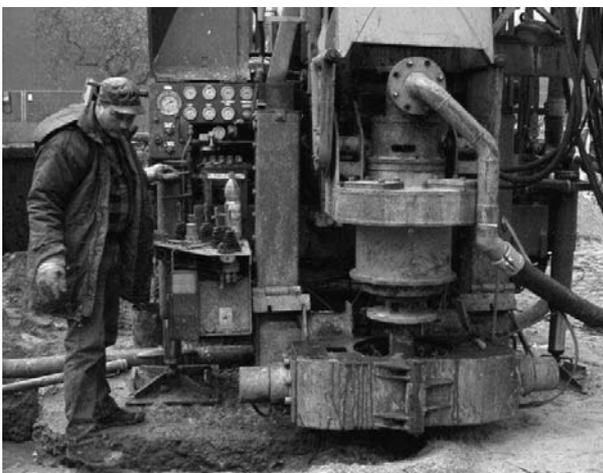


Abbildung 5.8: Einsetzen der Erdkältesonden für die Demonstrationsanlage

5.2 Messtechnik

Zur Erfassung der Betriebszustände der Anlage ist diese mit umfangreichen Messeinrichtungen ausgestattet, die im Folgenden beschrieben werden.

5.2.1 Sensoren und Messgeräte

Für die Bestimmung der relativen Luftfeuchtigkeiten werden kombinierte Hygro-Thermometer der Fa. *Vaisala*¹ eingesetzt. Diese messen die Temperatur und Feuchte mit zwei Sensoren, die am Ende eines Rohres befestigt sind und an geeigneter Stelle senkrecht am Kanal montiert werden. Zur Erfassung der Temperatur kommt dabei ein Pt 1000 (IEC 751 Kl. B) zum Einsatz, die relative Feuchte wird mit einem kapazitiven Sensor gemessen. Die Genauigkeit bei der Messung der relativen Feuchte beträgt $\pm 3\%rF$, wobei eine Temperaturabhängigkeit berücksichtigt werden muss, vgl. Abbildung 5.9. Die Genauigkeit bei der Messung der Temperatur beträgt $\pm 0,3^\circ C$.

Die Luftströme werden mit sogenannten *Wilson* Staugittern der Fa. *Airflow*² bestimmt, vgl. Abbildung 5.10. Durch diese wird ein Staudruck erzeugt, dessen Quadrat der Geschwindigkeit und damit dem durchtretenden Volumenstrom proportional ist. Der Staudruck wird von einem Messwandler in ein Stromsignal umgesetzt. Der genaue Zusammenhang zwischen Volumenstrom und erzeugtem Druck geht aus einem Diagramm des Herstellers hervor, welches in der Messdatenverarbeitung integriert ist.

Die Bestimmung des Luftvolumenstroms ist von allen Messgrößen mit der größten Ungenauigkeit behaftet und beträgt je nach Güte der Messstrecke $\pm 5 \dots 10\%$. Für die Messung mit den Staugittern ist eine Querschnittsverengung im Kanal notwendig, da ansonsten die Geschwindigkeit zu sehr im unteren Messbereich liegt. Dies macht wiederum eine längere Anlaufstrecke erforderlich, die aber im praktischen Einsatz aufgrund des Platzbedarfs nicht immer gegeben ist. Daher ist an den betreffenden Stellen mit einer Genauigkeit von $\pm 10\%$ zu rechnen. Die Genauigkeiten der Messgeräte zur Erfassung der Luftzustände ist in Tabelle 5.2 zusammengestellt.

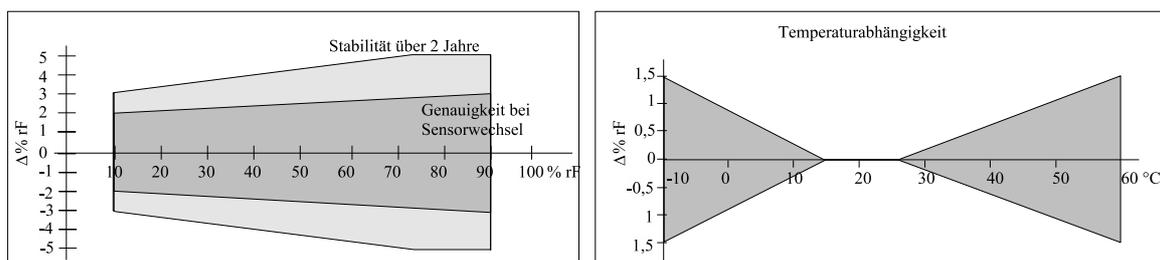


Abbildung 5.9: Genauigkeit der Feuchtemessung (Messwertgeber HMD40/50y, Herstellerangaben der Fa. Vaisala)

Für sonstige Messungen der Lufttemperatur in den Kanälen werden Pt100 Fühler eingesetzt. Diese kommen auch zur Messung der Raumtemperaturen zum Einsatz, sowie, auf Rohren ge-

¹Vaisala GmbH, Vertriebsgebiet Nord, Hamburg <http://www.vaisala.de>

²AIRFLOW Lufttechnik GmbH, Rheinbach, <http://www.airflow.de>

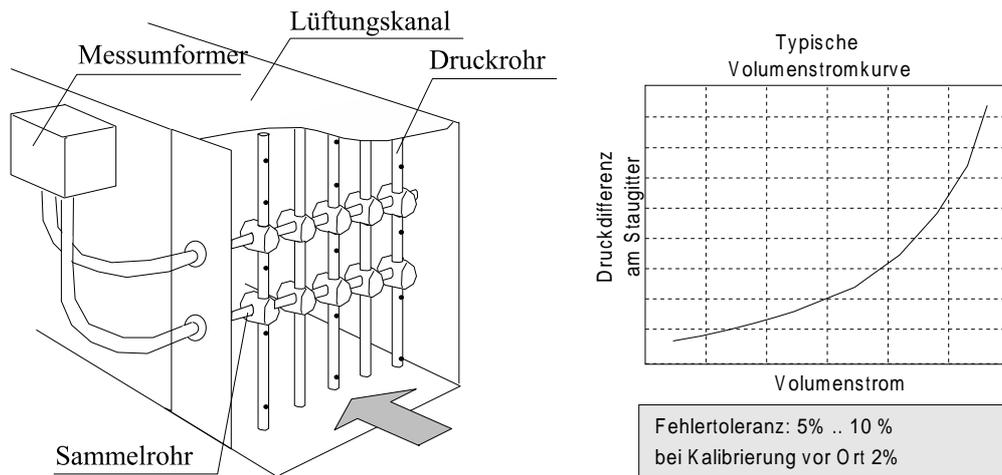


Abbildung 5.10: Wilson Staugitter der Fa. Airflow zur Volumenstrommessung

klebt, zur Temperaturmessung in der Heizungsanlage. In 3 Referenzräumen sind zusätzliche kombinierte Temperatur-Feuchte Fühler eingebaut.

Alle Messgrößen werden als Stromsignale zur SPS (Speicherprogrammierbare Steuerung, oder PLC, *Programmable Logic Controller*) zusammengeführt und nacheinander abgefragt. Der Messstellenplan für die Heizung und Lüftung auf Abbildung B.1 und B.2 im Anhang B gibt einen Überblick über alle Messgrößen. Eine detaillierte Beschreibung der darin gezeigten Stellen ist ebenfalls im Anhang B wiedergegeben. Insgesamt werden über 400 Messstellen erfasst. Zur Auswertung und Darstellung wurde ein entsprechendes Computer-Programm entwickelt.

5.2.2 Fehlerfortpflanzung und Fehlerabschätzung

Die absolute Feuchte sowie die Enthalpie der Luft, die zur Bilanzierung und zur Bestimmung der zugeführten Heiz- und Kühlleistung benötigt werden, ergeben sich aus der gemessenen relativen Feuchte und Temperatur. Im Folgenden wird der Fehler auf die Endgrößen abgeschätzt, der sich durch die Ungenauigkeit der Messungen ergibt. Dabei werden die Genauigkeit der Messgeräte entsprechend Tabelle 5.2 angenommen.

Für eine Größe Y , die von n unabhängigen Meßgrößen $X_{i...n}$ mit den systematischen Fehlern ΔX_i abhängt, ergibt sich der absolute Fehler aus

$$\Delta Y = \sum_1^n \frac{\partial Y}{\partial X_i} \cdot \Delta X_i \quad . \quad (5.1)$$

5.2.2.1 Absolute Feuchte

Der Fehler für die absolute Feuchte $x(\varphi, \vartheta)$ mit (4.6) ist

$$\Delta x = \frac{\partial x}{\partial \varphi} \cdot \Delta \varphi + \frac{\partial x}{\partial \vartheta} \Delta \vartheta \quad , \quad (5.2)$$

Tabelle 5.2: Genauigkeit der verwendeten Messgeräte

relative Feuchte $\Delta\varphi$ in % r.F	Temperatur Δt in °C	Volumenstrom ΔV in %
3	0,3	10

mit den partiellen Ableitungen

$$\frac{\partial x}{\partial \varphi} = \frac{R_a}{R_w} \cdot \frac{p_{sat}(\vartheta)(p - p_{sat}(\vartheta) \cdot \varphi) + p_{sat}(\vartheta)^2 \cdot \varphi}{(p - p_{sat}(\vartheta) \cdot \varphi)^2} \quad (5.3)$$

und

$$\frac{\partial x}{\partial \vartheta} = \frac{\partial x}{\partial p_{sat}} \cdot \frac{\partial p_{sat}}{\partial \vartheta} = \frac{R_a}{R_w} \cdot \frac{\varphi \cdot (p - p_{sat}(\vartheta) \cdot \varphi) + p_{sat}(\vartheta) \cdot \varphi^2}{(p - p_{sat}(\vartheta) \cdot \varphi)^2} \cdot \left(\frac{dp_{sat}}{d\vartheta} \right) \quad (5.4)$$

Die Ableitung des Sättigungsdruckes nach der Temperatur kann grafisch aus der Funktion $p_{sat}(\vartheta)$ in (A.1) bestimmt werden. Der Anteil des Fehlers der Temperatur bei der Bestimmung der absoluten Feuchte ist relativ klein im Vergleich zu dem Anteil des Fehlers der relativen Feuchte, der insbesondere bei höheren Temperaturen steigt. Dies lässt sich leicht aus dem h,x -Diagramm erkennen, da die Linien konstanter Luftfeuchtigkeit bei höheren Temperaturen stärker auseinanderlaufen. Abbildung 5.11 zeigt den Fehler der absoluten Feuchte in Abhängigkeit der Temperatur. Bei niedrigen Temperaturen (z.B. Raumtemperatur), beträgt der Fehler 0,5...0,6 g/kg. Bei höheren Temperaturen, z.B. 40...45°C führt die gleiche Messungenauigkeit $\Delta\varphi$ zu einem Fehler von 1,5...2 g/kg. Daraus resultiert ein relativer Fehler $\Delta x/x$ von etwa 5% bei niedrigen und 12,5% bei höheren Temperaturen. Diese relativ hohe Ungenauigkeit ist beim Vergleich von Simulationsergebnissen und Messungen oder bei der Darstellung von Messergebnissen, besonders am Austritt des Rotors, zu berücksichtigen.

5.2.2.2 Enthalpie

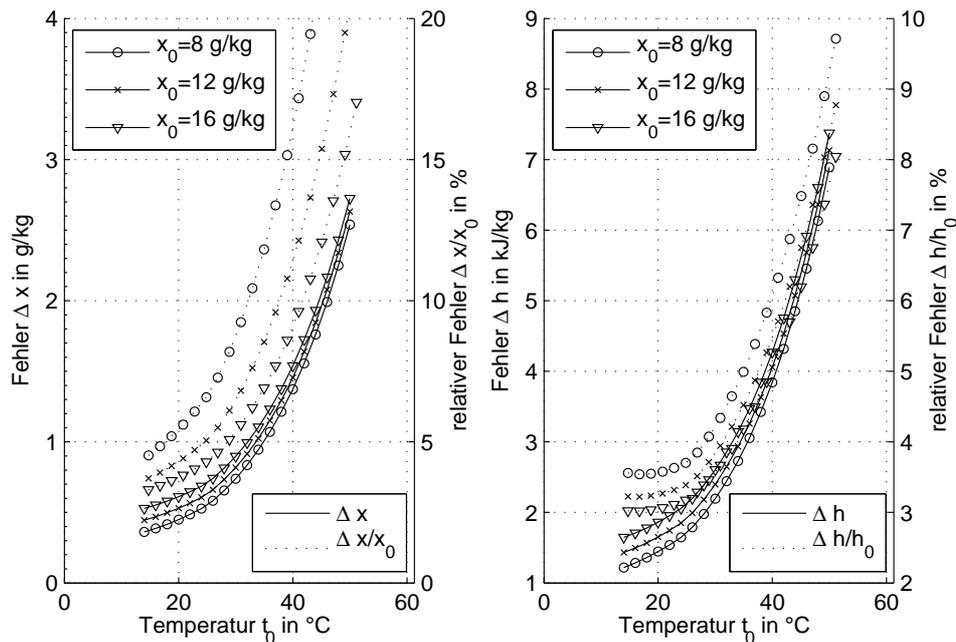
Nach Anwendung von (5.1) ergibt sich für den Fehler der berechneten Enthalpie

$$\Delta h = c_{p,a} \Delta \vartheta + \Delta x \cdot \Delta h_V + c_{p,w} \cdot (\vartheta \cdot \Delta x + x \cdot \Delta \vartheta) \quad (5.5)$$

Der größere Beitrag entsteht durch die Ungenauigkeit bei der Bestimmung der absoluten Feuchte, da der dort gemachte Fehler durch Multiplikation mit der Verdampfungswärme Δh_V erheblich verstärkt wird. In Abbildung 5.11 ist der Fehler abhängig von der Temperatur dargestellt. Zu höheren Temperaturen hin steigt der absolute Fehler. Der relative Fehler steigt auch bei höherer Temperatur, bleibt aber unter 10%.

Zwischen zwei gemessenen Zuständen, beispielweise im Kühler, wird zur Berechnung der zu- bzw. abgeführten Wärme die Enthalpiedifferenz ($h_2 - h_1$) benötigt. Der Gesamtfehler addiert sich aus den Beträgen der Einzelfehlern zu

$$\Delta(h_2 - h_1) = |\Delta h_2| + |\Delta h_1| \quad (5.6)$$



	$t_0 = 24^\circ\text{C}, x_0 = 12 \text{ g/kg}$		$t_0 = 40^\circ\text{C}, x_0 = 12 \text{ g/kg}$	
	Absolute Feuchte	Enthalpie	Absolute Feuchte	Enthalpie
rel. Fehler	5 %	3,4 %	12,5 %	5,6%

Abbildung 5.11: Fehlerfortpflanzung und relativer Fehler für Bezugszustände t_0, x_0 bei der Bestimmung der absoluten Feuchte (links) und der Enthalpie (rechts)

Besonders wenn kleinere Enthalpiedifferenzen bestimmt werden müssen, wie z.B. bei der Abkühlung im Kühler, würden sich Fehler in der Größenordnung von 8% ergeben. Bei der Erwärmung der Luft im Regenerationsluftherhitzer kann jedoch davon ausgegangen werden, dass sich der Wassergehalt nicht ändert. Die Enthalpiedifferenz errechnet sich mit $x_1 = x_2 = x$ aus

$$(h_2 - h_1)|_{x_2=x_1} = c_{p,a} \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) + x \cdot c_{p,w} \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) \quad . \quad (5.7)$$

Der Fehler resultiert dann aus

$$\Delta(h_2 - h_1)|_{x_2=x_1} = c_{p,a} \cdot 2 \cdot \Delta\vartheta + c_{p,w} \cdot (\Delta x \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) + 2 \cdot \Delta\vartheta \cdot x). \quad (5.8)$$

Dabei ist der zweite Term in der Größenordnung 10^{-3} kleiner als der erste und daher vernachlässigbar. Der absolute Fehler beträgt daher ca. 600 J/kgK und entspricht bei einer Temperaturdifferenz von 20°C nur etwa 3%.

5.2.2.3 Spezifisches Volumen

Der Fehler bei der Berechnung der Dichte beziehungsweise des spezifischen Volumens aus (4.4) und (5.1) ergibt sich zu

$$\Delta v = \frac{R_w}{p} \cdot (\vartheta + 273) \cdot \Delta x + \frac{R_a}{p} \cdot \Delta\vartheta \quad . \quad (5.9)$$

Der relative Fehler im Temperaturbereich 20...40°C beträgt nicht mehr als 1% und kann daher in der weiteren Rechnung vernachlässigt werden.

5.2.2.4 Wärmeströme

Eine Energiebilanz an einem Wärmeübertrager führt zu dem ab- bzw. zugeführten Wärmestrom

$$\dot{Q}_{12} = \rho \cdot \dot{V} \cdot (h_2 - h_1) \quad . \quad (5.10)$$

Dabei stellt Index 1 den Eintritt und 2 den Austritt der Luft aus dem Wärmeübertrager dar. Der Fehler ist dann

$$\Delta \dot{Q}_{12} = \rho \cdot (\Delta \dot{V} \cdot (h_2 - h_1) + \dot{V} \cdot \Delta(h_2 - h_1)) \quad . \quad (5.11)$$

Einfacher lässt sich der relative Fehler ausdrücken durch

$$\frac{\Delta \dot{Q}_{12}}{\dot{Q}_{12}} = \frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} + \frac{\Delta(h_2 - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (5.12)$$

Für den Fall einer Zustandsänderung bei konstantem Wassergehalt (Erhitzer) beträgt der relative Fehler bei einer Genauigkeit von $\pm 10\%$ der verwendeten Staugitter daher etwa 13%, bei Messung der Feuchte vor und nach dem Kühler 18%.

5.2.3 Fehler durch Leckageströme

Konstruktionsbedingt ist eine Trennung der Zu- und Abluftströme durch den Einsatz der Rotoren zur Trocknung und Wärmerückgewinnung in der Anlage nicht möglich. Am Rotor können an der Umfangsdichtung zum Gehäuse und an der Dichtung zwischen Zu- und Abluftstrom Leckageströme entstehen, vgl. Abbildung 5.12. Zusätzlich können Verluste durch Luft entstehen, die durch Mitrotation auf die andere Seite gelangt. Diese Fehlströme können zur Verfälschung der Messergebnisse führen. Es wird daher im Folgenden abgeschätzt, in welchem Umfang es zu einer Vermischung der Luftströme in der Anlage kommt.

5.2.3.1 Leckage durch Undichtigkeiten an den Rotoren

Eine Messung der Volumenströme zeigt einen geringeren Zuluftvolumenstrom als der der zuströmenden Außenluft. Dies bedeutet jedoch nicht, dass ausschließlich Luft von der Zu- auf die Abluftseite strömt. Die Messung der Temperatur bei ausgeschalteten Rotoren lässt erkennen, dass auch von der Abluftseite Luft in den Zuluftkanal gelangt. Abbildung 5.13 zeigt, welche Verhältnisse sich dabei einstellen.

Bei der Mischung zweier Luftströme feuchter Luft gilt

$$\dot{m}_A \cdot h_A + \dot{m}_B \cdot h_B = \dot{m}_M \cdot h_M \quad . \quad (5.13)$$

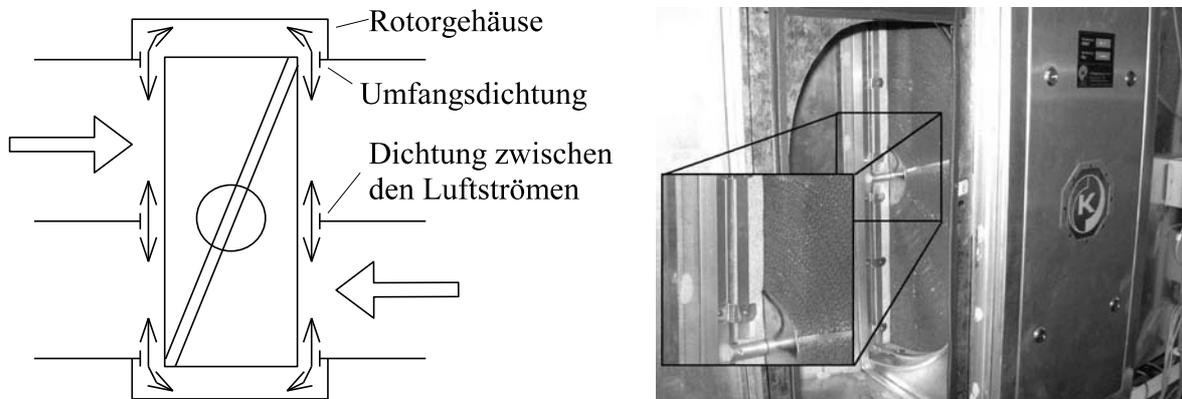


Abbildung 5.12: Mögliche Leckageströme an den Dichtungen eines Rotors (links), Dichtung eines rotierenden Wärmerückgewinners in der Versuchsanlage (rechts)

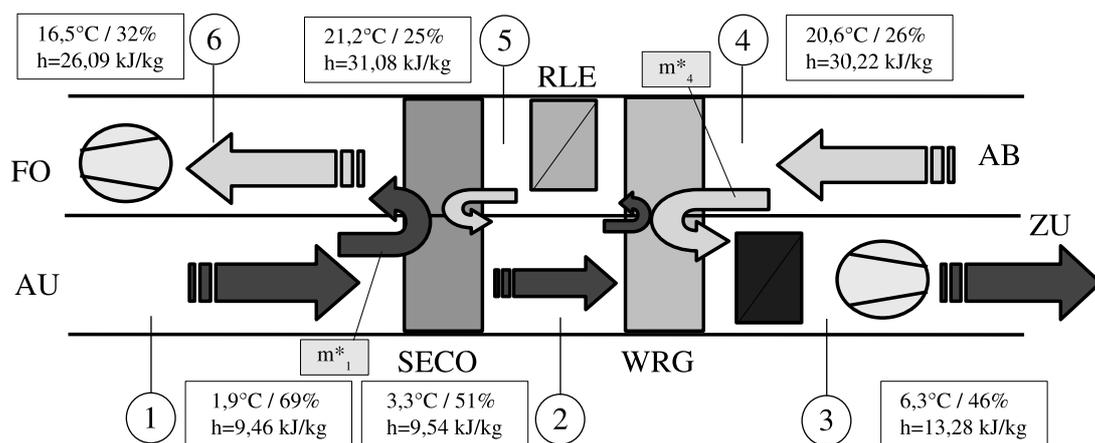


Abbildung 5.13: Leckageströme in der Anlage und Messung der Luftzustände bei ausgeschalteten Rotoren und Wärmezu- bzw. Abfuhr

Dabei sei \dot{m}_A der Hauptstrom, \dot{m}_B ein zuströmender Leakagestrom und \dot{m}_M der resultierende Mischstrom. Mit

$$\dot{m}_M = \dot{m}_A + \dot{m}_B \quad (5.14)$$

wird das Verhältnis zwischen Hauptstrom und Leakagestrom zu

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_M - h_B}{h_A - h_M} \quad (5.15)$$

Der Anteil der Außenluft (Index 1), der sich mit der Abluft (Index 5) mischt, ist demnach

$$\dot{m}_1^* = \frac{h_5 - h_6}{h_6 - h_1} \cdot \dot{m}_5 = 0,31 \cdot \dot{m}_5 \quad (5.16)$$

Bei bekannten Messwerten für \dot{m}_5 und \dot{m}_1 bedeutet dies, dass ca. 20% des Volumenstromes der Außenluft als Leakagestrom in die Fortluft eintreten.

Eine geringe Menge Abluft scheint am Sorptionsrotor auf die Zuluftseite zu strömen, wie in Abbildung 5.13 angedeutet. Die geringe Veränderung der Temperatur der Prozessluft lässt aber schließen, dass diese Menge im Verhältnis zur Frischluft sehr gering ist. Das gleiche gilt für die Zuluft, die im WRG auf die Abluftseite gelangt.

Analog zur vorigen Rechnung kann mit (5.15) ein Luftstrom \dot{m}_4^* der Abluft ermittelt werden, der im Rotationswärmetauscher in die Zuluft übertritt,

$$\dot{m}_4^* = 0,21 \cdot \dot{m}_2 \quad (5.17)$$

Die Zuluft (Index 3) ergibt sich aus der Summe des Massenstroms in 2 und des Leakagestroms \dot{m}_4^* ,

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4^* + \dot{m}_2 = \dot{m}_2 \cdot (0,21 + 1) \quad \implies \quad \dot{m}_2 = 0,83 \cdot \dot{m}_3 \quad (5.18)$$

Die Zuluft besteht also zu 83% aus Frischluft und 17% aus Abluft aus den Räumen.

5.2.3.2 Leakage durch Mitrotation

Bei sich drehenden Rotoren werden die Leakageströme unter Umständen größer, da mehr Luft durch Mitrotation auf die andere Seite gelangen kann. Dies lässt sich aus der Rotorgeometrie und Umdrehungsgeschwindigkeit abschätzen. Hierzu stelle man sich den Rotor als einen teilweise mit Luft gefülltem Zylinder vor, bei dem pro halbe Umdrehung der Inhalt einer Hälfte auf die andere Seite gebracht wird.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{a,Rot} &= 2 \cdot \rho_a \cdot V_a \cdot u = 2 \cdot \rho_a \cdot \left(\gamma \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{8} \cdot L \right) \cdot u \\ &= \rho_a \cdot \gamma \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot L \cdot u \quad (5.19) \end{aligned}$$

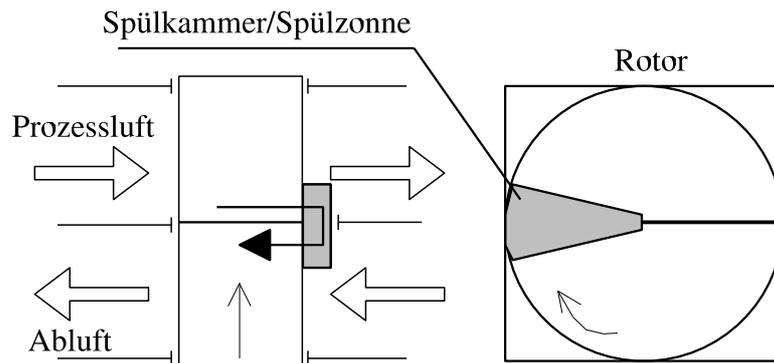


Abbildung 5.14: Wirkungsweise einer Spülkammer bei einem rotierenden Wärmehaube

Dabei stellt V_a das in einer Hälfte des Zylinders eingeschlossenen Luftvolumen dar, das aus der Geometrie (Durchmesser D und Rotorlänge L) und dem freien Strömungsquerschnitt γ berechnet werden kann.

Da sich der Sorptionsrotor im Trocknungsbetrieb sehr langsam dreht ($u = 0,3$ rpm), ist dieser Effekt vernachlässigbar gering. Beim Rotationswärmehaube dagegen können bei einer Umdrehungsgeschwindigkeit von 10 rpm und Geometriedaten nach Tabelle 4.1 etwa 100 kg/h übertragen werden. Bei 2400 m³/h entspricht dies eine Leckrate von 3%.

Ein Übertritt durch Mitrotation am Rotationswärmehaube von der Abluft auf die Prozessluftseite lässt sich durch Einsatz einer Spülkammer oder Spülzone verringern. Dabei wird ein Leitblech so eingesetzt, dass eingetretene Abluft wieder in den Abluftkanal zurückgeführt wird, vgl. Abbildung 5.14.

5.2.4 Weitere Fehlerquellen

Eine größere Rolle als die Genauigkeit der Messgeräte spielt bei der Messung der Temperatur und Feuchte die Position des Messfühlers im Luftkanal. Dies liegt daran, dass an einigen Stellen wegen der Einbauverhältnisse keine vollkommen durchmischte Strömung herrscht und sich statt dessen starke Temperaturprofile ausbilden. Dies macht sich z.B. bei der Messung der Temperatur zwischen Regenerationslufterwärmer und Sorptionsrotor bemerkbar. Die Position des Fühlers wurde so gewählt, dass eine mittlere Temperatur gemessen wird, da über dem Gesamtquerschnitt ein starkes Temperaturgefälle herrschte. Der dadurch entstandene systematische Fehler kann anhand mehrerer manueller Messungen über den gesamten Querschnitt abgeschätzt werden. Geht man von einer Ungenauigkeit von etwa 2°C aus, vergrößert sich der Fehler im ungünstigsten Fall bei der Bestimmung des Wärmestromes auf fast 20%.

5.2.5 Visualisierung der Messdaten

Für die Auswertung der gesammelten Messdaten, Visualisierung und für die Steuerung der Anlage wurde ein Programm auf Basis der Programmiersprache *Visual Basic* entwickelt.

Abbildung 5.15 zeigt schematisch die Anordnung der Messdatenerfassungs- und Steuerungssoftware für die Demonstrationsanlage. Die verschiedenen Messfühler für Temperatur, relative Feuchte, Luft- und Wasservolumenströme geben ihre Messsignale an die SPS, vgl. Abbildung 5.16. In der SPS sind die Algorithmen programmiert, die ihrerseits die Regeleinrichtungen ansteuern bzw. Sollwerte für andere untergeordnete Regler ausgeben. Die SPS ist mit einem PC verbunden, auf dem eine Software läuft, die die Messwerte abfragt und in eine Textdatei schreibt. Das erstellte Messdatenerfassungs- und Visualisierungsprogramm ist dafür zuständig, diese Datei auszulesen und weiterzuverarbeiten sowie der SPS wiederum notwendige Parameter mitzuteilen. Dazu wurden verschiedene Ebenen für die Software eingeführt, die in Abbildung 5.17 dargestellt sind.

In der ersten Kommunikations- und Logikebene steht das Modul `comm_modul`. Hier werden die aus der SPS ankommenden Daten in eine eigene Datenbankdatei (Access-Format) eingelesen. Gegebenfalls werden die Messwerte noch aufbereitet, wenn z.B. Einheiten umgerechnet werden müssen. Das Modul schreibt die Daten dann mit Angabe von Datum und Uhrzeit in eine Log-Datei, die später zur Auswertung dient. Die zweite Aufgabe des Programms besteht darin, Sollwerte für die Regler der SPS weiterzugeben. Diese können z.B. Raumtemperaturen sein, aber auch Parameter, anhand deren bestimmte Funktionen ausgeführt werden (z.B. Frostschutztemperatur). Als dritte Aufgabe ist im Kommunikationsmodul auch eine übergeordnete Logik eingebaut, die bestimmte Betriebsweisen für die Anlage einstellt, die nicht in der SPS programmiert werden können. Als wichtigstes Beispiel sei die Nachtabsenkung aufgeführt, die in Abhängigkeit der Uhrzeit und des Wochentags eingestellt wird.

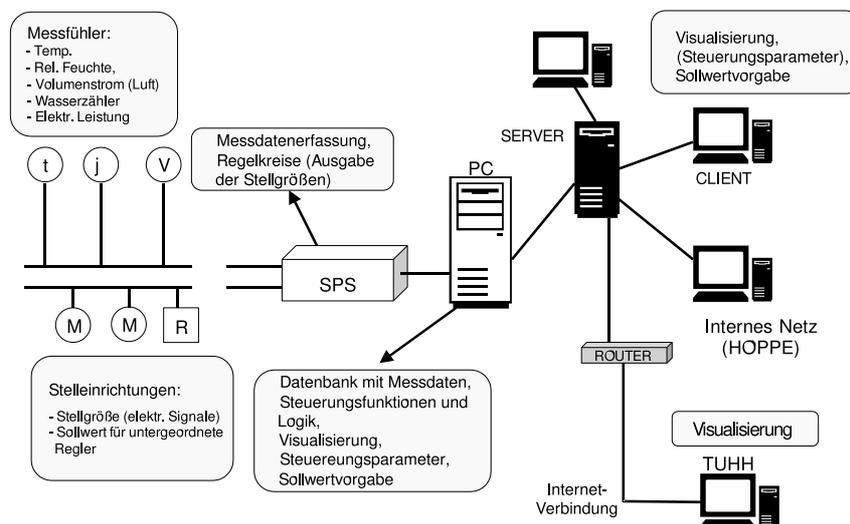


Abbildung 5.15: Schema der Mess- und Steuerungshard- und Software für die Demonstrationsanlage

Das Kommunikationsmodul selbst besitzt keine Schnittstelle zum Benutzer. Alle Parameter und Sollwerte werden immer der Datenbank entnommen und dort von anderen Programm-

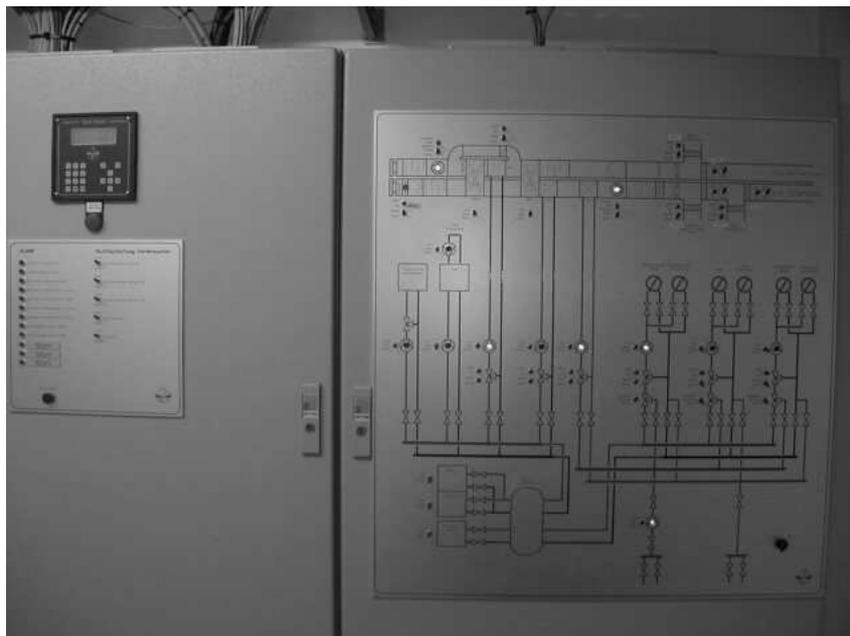


Abbildung 5.16: SPS der Fa. Hoppe Bordmesstechnik zur zentralen Steuerung und Regelung der Heizungs- und Klimaanlage des Gebäudes

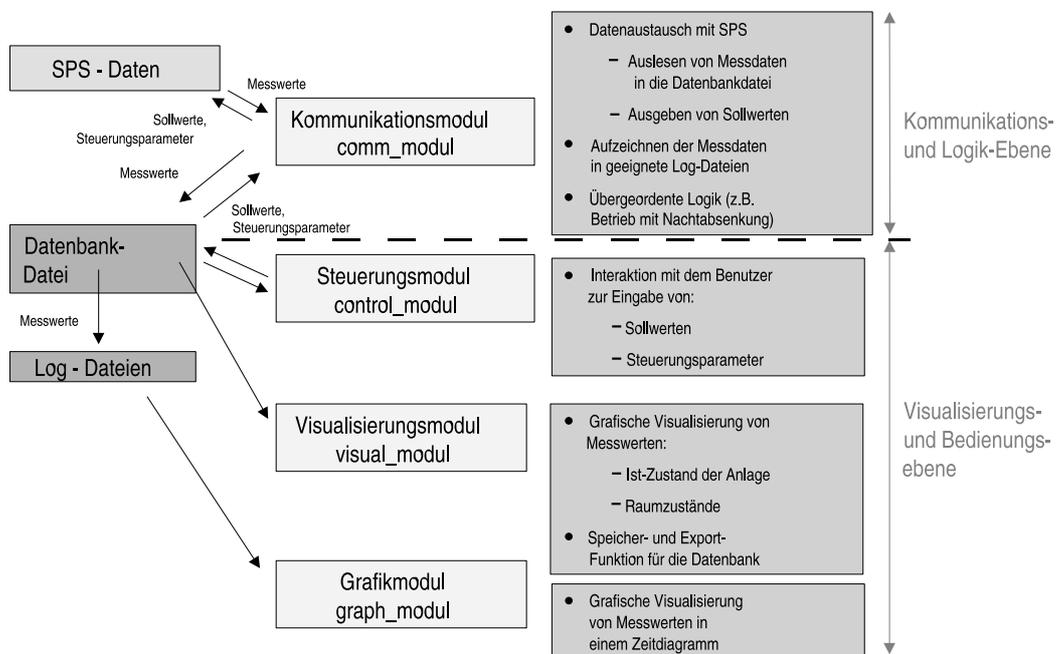


Abbildung 5.17: Aufteilung und Funktion der Programmebenen der Messdatenerfassungs- und Visualisierungssoftware

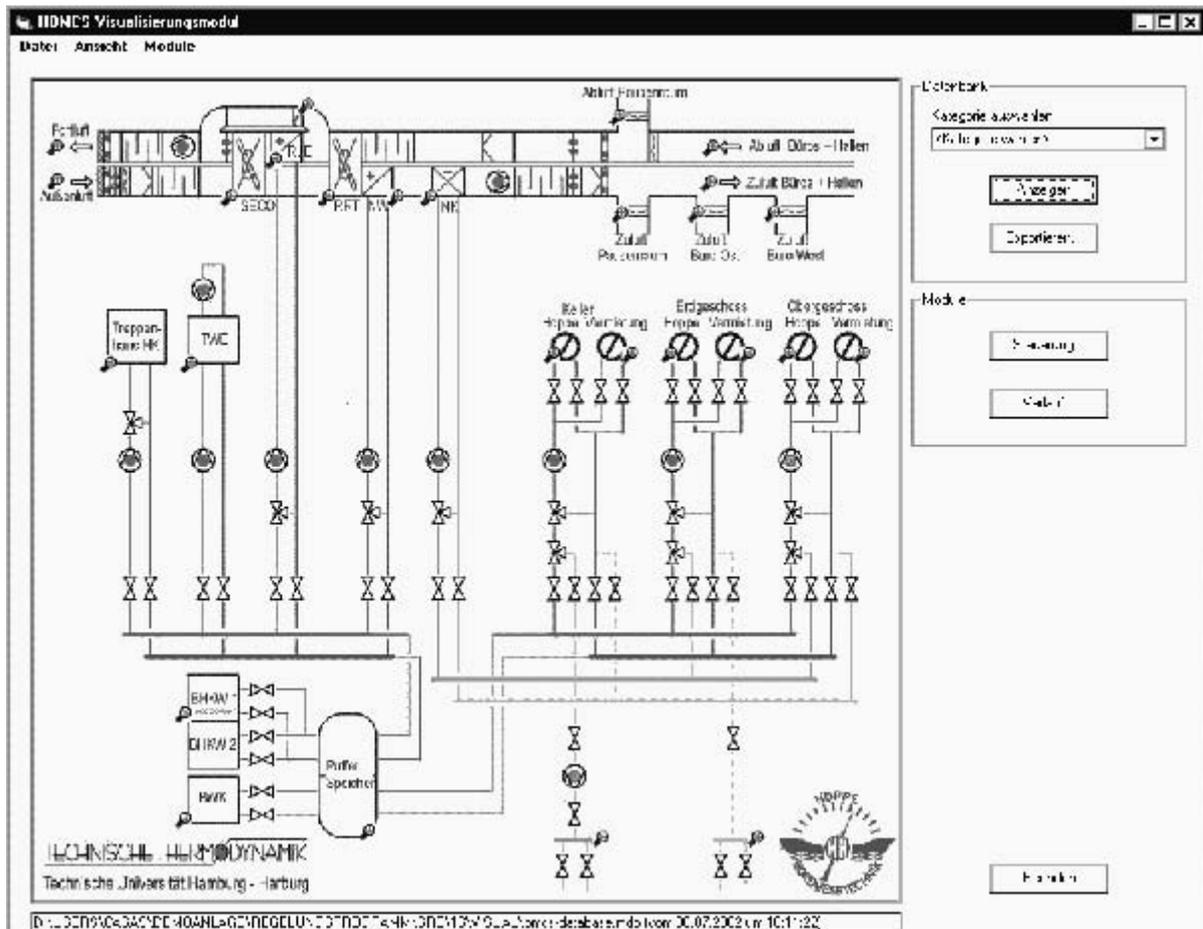


Abbildung 5.18: Hauptfenster des Visualisierungsmoduls mit Anlagenschaubild

dulen gesetzt. In der zweiten Ebene, der Visualisierungs- und Bedienungsebene, hat der Benutzer die Möglichkeit zur Interaktion mit der Software. Im Steuerungsmodul `control_modul` können Sollwerte und andere Steuerungsparameter für die Lüftung und die Heizung eingestellt werden.

Das Visualisierungsmodul `visual_modul` dient zur Anzeige des Ist-Zustands der Anlage. Im Hauptfenster befindet sich ein Schema der Anlage (vgl. Abbildung 5.18), in dem die einzelnen Komponenten angewählt werden können. Daraufhin können die für die jeweilige Komponente relevanten Messdaten eingesehen werden. Ferner erlaubt das Programm, sich alle Messwerte der Datenbank anzuzeigen und diese abzuspeichern oder in ein Excel-Format zu exportieren. In einer zweiten Ansicht, werden alle Räume des Gebäudes dargestellt, ebenfalls mit der Möglichkeit durch Auswahl mit der Maus die Daten wie Raumtemperatur (Sollwert und Istwert), Feuchte, Oberflächen- und Vor-/Rücklauftemperaturen zum betreffenden Raum abzufragen.

5.3 Steuerung und Regelung

Die Steuerung und Regelung der Lüftung ist in der SPS-Steuerung der Gesamtanlage integriert. Für die Regelung muss, wie bei konventionellen Klimaanlage üblich, zwischen Sommer- und Winterbetrieb unterschieden werden.

5.3.1 Sommerbetrieb

Im Sommerbetrieb wird die gemeinsame Zulufttemperatur für alle Räume geregelt, vgl. Abbildung 5.19. Die individuelle Raumtemperatur kann über die Flächenkühlung eingestellt werden. Der Temperaturregler TR1 wirkt auf den Nachkühler NK und auf den Wärmerückgewinner WRG, wobei zuerst der WRG die volle Drehzahl erreicht, bevor das Ventil des Nachkühlers geöffnet wird. Dieser Zusammenhang ist im Sequenzbild TR1 auf Abbildung 5.19 dargestellt. Die Feuchte wird über die Temperatur der Regenerationsluft geregelt (Regler FR1). Bei einer positiven Differenz Istwert- Sollwert wird die Wärmezufuhr erhöht. Damit steigt die Temperatur der Regenerationsluft und im Sorptionsrotor wird eine größere Entfeuchtung erreicht.

5.3.2 Winterbetrieb

Im Winterbetrieb kann der Sorptionsrotor als Enthalpieübertrager eingesetzt werden. Dabei überträgt die Speichermasse nicht nur Wärme, sondern bis zu einem gewissen Grad auch Feuchtigkeit, von einem Luftstrom auf den anderen. Es kann damit eine Befeuchtung der Außenluft ohne Wasserzufuhr erreicht werden.

Im Winterbetrieb wirkt der Temperaturregler TR1 auf den Nachwärmer und den Sorptionsrotor. Ähnlich wie beim Sommerfall wird zuerst versucht, über die Drehzahl des Rotors die vorgegebene Zulufttemperatur zu erreichen, bevor im Nachwärmer Wärme zugeführt wird.

Um ein Einfrieren des Rotors durch Kondensat zu verhindern, insbesondere im Enthalpieübertragungsmodus, wenn zu feuchte Fortluft und sehr trockene, kalte Außenluft den Rotor durchströmen, sind weitere Maßnahmen zu ergreifen, siehe Abbildung 5.20. Bei der Enthalpieübertragung verläuft die Zustandsänderung der Luft entlang einer Mischungsgeraden zwischen den beiden Prozessluftströmen, vgl. Abschnitt 4.6.2.2. Unter bestimmten Umständen kann es zur Unterschreitung der Taulinie mit Kondensatbildung kommen, wobei die Gefahr des Gefrierens entsteht. Als Gegenmaßnahme kann entweder die Außenluft vorgewärmt werden, wobei ein Wärmetauscher vor dem Sorptionsrotor mit einem separaten Heizkreis (Frostschutzmittel) benötigt wird, oder es kann die Fortluft nachgewärmt werden (auf ca. 30°C), so dass kein Wasser kondensieren kann. Die eingesetzte Wärme wird zum großen Teil wieder zurückgewonnen. In diesem Fall wird beim Frostschutzbetrieb die Abluft erwärmt, vgl. Abbildung 5.20b.

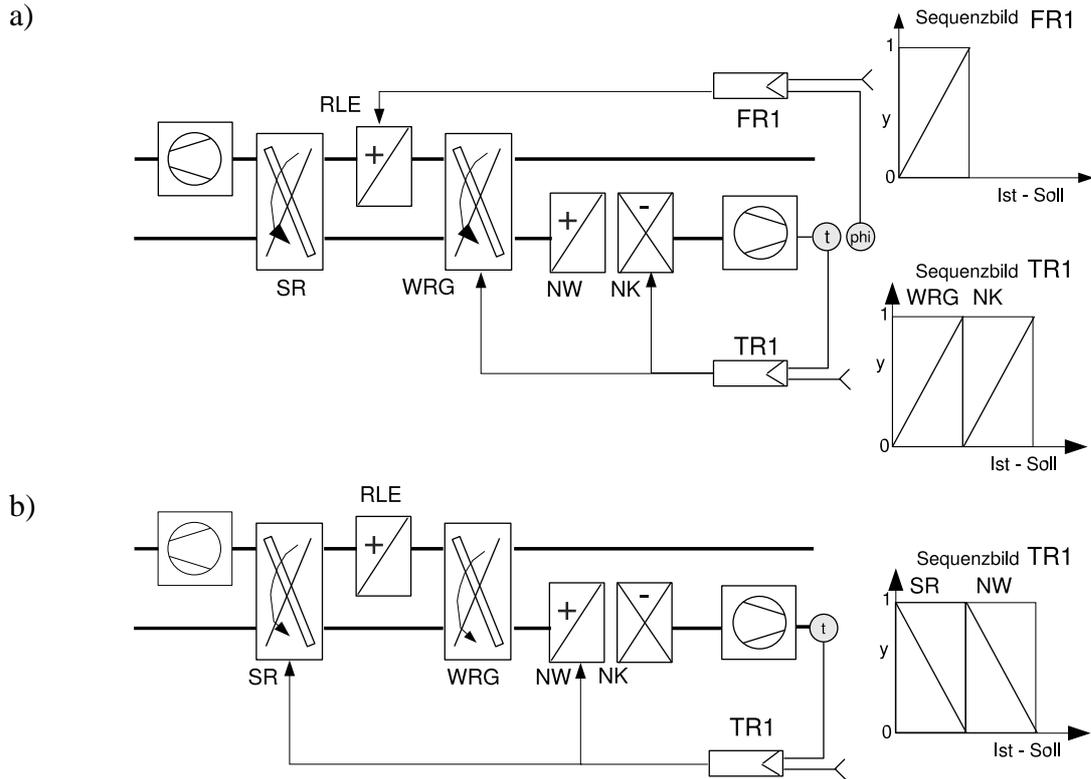


Abbildung 5.19: Regelung der Zulufttemperatur und Feuchte für die Lüftungsanlage a) im Sommer- und b) im Winterfall

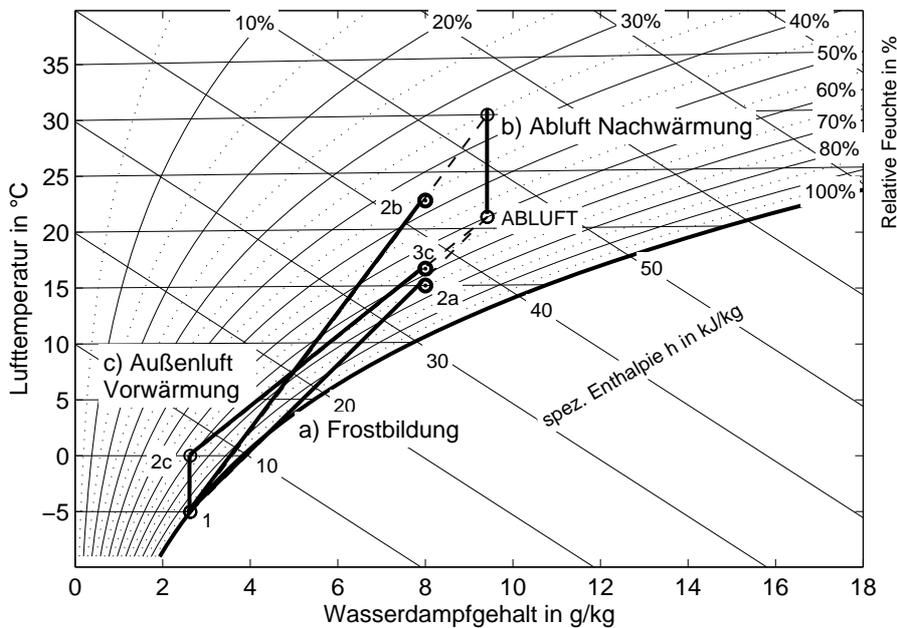


Abbildung 5.20: Enthalpieübertragung im Sorptionsrotor, a) Frostbildung b) Frostschutz durch Nachwärmen der Abluft und c) durch Vorwärmen der Außenluft

5.4 Auswertung der Messergebnisse

5.4.1 Lüftung

Abbildung 5.21 zeigt den zeitlichen Verlauf gemessener Temperaturen und Luftfeuchte an einem Sommertag in Juni. Die Außentemperatur variiert im dargestellten Zeitraum von ca. 29 bis 35°C, während die Luftfeuchte von 50 bis 35 % verläuft. Dies entspricht einer absoluten Feuchte von 11 bis 12 g/kg. Weiterhin ist die Zulufttemperatur und eine Raumtemperatur dargestellt.

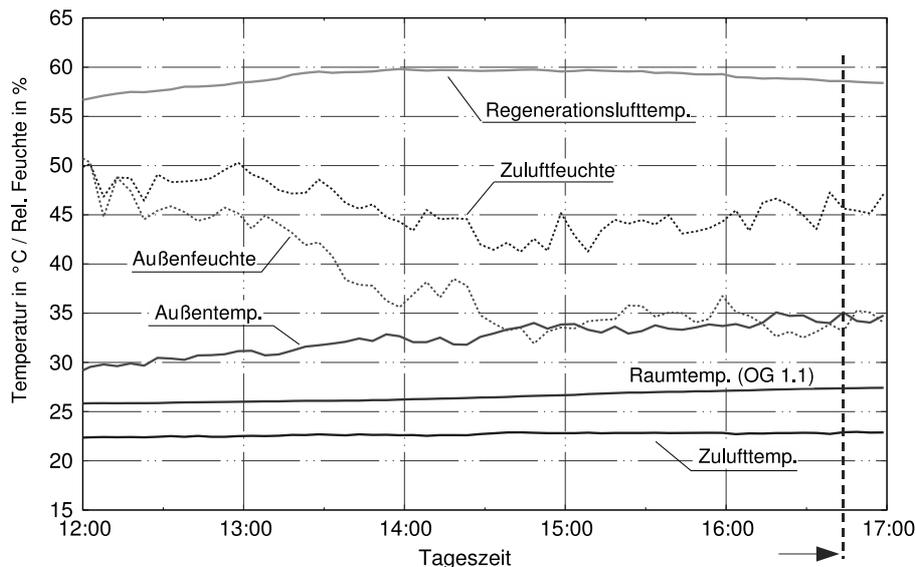


Abbildung 5.21: Messung verschiedener Luftzustände (9.7.2002)

Basierend auf dieser Messung sind die Zustandsänderungen der Luft in der Klimaanlage für einen Betriebspunkt in einem Mollier- h,x -Diagramm aufgetragen, siehe Abbildung 5.22. Die warme Außenluft (1) wird beim Durchströmen des Sorptionsrotors entfeuchtet und erwärmt sich auf ca. 40°C (2). Dabei wird die Luft um 5 g/kg entfeuchtet. Theoretisch müsste diese Zustandsänderung mit einem leichten Anstieg der Enthalpie verbunden sein, an dieser Stelle könnten größere Spaltverluste das Ergebnis verfälschen. Im nachgeschalteten Wärmerückgewinner wird die trockene Luft auf etwa 24°C gekühlt (3). Mit der Erdkälte wird schließlich eine Zulufttemperatur von 22°C erreicht (4). Die Messdaten zeigen dabei eine geringe Befeuchtung der Luft. Dies ist auf eine Mischung mit Leckageströmen am rotierenden Wärmetauscher zurückzuführen, wie in Abschnitt bereits 5.2.3 erläutert wurde. Die Abluft (5), die zunächst im Wärmerückgewinner vorgewärmt wurde (6), erreicht im Erhitzer 58°C (7) und nimmt im Sorptionsrotor die gespeicherte Feuchtigkeit auf (8). Zu den Messwerten ist anzumerken, dass die für den Sommerbetrieb ausgelegte Zulufttemperatur (4) von 19°C nicht erreicht wird. Dies liegt daran, dass eine niedrigere Kaltwassertemperatur für die Auslegung des Wärmetauschers (15°C) zu Grunde gelegt wurde, als tatsächlich beim Dauerbetrieb der Erdkältesonden (18°C) erreicht werden konnte. Somit ist hier eine Vergrößerung des Wärmetauschers notwendig, um die gewünschte Temperatur einstellen zu können.

Bei einem konventionellen Klimatisierungsprozess wäre eine Abkühlung mit gleichzeitiger Entfeuchtung auf Zustand (2*) mit anschließender Nacherwärmung (3) notwendig. Dabei ist

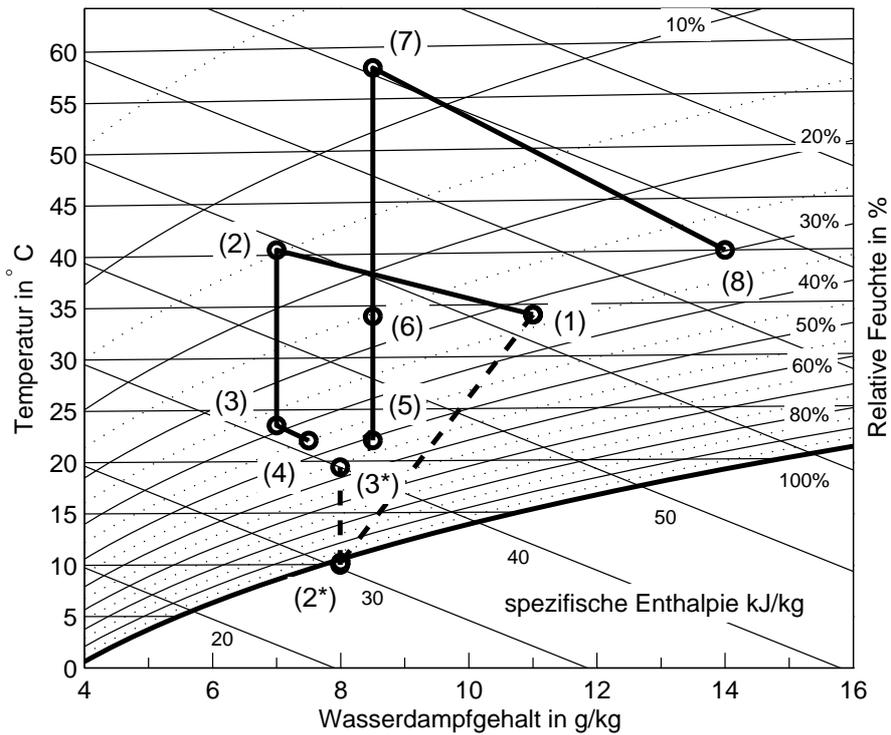


Abbildung 5.22: Gemessene Zustandsänderungen der Luft im Mollier h,x -Diagramm

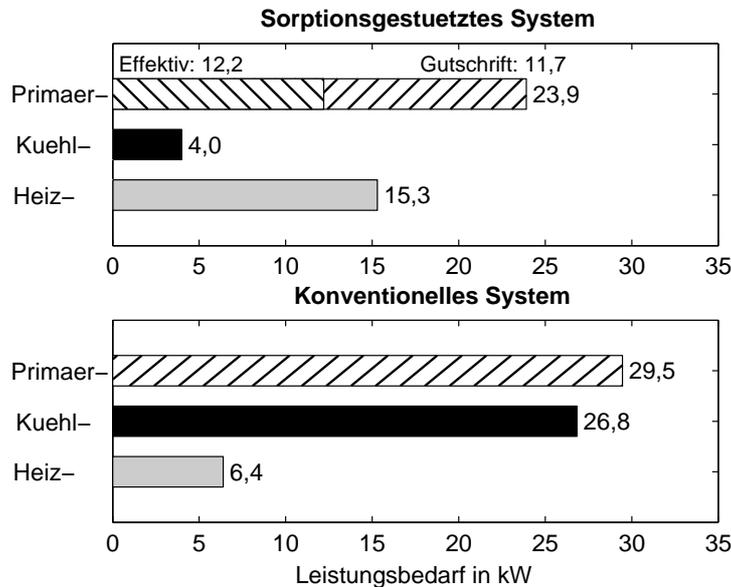


Abbildung 5.23: Vergleich des Leistungsbedarf der sorptionsgestuetzten Klimaanlage mit einem konventionellen System basierend auf die Messungen entsprechend Abbildung 5.22

die notwendige spezifische Kühlenergie zur Luftaufbereitung als Enthalpiedifferenz ($h_2^* - h_1$) viel größer als die des sorptionsgestützten Prozesses ($h_4 - h_3$), selbst dann wenn eine weitere Kühlung der Zuluft auf die gewünschten 19°C stattfindet. Dagegen beträgt die Heizenergie ($h_7 - h_6$) etwa das Doppelte von der einer konventionellen Prozessführung ($h_3^* - h_2$). Der Energiebedarf für die Luftaufbereitung wird also von der elektrischen Seite (zum Antrieb einer Kompressionskältemaschine) zur thermischen Abwärmenutzung verlagert.

Aus dem h,x -Diagramm und mit den gemessenen Volumen- bzw. Massenströmen kann für diesen Betriebspunkt eine Primärenergiebilanz aufgestellt werden, vgl. Abbildung 5.23. Zunächst sind die Heiz- und Kühlleistungen zu bestimmen. Dazu wird aus den gemessenen Daten Temperatur ϑ und relative Feuchtigkeit φ mit dem h,x -Diagramm die Enthalpie der feuchten Luft bestimmt bzw. diese aus (4.12) berechnet.

Eine Energiebilanz um den Regenerationsluftherhitzer mit dem gemessenen Luftmassenstrom führt zu

$$\dot{Q}_{h,RLE} = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_6) \quad . \quad (5.20)$$

Für die Entfeuchtung sind im Regenerationsluftherhitzer also $\dot{Q}_{h,RLE} = 15,3$ kW Heizleistung notwendig, die vom BHKW zur Verfügung gestellt werden. Unter Berücksichtigung des thermischen Wirkungsgrades des BHKWs sind es

$$\dot{Q}_{P,BHKW} = \frac{\dot{Q}_{h,RLE}}{\eta_{th,BHKW}} = 23,9 \text{ kW} \quad (5.21)$$

zuzuführenden Primärenergiestroms, der in Form von Gas benötigt wird. Dabei werden jedoch

$$P_{el,BHKW} = \dot{Q}_{P,BHKW,max} \cdot \eta_{el,BHKW} = 4,68 \text{ kW} \quad (5.22)$$

elektrische Leistung erzeugt, die nicht mehr dem elektrischen Netz entnommen werden müssen und primärenergetisch mit einem Kraftwerkwirkungsgrad von 40% bewertet werden können³. In obiger Gleichung wird nur die vom BHKW zum Zeitpunkt der Auswertung abgegebene elektrische Leistung berücksichtigt, die der maximalen Leistung des BHKW entspricht. Damit ergibt sich eine Gutschrift von $4,68 \text{ kW}/0,4 = 11,7 \text{ kW}$, so dass der Primärenergiebedarf für die Klimatisierung effektiv $6,4 \text{ kW}$ beträgt. Es sei darauf hingewiesen, dass in diesem Fall für die Kühlung (Zustandsänderung von 3→4) keine weitere Primärenergie in Form von Gas oder elektrischer Energie notwendig ist, weil die Kühlenergie regenerativ dem Erdboden entnommen wird. Hilfsenergie für Pumpen und Ventilatoren sei dabei vernachlässigt, da diese in der gleichen Größenordnung bei einem konventionellen System benötigt wird.

Vergleicht man die Messdaten der sorptionsgestützten Anlage mit einem theoretischen konventionellen Prozess bei dem die Luft genau bis auf die Taupunkttemperatur abgekühlt wird, wie in Abbildung 5.22 gezeigt, ergäbe sich beim Letzteren ein größerer Kühlleistungsbedarf für die Entfeuchtung, der sich aus einer Bilanz um den Kühler bestimmen lässt,

$$\dot{Q}_k^* = \dot{m}_2 \cdot (h_{2*} - h_1) \quad . \quad (5.23)$$

³Es ist üblich, schlechtere Wirkungsgrade, etwa 33% nach DIN 4710-Teil 10 anzunehmen, wie auch in der Energieeinsparverordnung 2002. Die Annahme 40% ist eher zu Gunsten eines konventionellen Prozesses

Tabelle 5.3: Wirkungsgrade für die Leistung/Primärenergieberechnung

BHKW		Kältemaschine	Brennwertkessel	Kraftwerk
$\eta_{el,BHKW}$	$\eta_{th,BHKW}$	COP	η_{BWK}	η_{el}
0,24	0,64	3	0,9	0,4

Für den behandelten Luftmassenstrom wären so 25 kW Kühlleistung von einer Kältemaschine aufzubringen, die ihrerseits bei einem (guten) COP von 3 einen elektrischen Energiebedarf

$$P_{el,KM} = \frac{\dot{Q}_k^*}{COP} \quad (5.24)$$

von 8,3 kW hätte. Unter Berücksichtigung der erforderlichen Nachheizung

$$\dot{Q}_h^* = \dot{m}_2 \cdot (h_3^* - h_2^*) \quad (5.25)$$

ergibt sich ein Primärenergiebedarf von

$$\dot{Q}_{P,KM} = \frac{P_{el,KM}}{\eta_{el}} + \frac{\dot{Q}_h^*}{\eta_{BWK}} = 29,5 \text{ kW} \quad (5.26)$$

Für diesen Betriebspunkt benötigt die sorptionsgestützte Klimaanlage 65% weniger Primärenergie. Allerdings darf dabei nicht übersehen werden, dass die Zulufttemperatur beim sorptionsgestützten System nicht der ausgelegten Temperatur von 19°C entspricht. Selbst wenn die Nachheizung beim konventionellen System nicht berücksichtigt werden würde, ergäbe sich eine Einsparung von 50% Primärenergie.

5.4.2 Fußbodenkühlung

5.4.2.1 Einfluss auf die Raumtemperatur

Abbildung 5.24 zeigt den Tagesverlauf der Temperaturen für einen Raum an einem typischen Sommertag (27. August 2002). Die Außenlufttemperatur steigt von 21°C auf fast 29°C an. Die Vorlauftemperatur für die Fußbodenkühlung bleibt konstant bei 18°C, die Differenz zur Rücklauftemperatur beträgt in diesem Fall lediglich 2°C. Die Oberflächentemperatur (gemessen unter dem Teppichboden) ist ebenfalls mit 22°C konstant. Zu keinem Zeitpunkt wurde auch in anderen Räumen eine Oberflächentemperatur von 19°C unterschritten, so dass die Gefahr der Taupunktunterschreitung nicht auftreten kann. Die Raumtemperatur steigt im Tagesverlauf leicht an, bleibt aber auch in der zweiten Tageshälfte bei 25°C. In Abbildung 5.25 ist der Verlauf der Raumtemperatur in 2 verschiedenen Räumen für einige Tage in August 2002 dargestellt. Während im Raum 1.1 die Temperatur innerhalb der Behaglichkeitsgrenze bleibt, kann für Raum 1.2 dieses nicht mehr gewährleistet werden. Insbesondere bei extremen Außenlufttemperaturen (z.B. 35°C) wurden in einigen hoch belasteten Räumen unzulässig hohe Raumtemperaturen gemessen. Eine Absenkung der Raumtemperatur wäre möglich, wenn die

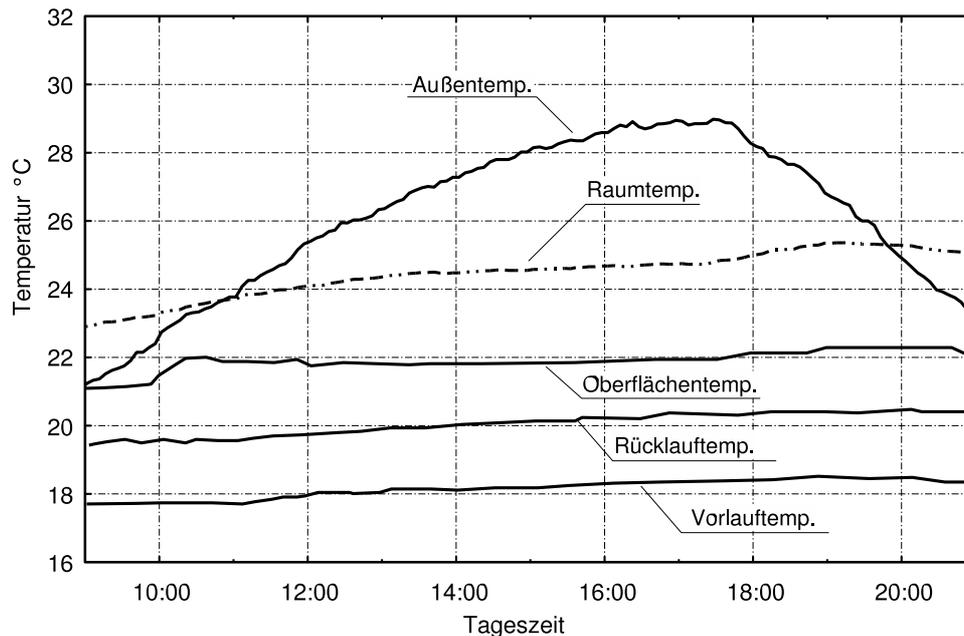


Abbildung 5.24: Temperaturen im Tagesverlauf beim Einsatz der Fußbodenkühlung

Vorlauftemperatur ebenfalls weiter abgesenkt würde, so dass eine größere Kühllast aufgenommen werden kann. Hierbei stellen jedoch die Erdkältesonden ein limitierender Faktor dar, weil keine niedrigeren Vorlauftemperaturen erreicht werden können.

Abbildung 5.26 verdeutlicht den Einfluss der Fußbodenkühlung auf den Raumzustand. Die zwei betrachteten Räume im Obergeschoss des Gebäudes sind mit den Ziffern 1.2 und 1.4 gekennzeichnet. Die Temperaturen (RT 1.2 und RT 1.4 in Abbildung 5.26) beider Räume liegen vor dem Versuch im gesamten Tagesverlauf etwa 2°C auseinander, wobei Raum 1.4 die niedrigere Spitzen-Tagestemperatur von etwa 25°C aufweist. Nach Aussetzen der Kühlung im Raum 1.4 (am 31.5. mittags) steigt die Oberflächentemperatur (OT 1.4) rasch an. Dabei bleibt aber der normale Tagesverlauf der Raumtemperatur 1.4 zunächst unbeeinflusst, was auf eine hohe Speicherfähigkeit der Gebäudemasse hinweist. Bereits am nächsten Tag jedoch haben sich beide Temperaturen angeglichen, zwei Tage später überschreitet sogar Raum 1.4 die Temperatur von Raum 1.2 und steigt auf fast 27°C an. Nach Wiedereinschalten der Kühlung sinkt die Oberflächentemperatur im Raum, sowie die Raumtemperatur, um danach das normale Niveau von 2°C Temperaturdifferenz zum Vergleichsraum zu erreichen. Vermutlich hätte ein noch längerer Zeitraum ohne Kühlung zu einem noch größeren Unterschied zum Ausgangszustand geführt.

5.4.2.2 Spezifische Kühlleistung

Die spezifische Leistung der Fußbodenkühlung lässt sich nach einer Gleichung von Olesen [OLESEN 1996, OLESEN 1997] abschätzen,

$$\dot{q} = B \cdot a_B \cdot a_{\hat{T}}^{m_{\hat{T}}} \cdot a_D^{m_D} \cdot a_u^{m_u} \cdot \Delta t_h \quad . \quad (5.27)$$

Dabei sind B , a_i und m_i Faktoren bzw. Exponenten, die von der Teilung, dem Rohrdurchmesser, der Überdeckung und dem Wärmeleitwiderstand des Fußbodenaufbaus abhängen.

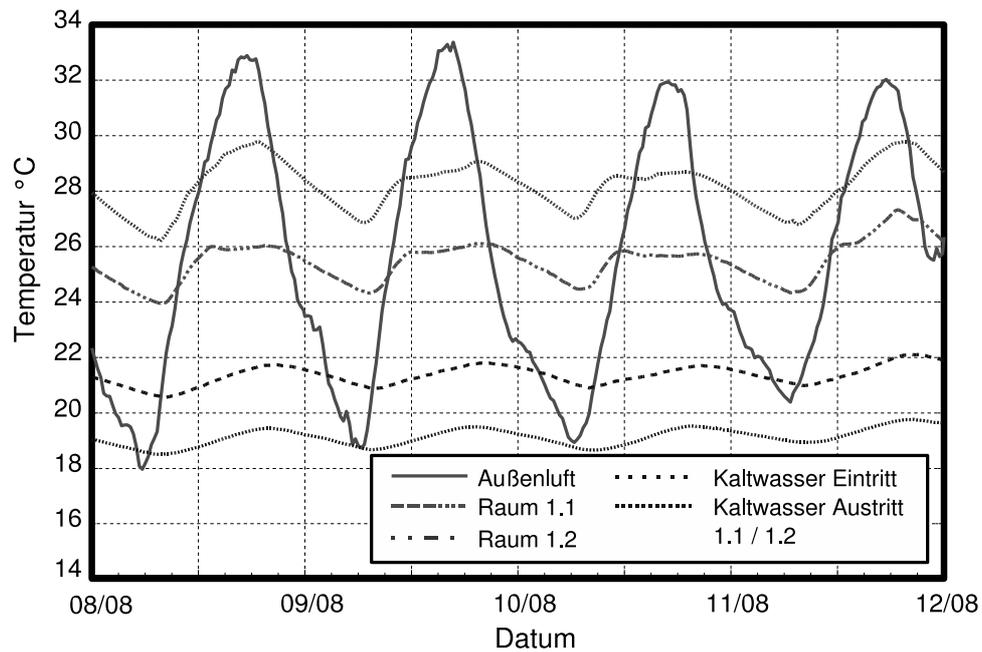


Abbildung 5.25: Verlauf der Raum- und Kaltwassertemperaturen in August 2002

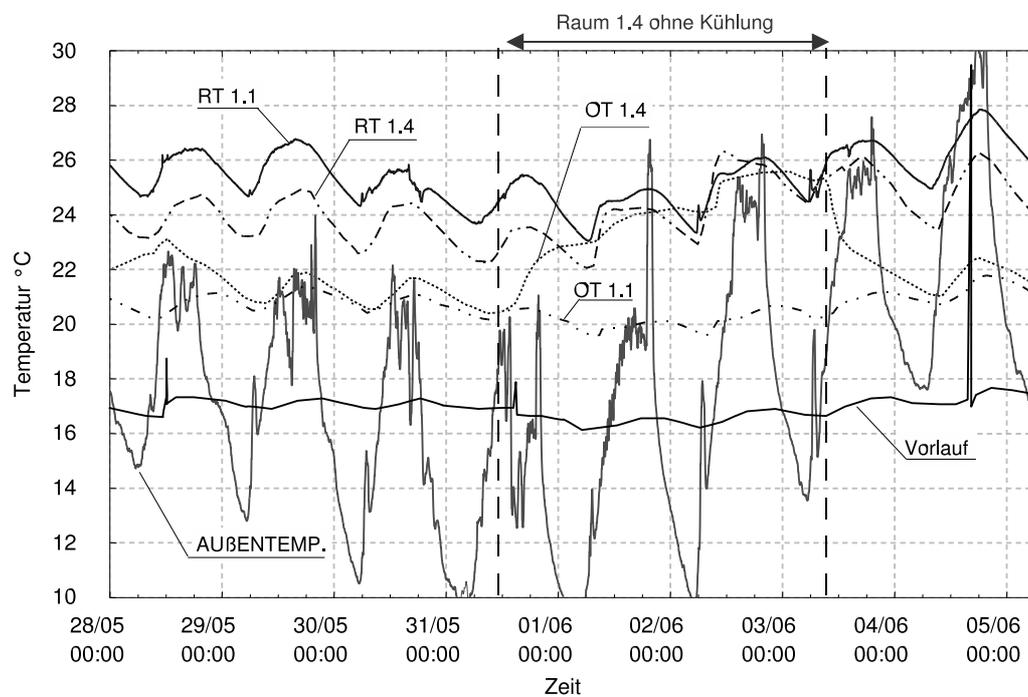


Abbildung 5.26: Vergleich der Raumtemperatur RT bzw. Oberflächentemperatur OT bei zwei Räumen mit (1.1) und ohne (1.4) Fußbodenkühlung

Die logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Raum und Wasserrohrhöhe Δt_h ist aus Vor- und Rücklauf sowie operativer Temperatur zu bestimmen,

$$\Delta t_h = \frac{(t_R - t_V)}{\ln \frac{t_o - t_V}{t_o - t_R}} \quad . \quad (5.28)$$

Vereinfachend kann die operative Temperatur t_o gleich der Lufttemperatur gesetzt werden, wie im folgenden Abschnitt festgestellt wird. Mit der gemessenen Vorlauftemperatur von 18°C und der maximal gemessenen Differenz von Vor- und Rücklauf von 3°C ergibt sich für den in den Räumen des Obergeschosses ausgeführten Fußbodenaufbau eine Wärmestromdichte von

$$\dot{q}_K = 23 \text{ W/m}^2 \quad .$$

Dieser Wert liegt fast im üblichen Bereich von 25. . .40 W/m² [OLESEN 1997]. Dennoch ließe sich die spezifische Kühlleistung steigern, wenn die Vorlauftemperatur abgesenkt und damit die Differenz Vorlauf / Rücklauf vergrößert werden könnte. Bei der ursprünglichen Auslegung von 15 / 20 °C für Vor- und Rücklauf ergäbe sich eine spezifische Kühlleistung von 32 W/m².

5.4.2.3 Vertikales Temperaturprofil

Eine im Zusammenhang mit der Kühlung über den Fußboden oft gestellte Frage ist, ob sich ein starkes vertikales Temperaturprofil ausbildet und damit die von Menschen empfundene Behaglichkeit beeinträchtigt wird. [ISO7730] schlägt je nach geforderter Qualitätskategorie einen maximalen Lufttemperaturunterschied zwischen 1,1 und 0,1 m über dem Fußboden (Sitz- und Knöchelhöhe) von 2 bis 4 K (Qualitätskategorie A bzw. C) vor, vgl. Tabelle 2.3. Die Oberflächentemperatur des Fußbodens sollte dabei mindestens 19°C betragen.

Mit einem Versuchsaufbau nach Abbildung 5.27 wurde die operative Temperatur in Abhängigkeit der Raumhöhe bestimmt. Der Aufbau besteht aus einem Stativ, an dem in 3 verschiedenen Höhen Temperaturen gemessen werden. Auf einer Seite sind strahlungsgeschirmte Zylinder befestigt, in denen sich die Temperaturfühler (Pt100) befinden. Diese Temperaturfühler erfassen die reine Lufttemperatur. Auf der anderen Seite wird die Strahlungstemperatur bestimmt, indem Temperaturfühler in geschwärzten Hohlkugeln aus einem dünnwandigen, gut wärmeleitenden Material eingeführt werden.

Beim Versuch wurde kein Unterschied zwischen der reinen Lufttemperatur und der Strahlungstemperatur festgestellt, so dass die operative Temperatur gleich der reinen Lufttemperatur ist.

In Kopfhöhe (ca. 180 cm) wurde eine Temperatur von 25,7°C gemessen, vgl. Abbildung 5.28. In Sitzhöhe (120 cm) ist die Temperatur um ein halbes Grad niedriger (25,2°C). Im unteren Bereich (30 cm) wurde eine Temperatur von 24,4°C ermittelt, wobei erst ein Temperatursensor im direkten Kontakt mit der Fußbodenoberfläche eine Temperatur von 21°C zeigte. Damit wird selbst für die Kategorie A, der der kleinste vorausgesagte Prozentsatz Unzufriedener (PPD Wert < 6%) zugrunde liegt, der Grenzwert für den vertikalen Lufttemperaturunterschied eingehalten.

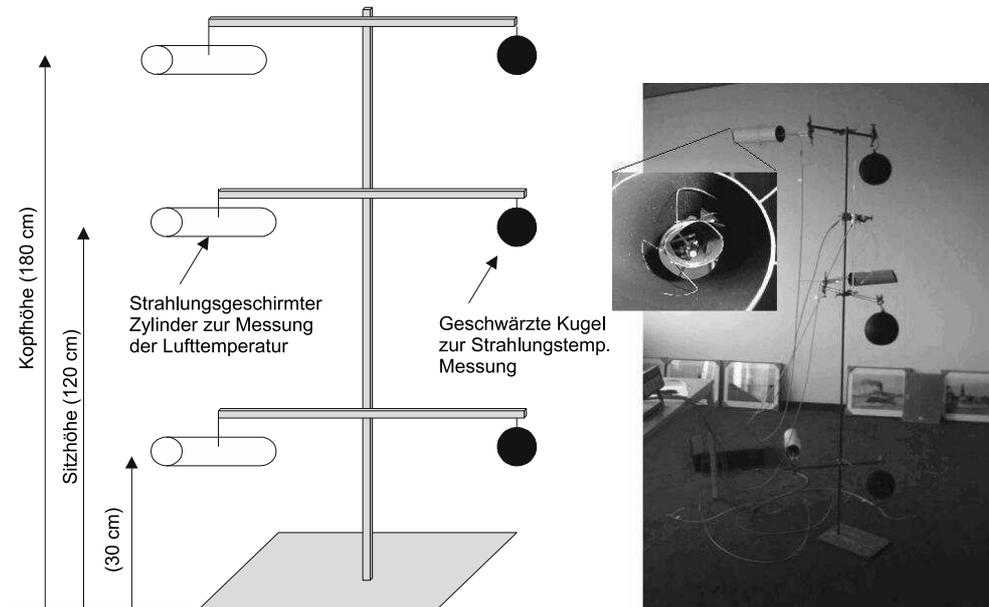


Abbildung 5.27: Versuchsaufbau zur Messung eines Temperaturprofils

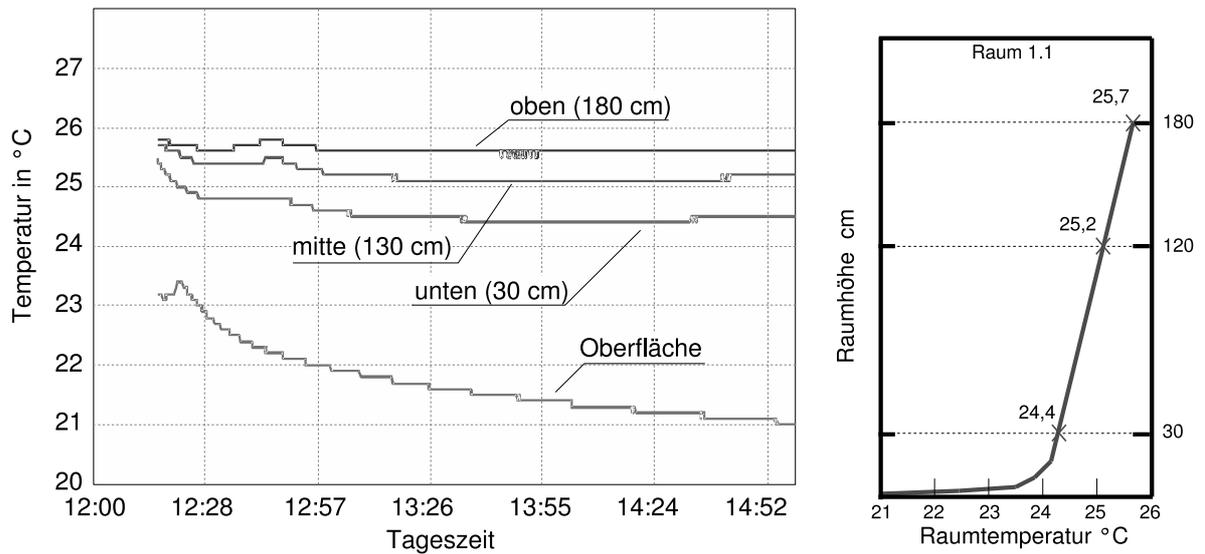


Abbildung 5.28: Messung des Temperaturprofils bei Fußbodenkühlung links: zeitlicher Verlauf, rechts: stationäres Profil

5.4.3 Erdkältesonden

Die Vorlauftemperatur aus den Erdkältesonden bleibt bei einem konstanten Niveau von 18°C und variiert mit der Tageszeit nur wenig, während der Rücklauf von der Last (Außenbedingungen) abhängt, siehe Abbildung 5.29. Das Kaltwasser wird um ca. 4°C in den Erdkältesonden zurückgekühlt. Zusammen mit dem ermittelten Durchfluss ergibt sich eine Gesamtkälteleistung von 29,6 kW aus dem Erdkältesondenfeld. Die geplante Leistung von 32,5 kW wird fast erreicht, allerdings entspricht das Temperaturniveau nicht den Erwartungen. Dieser Umstand lässt sich im Falle der Lüftung noch mit vertretbarem Aufwand lösen (durch einen größeren Wärmetauscher), dies ist jedoch bei der Fußbodenkühlung nicht mehr möglich. Um mehr Kühlleistung über den Fußboden einzubringen, muss die Vorlauftemperatur abgesenkt werden.

Die Beobachtung der Erdreichtemperaturen in unmittelbarer Nähe einer Erdkältesonde zeigt, wie sich das Erdreich regeneriert, vgl. Abbildung 5.30. Vor der Inbetriebnahme der Sonden wurde eine Temperatur von 11°C gemessen. Nach Ende des Betriebs Mitte September sank die Temperatur in 20 und 60 m Tiefe, bis der ursprüngliche Wert erreicht wurde. Bei der Darstellung in Abbildung 5.30 ist zu beachten, dass die Sensoren nicht die Temperatur des ungestörten Erdreichs angeben, sondern Verläufe, die sich während des Betriebes unmittelbar im Bohrloch einstellen. Für die grafische Darstellung über einen langen Zeitraum mussten Mittelwerte über mehrere Stunden gebildet werden.

5.5 Energiebedarf der sorptionsgestützten Lüftung

Um eine verlässliche Aussage über den Energiebedarf der Lüftungsanlage nicht nur bei einem Betriebspunkt, sondern über die gesamte Sommerperiode zu treffen, müssen die wechselnden Außenluftbedingungen und die Gebäudelasten berücksichtigt werden. Abbildung 5.31 zeigt die gemessenen Außenluftbedingungen exemplarisch für einen Zeitraum von 2 Wochen im August 2002. Während des Tages variiert die Temperatur zwischen 15 und 30°C. Die Außenluftfeuchte liegt dabei bei 12-13 g/kg. Basierend auf halbstündigen Mittelwerten dieser gemessenen Außenluft- und analog der Abluftzustände wurde der Energiebedarf der Lüftungsanlage mit Hilfe der Simulationsmodelle (siehe Kapitel 4) nachgerechnet und die daraus resultierende Regenerationslufttemperatur und Zuluftfeuchte sowie der Leistungsbedarf in den Sommermonaten Juli und August 2002 dargestellt (Abbildung 5.32). Dabei dienten Messwerte aus dem Betrieb zur Kalibrierung des Modells. Diese Vorgehensweise erweist sich als günstiger als die direkte Ermittlung des Energiebedarfs aus den Messwerten, da der Betrieb der Anlage z.B. an einigen Tagen unterbrochen wurde und die Regelung/Steuerung nicht optimal lief. In der Rechnung kann dann auch ein Mehrleistungsbedarf zur Kühlung berücksichtigt werden, um die vorgesehene Zulufttemperatur von 19°C zu erreichen. Als Vorgabe für die Zuluftfeuchte wurde 8,3 g/kg (19°C / 60%) definiert, was auch als Berechnungsgrundlage für eine konventionelle Referenzanlage (Entfeuchtung durch Taupunktunterschreitung) diene.

Aus Abbildung 5.32 wird deutlich, wie die Kühlleistung dank der sorptiven Vortrocknung signifikant reduziert werden kann. Je nach Außenluftzustand können zur Entfeuchtung bei konventioneller Klimatisierung etwa 20 bis 30 kW notwendig werden. Dagegen beträgt mit einer sorptionsgestützten Anlage der gleichen Größe die geforderte Kühlleistung ca. 7 kW. Der Gesamtkühlbedarf für die betrachteten Sommermonate beträgt für die sorptionsgestützte Anlage 2.723 kWh, während 5.309 kWh Heizenergie zur Erwärmung der Regenerationsluft benötigt

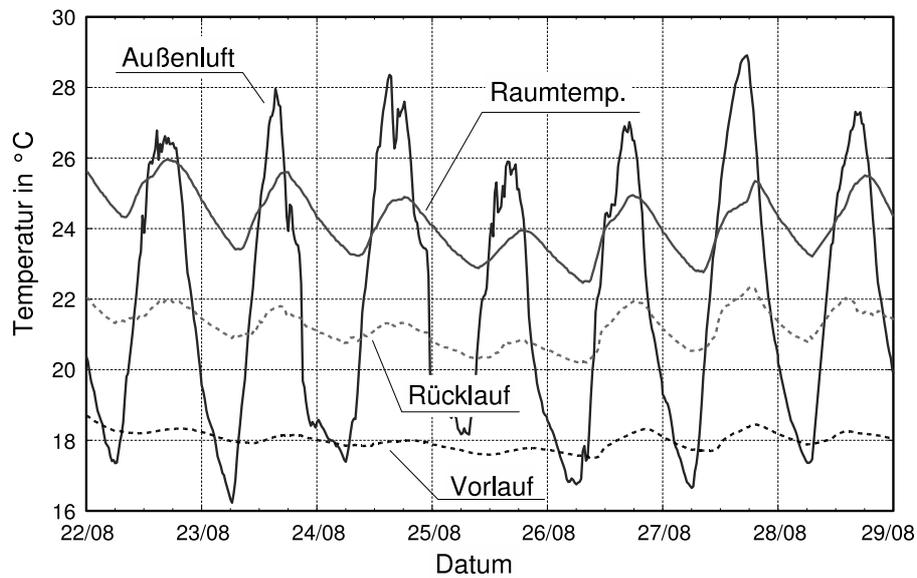


Abbildung 5.29: Gemessene Vor- und Rücklauftemperaturen beim Betrieb der Erdkältesonden

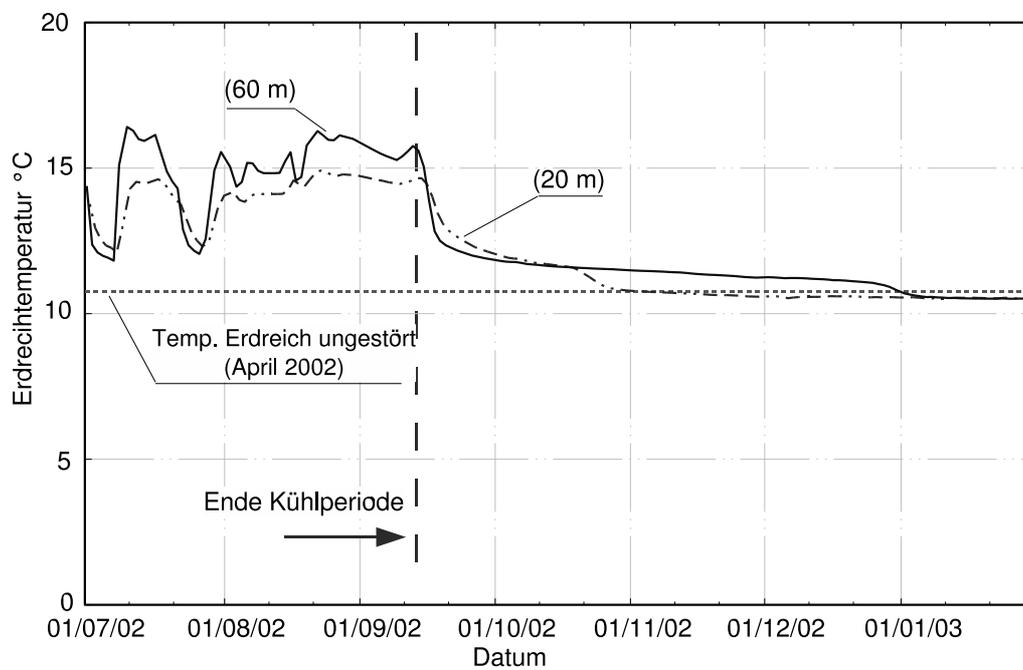


Abbildung 5.30: Verlauf der Erdreichtemperatur in unmittelbarer Sondennähe

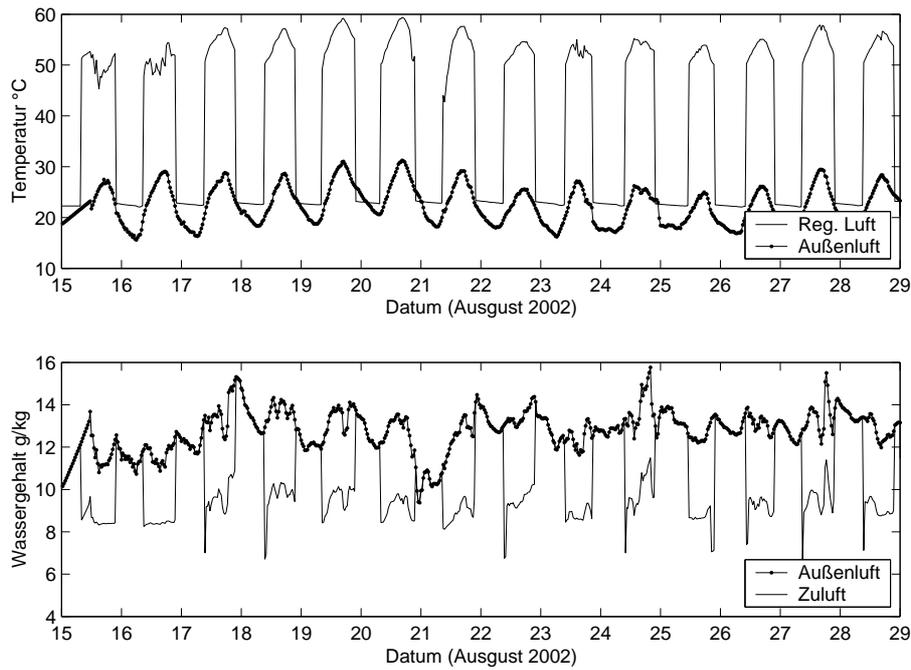


Abbildung 5.31: Gemessene Außenluftzustände und berechnete Regenerationslufttemperatur und Wassergehalt der Zuluft für die sorptionsgestützte Klimaanlage im August 2002

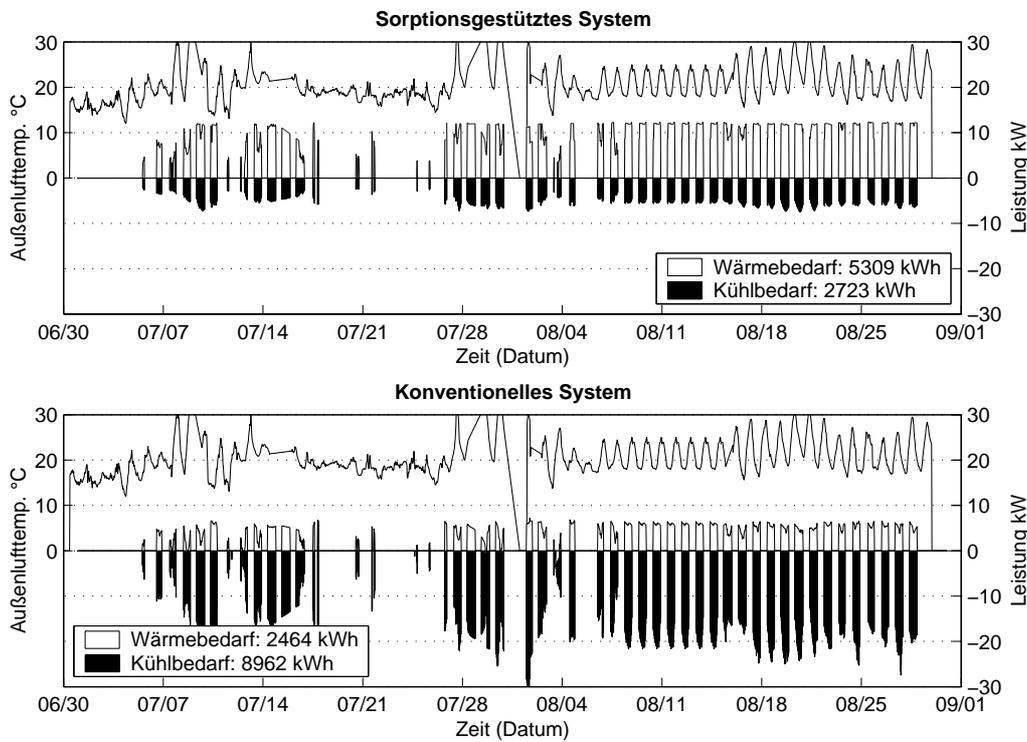


Abbildung 5.32: Berechneter Heiz- und Kühlleistungsbedarf der sorptionsgestützten Klimaanlage im Vergleich zu einem konventionellen System in der Kühlperiode 2002

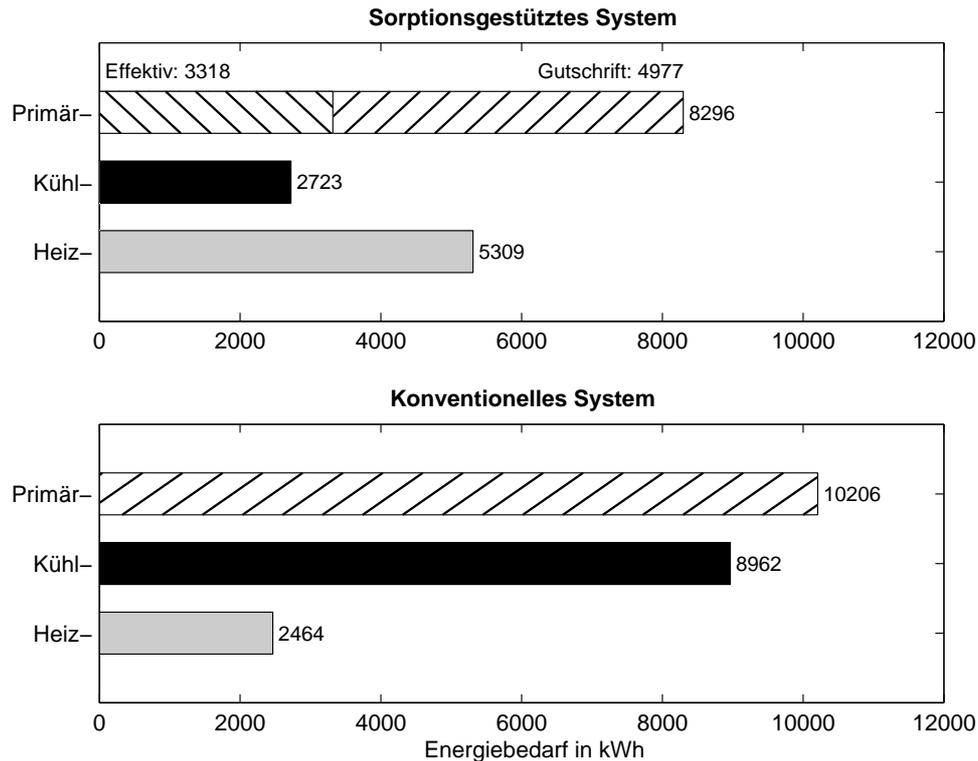


Abbildung 5.33: Heiz- und Kühlbedarf sowie Primärenergiebedarf der sorptionsgestützten Klimaanlage im Vergleich zu einem konventionellen System für die Kühlperiode 2002

werden. Für eine konventionelle Anlage wären dagegen 8.962 kWh Kühl- und 2.464 kWh Heizenergie notwendig. Anhand von Wirkungs- bzw. Nutzungsgraden für die Energiebereitstellung (vgl. Tabelle 5.3) kann der Primärenergiebedarf bestimmt werden, wie Abbildung 5.33 zeigt. Für die sorptionsgestützte Anlage liegt dieser bei 8.296 kWh. Wenn allerdings die erzeugte elektrische Energie als Gutschrift angerechnet wird, beträgt der Primärenergiebedarf effektiv 3.318 kWh. Dies sind 33% des Primärenergiebedarfs einer konventionellen Referenzanlage (10.206 kWh). Selbst wenn keine Erdkälte, sondern eine Kältemaschine mit der sorptionsgestützten Klimaanlage eingesetzt wird, wirkt sich die drastische Reduzierung des Kühlbedarfs positiv auf die Primärenergiebilanz aus. Zwar fiel die Primärenergiegutschrift kleiner aus, weil elektrische Energie vom BHKW für die Kältemaschine benötigt würde, im Endergebnis würde aber der Primärenergiebedarf 7.099 kWh betragen, was 70% des Primärenergiebedarfs eines konventionellen Systems entspricht.

5.6 Wirtschaftliche und energetische Bewertung des Gesamtsystems

Um die ausgeführte Demonstrationsanlage wirtschaftlich und energetisch zu bewerten, werden zunächst verschiedene Anlagenvarianten definiert. Für diese Vergleichssysteme werden Investitionskosten, Energiebedarf und Betriebskosten bestimmt und anschließend gegenüber gestellt. Die technischen Daten der Vergleichssysteme sind in Tabelle 5.4 aufgestellt. Abbildung 5.34 zeigt die Anordnung der Hauptkomponenten für jedes dieser Systeme.

Tabelle 5.4: Vergleichssysteme zur Wirtschaftlichkeitsbewertung

• System 1	• System 2	• System 3	• System 4
Fußbodenkühlung, sorptionsgestützte Klimaanlage, Erdkälte (30 kW) Frischlufte 2.500 m ³ /h	Fußbodenkühlung, sorptionsgestützte Klimaanlage, Kältemaschine (30 kW) Frischlufte 2.500 m ³ /h	sorptionsgestützte Klimaanlage, Kältemaschine (30 kW) Luftstrom 15.000 m ³ /h Frischlufte 2.500 m ³ /h	konventionelle Klimaanlage, Kältemaschine (51 kW) Luftstrom 15.000 m ³ /h Frischlufte 2.500 m ³ /h

Während System 1 genau der ausgeführten Demonstrationsanlage entspricht, sind in System 2 die Erdkältesonden durch eine Kältemaschine gleicher Leistung ersetzt. In System 3 wird auf Fußbodenkühlung verzichtet und statt dessen die gesamte Kühllast über die Luft abgeführt, weswegen ein Umluftbetrieb mit einer größeren Luftmenge (15.000 m³/h) benötigt wird. Bei diesem System wird die Frischluftmenge sorptiv entfeuchtet. System 4 entspricht einer konventionellen Lösung, bei der die gesamte Kühllast über die Luft abgeführt wird und auch die Frischluft durch Taupunktunterschreitung entfeuchtet wird. Daher wird eine größere Kältemaschine benötigt (51 kW Kälteleistung).

5.6.1 Investitionskosten

Weiterhin wird für die Betriebskosten aller Varianten davon ausgegangen, dass ein Mini-BHKW für den Winterfall vorhanden ist, das im Sommer genutzt werden kann. Das BHKW selbst geht nicht in die Rechnung der Investitionskosten der Klimaanlage ein. Es muss angenommen werden, dass sich dieses über den KWK-Betrieb im Winter amortisiert. Der Betrieb in Sommer macht ca. 10% des Gesamtbetriebs aus (den 450 Stunden während der Sommermonate stehen ca. 4500 Gesamtbetriebsstunden gegenüber).

Abbildung 5.35 gibt einen Überblick über die entstehenden Investitionskosten für die verschiedenen Varianten, aufgeschlüsselt in Anteile für die Lüftung und Art der Kälteerzeugung. Für System 1 (die Demonstrationsanlage) liegen hier genaue Zahlen vor – für die übrigen Systeme sind diese anhand von Angeboten und nach Absprache mit dem begleitenden Ingenieurbüro abgeschätzt worden. Für diesen Vergleich werden die Investitionskosten des BHKW nicht berücksichtigt, weil das Gerät (oder ein anderes zur Wärmebereitstellung) für den Heizbetrieb in jedem Fall angeschafft werden muss.

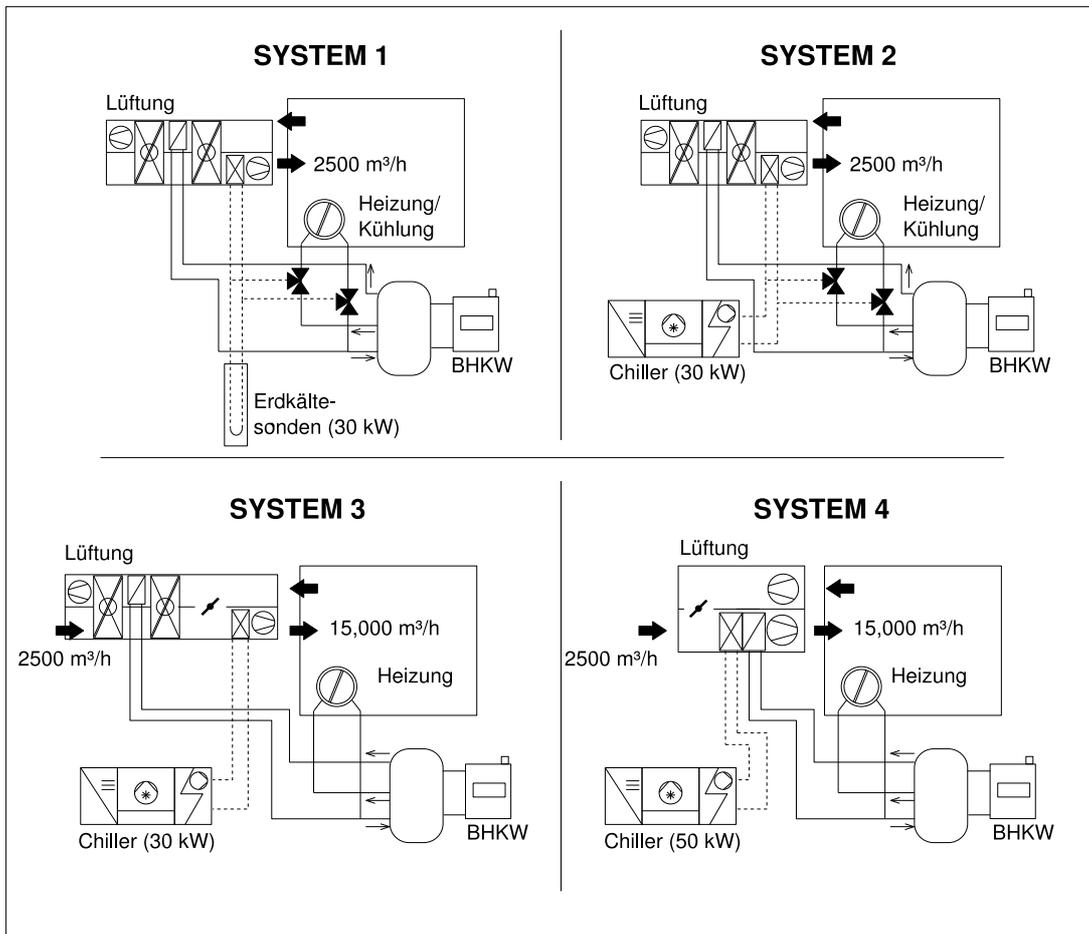


Abbildung 5.34: Vergleichssysteme zur Wirtschaftlichkeitsbewertung (System 1 entspricht der Demonstrationsanlage)

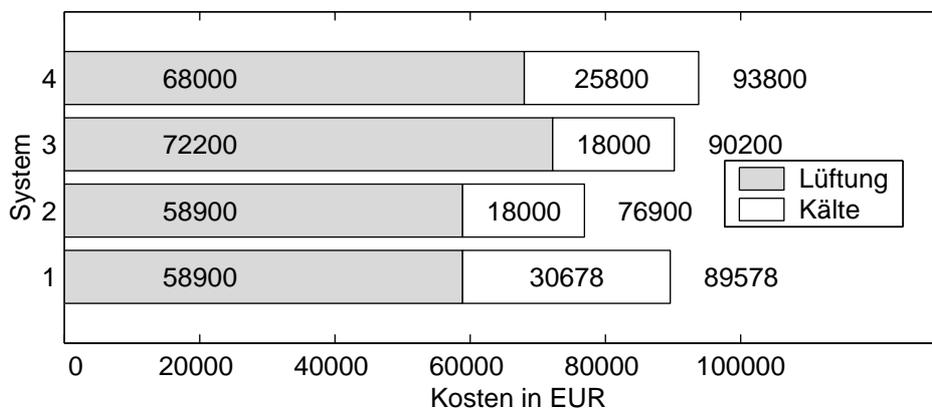


Abbildung 5.35: Vergleich der Investitionskosten verschiedener Klimaanlage

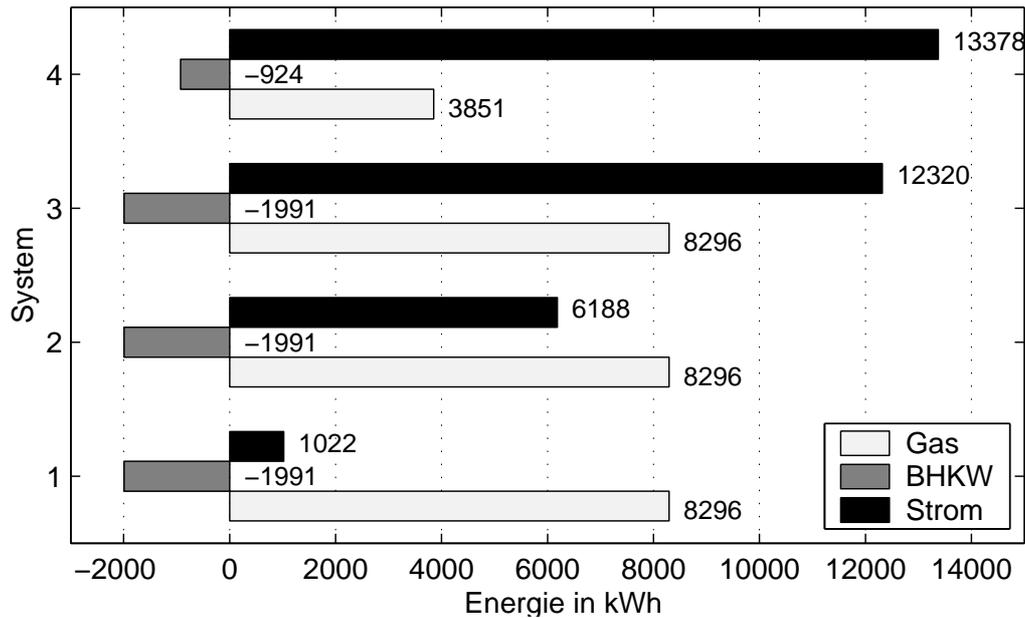


Abbildung 5.36: Gas-, Strombedarf und im BHKW produzierter Strom für die verschiedenen Klimaanlage während einer Sommerperiode

Die Investitionen für die Klimaanlage des Gebäudes beliefen sich auf 89.578 EUR. Eine Klimaanlage für das Gebäude der Demonstrationsanlage mit einer Kältemaschine statt Erdkältesonden (System 2) ist um ca. 12.000 EUR günstiger. Die beiden anderen Systemen 3 und 4 ohne Fußbodenkühlung fallen wegen der größeren Luftmenge erheblich größer aus, so dass hier die Kosten für die Lüftung steigen. Es müssen größere Ventilatoren, Filter, Kanäle und andere Bauteile berücksichtigt werden. Je nachdem, ob der Außenluftanteil sorptiv oder konventionell aufbereitet wird, ist eine größere Kältemaschine notwendig. Gegenüber der ausgeführten Demonstrationsanlage sind aber für die Umluft-Systeme 3 und 4 nur relativ geringe Mehrkosten zu erwarten (zwischen 1.000,- und 4.000,- EUR). Die Mehrkosten für die größeren Lüftung werden durch die im Vergleich zu den Erdkältesonden günstigere Kältemaschine wieder ausgeglichen.

5.6.2 Betriebskosten

Die Betriebskosten setzen sich im Wesentlichen aus den anfallenden Energie- und Wartungskosten zusammen. Für die Berechnung der Energiekosten wird zunächst der Strom- und Gasbedarf der verschiedenen Varianten berechnet. Das Ergebnis zeigt Abbildung 5.36, wobei neben Strom- und Gasbedarf auch der im BHKW erzeugte elektrische Strom dargestellt ist.

Der im BHKW produzierte Strom reicht für den Betrieb der Ventilatoren und zur Deckung der Hilfsenergie aus, da der Kühlbedarf regenerativ durch das Erdreich gedeckt wird. Für die Demonstrationsanlage sind demnach 1022 kWh Strom für den Betrieb notwendig. Dem gegenüber steht ein Betrag von 1991 kWh erzeugten Stroms im BHKW. Der Strombedarf der betrachteten Varianten mit Kältemaschinen ist viel größer, wobei eine konventionelle Nur-Luft-Anlage erwartungsgemäß den höchsten Strombedarf aufweist. Während bei der Demonstrationsanlage Strom für den Eigenbedarf überbleibt, wird in den anderen Varianten der erzeugte Strom vollständig für die Klimatisierung benötigt. Die Kombination eines BHKW mit einer konven-

tionellen Anlage ist wenig sinnvoll, da hier weit mehr Strom als Wärmebedarf anfällt. Dem entsprechend geringer ist die Menge des erzeugten Stroms.

Werden Gas- und Strompreise berücksichtigt, so ergeben sich die Betriebskosten in Abbildung 5.37. Für die Gesamtkosten sind ebenfalls Wartungskosten für die Kälteerzeugung und Steuervergünstigungen aus dem BHKW-Betrieb (Mineralölsteuererstattung) berücksichtigt. Erwartungsgemäß sind die Kosten bei der Demonstrationsanlage am geringsten, da hier nur die Abwärme des BHKW zur Regeneration benötigt wird. Die Gesamtkosten für den Betrieb der Anlage betragen EUR 322,-. Es muss dabei jedoch berücksichtigt werden, dass der im BHKW erzeugte elektrische Strom teilweise für eigene Zwecke genutzt werden kann und Strom aus dem Netz verdrängt wird. Dies ergibt eine Gutschrift von EUR 162,-. Es ergeben sich dann Gesamtkosten in Höhe von EUR 170,-. Bei den anderen Varianten erhöht der Betrieb der Klimaanlage mit dem BHKW die Kosten auf EUR 1394,- bis EUR 2735,-.

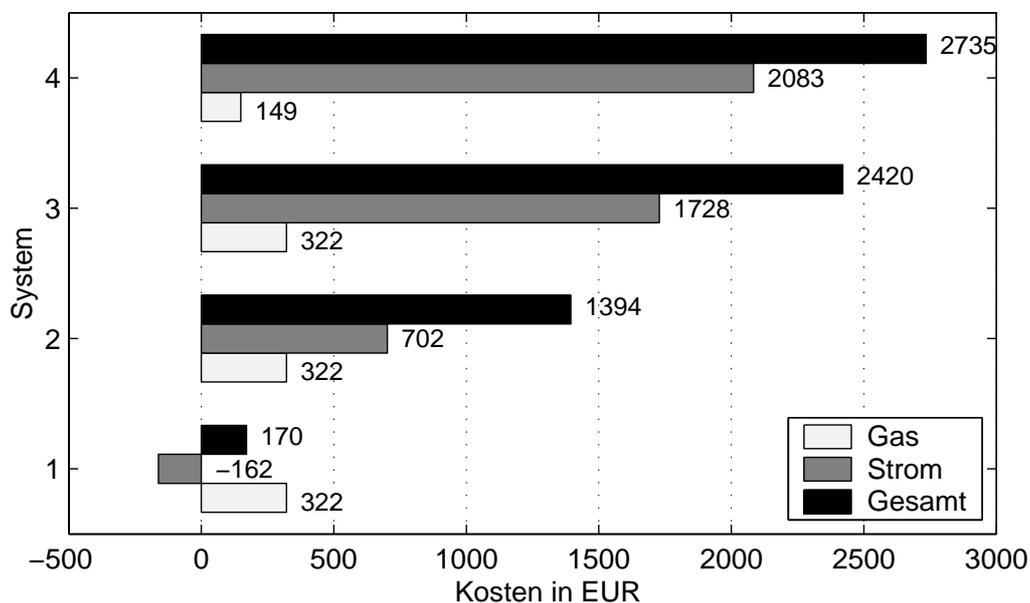


Abbildung 5.37: Vergleich der Betriebskosten verschiedener Klimaanlage während einer Sommerperiode, Gesamtkosten aus Strom, Gaskosten, Wartung und Steuererstattung

Im Vergleich zu einer konventionellen Nur-Luft-Klimaanlage werden durch das Konzept der Demonstrationsanlage Kosten in Höhe von EUR 2.565 gespart. Da die Investitionskosten nicht höher als die eines konventionellen Systems gewesen sind, ist die Wirtschaftlichkeit des Konzepts eindeutig. Wird nur die Sorption im Vergleich zur Taupunktunterschreitung gesehen (System 3 und 4), beträgt die Einsparung etwa EUR 300, wobei das sorptionsgestützte System niedrigere Investitionskosten aufweist. Mit wachsendem Frischluftanteil verschiebt sich das Verhältnis zu Gunsten eines sorptionsgestützten Systems.

Die Erdkältesonden haben dagegen hohe Investitionskosten zu Folge. Deren Amortisationszeit lässt sich aus dem Vergleich der Demonstrationsanlage mit System 2 bestimmen. So muss die Kostenersparnis pro Sommerperiode die höheren Investitionskosten ausgleichen. Eine Rechnung nach der Kapitalwertmethode bei einem Zinsfuß von 7% führt zu Amortisationszeiten von 12 bis 13 Jahre. Allerdings muss dabei berücksichtigt werden, dass die Lebensdauer einer Käl-

temaschine bei höchstens 15 bis 20 Jahre liegt, während die Lebensdauer der Erdkältesonden mit 100 Jahren angegeben wird.

5.6.3 Primärenergetische Ganzjahresbewertung

Bisher wurde für den Energiebedarf der Anlage nur für die Sommerperiode angegeben. Eine wichtige Frage aus ökologischer Sicht ist, wie weit die Klimatisierung mit dem hier vorgestellten System zur eventuellen Erhöhung des Jahresprimärenergiebedarfs trägt, und wie der Vergleich mit einer rein konventionellen Anlage ausfällt.

In Anlehnung an die Energiesparverordnung [EnEV02] ist der *Jahresprimärenergiebedarf* q_P die Energiemenge, die zur Deckung des Jahres-Heizenergiebedarfs und des Warmwasserwärmebedarf benötigt wird, unter Berücksichtigung der vorgelagerten Prozessketten (Gewinnung, Umwandlung und Verteilung des Brennstoffes) außerhalb des Gebäudes. Der Jahresprimärenergiebedarf ist für Wohngebäude auf die Nutzfläche, für andere Gebäude (wie in diesem Fall für ein Bürogebäude) auf das beheizte Gebäudevolumen V_e bezogen,

$$q_P = \frac{Q_P}{V_e} \quad . \quad (5.29)$$

Zur besseren Übersicht wird in diesem Bericht der bezogene Primärenergiebedarf in kWh/m³a mit q_P , der Integralwert in kWh/a mit Q_P bezeichnet.

Der *Endenergieverbrauch* Q_E des Gebäudes ist die in Form eines Energieträgers (Gas, Heizöl oder Strom) zugeführte Energiemenge. Zwischen Endenergieverbrauch und Jahresprimärenergiebedarf besteht der Zusammenhang

$$Q_P = Q_E \cdot f_P \quad . \quad (5.30)$$

Der *Primärenergiefaktor* f_P gemäß [DIN4701-10] berücksichtigt die zusätzlichen Energiemengen, die bei der Gewinnung, Umwandlung und Verteilung des Energieträgers entstehen, siehe Tabelle 5.5. Wärme, die innerhalb des Gebäudes durch Kraft-Wärme-Kopplung erzeugt wird, darf so behandelt werden wie Wärme aus einer außerhalb des Gebäudes angeordneten Anlage zur Nah/Fernwärme Versorgung aus KWK. Für die Anlage mit KWK und Brennwertkessel (BWK) ist also

$$Q_P = Q_{E,BWK} \cdot f_{P,Gas} + Q_{H,BHKW} \cdot f_{P,BHKW} + W_{Hilf} \cdot f_{P,Strom} \quad . \quad (5.31)$$

In (5.31) wird berücksichtigt, dass das BHKW Endenergie (Wärme $Q_{H,BHKW}$) zur Verfügung stellt. Diese vom BHKW bereitgestellte Heizenergie wird durch den Primärenergiefaktor anders (günstiger) bewertet als die im BWK produzierte Wärme. Somit wird der Tatsache Rechnung getragen, dass mit dem Brennstoff im BHKW auch Strom erzeugt wird. Weiterhin wird elektrische Hilfsenergie für die Heizung berücksichtigt (Pumpen, Stellantriebe und Regelung).

Abweichend vom Wert aus Tabelle 5.5 für Fernwärme aus KWK, ist in der gleichen DIN V 4701-10 Gl. (5.4-1) eine Berechnungsvorschrift angegeben, die zur Bestimmung des Primärenergiefaktors herangezogen werden kann,

$$f_{P,BHKW} = \frac{Q_{E,BHKW} \cdot f_{P,Gas} - W_{BHKW} \cdot f_{P,Strom}}{Q_{H,BHKW}} = 0,69 \quad . \quad (5.32)$$

Der für das eingesetzte Mini-BHKW ermittelte Primärenergiefaktor stimmt in etwa mit dem Richtwert aus Tabelle 5.5 und wird für die weitere Berechnung benutzt.

Einsetzen von (5.32) in (5.31) ergibt

$$\begin{aligned} Q_P &= f_{P,Gas} \cdot (Q_{E,BWK} + Q_{E,BHKW}) - W_{BHKW} \cdot f_{P,Strom} + W_{Hilf} \cdot f_{P,Strom} \\ &= Q_E \cdot f_{P,Gas} - W_{BHKW} \cdot f_{P,Strom} + W_{Hilf} \cdot f_{P,Strom} \quad . \end{aligned} \quad (5.33)$$

Mit dem gemessenen Endenergieverbrauch (Gasverbrauch) des Gebäudes und dem erzeugten Strom W_{BHKW} kann so der Primärenergiebedarf berechnet werden. Der Gasverbrauch des Gebäudes ist in Tabelle 5.6, zusammen mit den im BHKW erzeugten Energiemengen zu finden. Einsetzen der Werte in (5.33) und anschließend in (5.29) führt zum bezogenen Jahresprimärenergiebedarf des Gebäudes

$$q_P = 21,21 \text{ kWh/m}^3\text{a} \quad .$$

Der Grenzwert laut EnEv für ein Bürogebäude mit einem entsprechenden A/V_e -Faktor (Verhältnis von Umfassungsfläche zu beheiztem Gebäudevolumen) von 0,46 beträgt

$$q_{P,Grenz} = 21,39 \text{ kWh/m}^3\text{a} \quad .$$

Trotz Klimatisierung des Gebäudes im Sommer liegt der messtechnisch ermittelte Jahresprimärenergiebedarf nicht unter dem Grenzwert der EnEv. Eigentlich können die Messwerte aus der realen Anlage nicht direkt mit dem rechnerisch aufgestellten Grenzwert verglichen werden, der nicht die tatsächliche Witterung und das Nutzerverhalten berücksichtigt. Darüberhinaus ist

Tabelle 5.5: Primärenergiefaktor nach DIN V 4701-10 C.4 (Auswahl)

Energieträger	f_P
Heizöl EL	1,1
Erdgas H	1,1
Nah/Fernwärme aus KWK	0,7
Strom	3,0

Tabelle 5.6: *Energieverbrauch des Gebäudes und erzeugte Energien im BHKW*

Gasmenge ¹	V_{Gas}	m ³	14830
Gasverbrauch	Q_E	MWh	155,715
BHKW ²	$Q_{E,BHKW}$	MWh	66,956
BWK	$Q_{E,BWK}$	MWh	88,758
Stromverbrauch			
Heizung und Hilfsenergie	W_{Hilf}	MWh	3,795
BHKW Strom	W_{BHKW}	MWh	15,4
BHKW Thermisch	Q_{BHKW}	MWh	39,98

¹Aus Gaszähler in der Zeit vom 1.3.2002 - 1.3.2003

²Abgeschätzt aus mittlerem elektrischem Wirkungsgrad $\eta_{el,BHKW} = 0,23$

in der Regel auch der Heizwärmebedarf eines neuen Gebäudes im ersten Jahr um 5-10% höher. Der Vergleich lässt erkennen, dass das Gebäude sehr energieeffizient arbeitet, und dass eine Klimatisierung nicht automatisch mit Energieverschwendung gleichgesetzt werden sollte.

Für den Fall, dass auf eine Klimatisierung verzichtet worden wäre, kann der Primärenergiebedarf aus (5.31) errechnet werden, wenn dort der thermische Energiebedarf der Klimaanlage (siehe Abbildung 5.33) vom Anteil der BHKW-Wärme abgezogen wird,

$$Q_P^* = Q_{E,BWK} \cdot f_{P,Gas} + (Q_{H,BHKW} - Q_H) \cdot f_{P,BHKW} \quad . \quad (5.34)$$

Ähnlich kann auch der Wert im Falle einer konventionellen Klimatisierung (mit System 4 nach Tabelle 5.4) ermittelt werden, allerdings muss der entstehende Strombedarf für die Kälterzeugung auch mitberücksichtigt und mit dem Primärenergiefaktor bewertet werden. Die Ergebnisse für verschiedene Szenarien sind in Abbildung 5.38 zusammengefasst.

Ein Gebäude ohne BHKW, d.h. mit Wärmeerzeugung nur im Brennwärtekessel hätte einen um 15,7% größeren spezifischen Jahresprimärenergiebedarf. Dies zeigt den Vorteil der Verwendung von Kraft-Wärme-Kopplung in der Wärmeversorgung des Gebäudes.

Ohne die Nutzung des Erdreichs zur Kühlung würde der Jahresprimärenergiebedarf um fast 13% ansteigen. Für das gleiche Gebäude ohne Klimatisierung wäre ein geringfügig kleinerer Primärenergiebedarf (-3,9%) notwendig. Dies ist also der Mehrbedarf an Primärenergie, der durch die Klimatisierung mit dem ausgeführten Konzept aus sorptionsgestützter Klimaanlage, Erdkältesonden und Fußbodenkühlung entsteht. Dagegen erhöht der Einsatz einer konventionellen Nur-Luft-Klimaanlage den Jahresprimärenergiebedarf um fast 22%. Der Grenzwert für den Jahresprimärenergiebedarf wäre damit auch 21% überschritten. Im gleichen Falle bei Verzicht auf ein BHKW wäre der Primärenergiebedarf sogar um 36,8% höher.

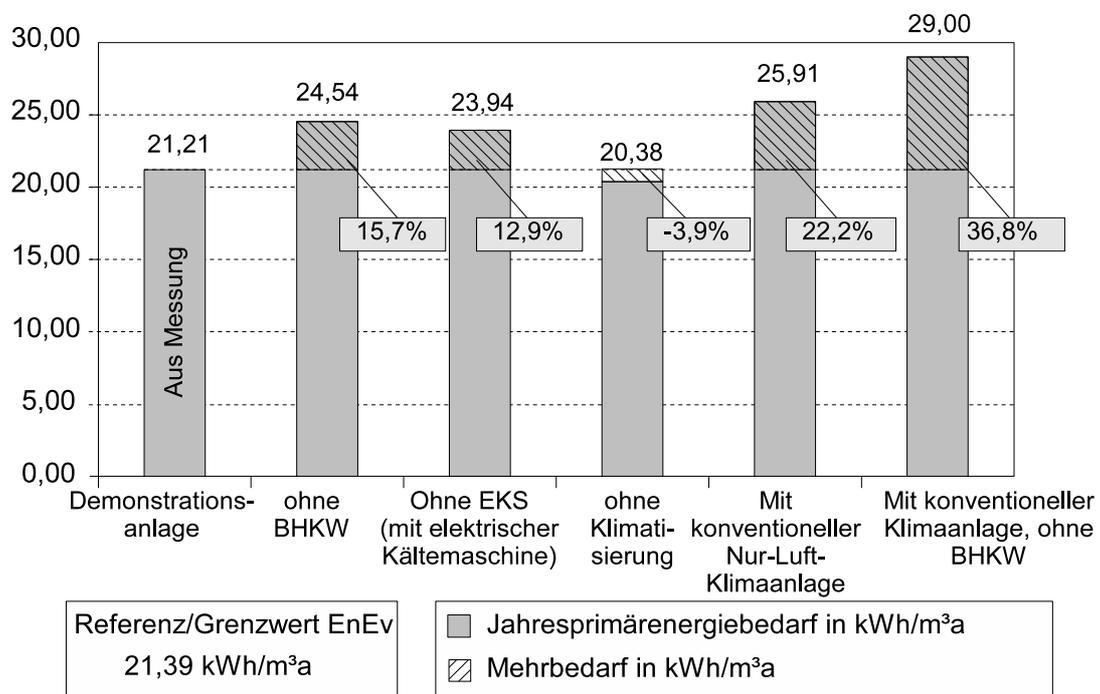


Abbildung 5.38: Jahresprimärenergiebedarf des Gebäudes

Kapitel 6

Anwendungs- und Simulationsbeispiele

In Kapitel 4 wurden Modelle zur Simulation von sorptionsgestützten Klimaanlage erstellt, die nun eingesetzt werden, um verschiedene Anwendungsmöglichkeiten zu untersuchen. Zunächst wird die Kombination mit Kraft-Wärme-Kopplung betrachtet. Danach wird der Einsatz der indirekten Verdunstungskühlung untersucht und ein Vergleich bezüglich des Einsatzes von Lithiumchlorid und Silica-gel als Sorptionsmittel vorgenommen. In extrem feuchten Gegenden, z.B. in Shanghai, ist der Einsatz der bisher betrachteten Anlagenschaltung nicht ohne Weiteres möglich, weil eine Trocknungsstufe nicht mehr ausreicht, um den notwendigen Zuluftzustand zu erreichen. Daher werden Anlagenvarianten untersucht, die sich für den Einsatz in solchen extrem feuchten Gegenden besser eignen.

6.1 Sorptionsgestützte Klimaanlage in Kombination mit Kraft-Wärme-Kopplung

Die sorptionsgestützte Klimaanlage stellt in Sommer einen zusätzlichen Wärmeverbraucher dar, der zur besseren Auslastung von Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen dienen kann. Durch die längere Laufzeit kann die Wirtschaftlichkeit verbessert werden.

6.1.1 Einsatz von motorischen Blockheizkraftwerken

Ausgangspunkt für die hier dargestellte Simulation ist ein Modell einer sorptionsgestützten Lüftungsanlage, die bezüglich der Dimensionierung aller Lüftungstechnischen Komponenten der im vorigen Kapitel dargestellten Demonstrationsanlage entspricht. Das Modell ist in Abbildung 6.1 grafisch dargestellt. Die Außenluft durchströmt nacheinander einen Sorptionsrotor, einen rotierenden Wärmerückgewinner und einen Luftkühler. Abluftseitig ist zwischen Wärmerückgewinner und Sorptionsrotor der Regenerationsluftherhitzer angeordnet. Die einzelnen Komponenten sind über Signalschnittstellen mit Reglern verbunden, die entsprechende Stellsignale ausgeben, um die vorgegebenen Sollwerte einzuhalten. In den Kühler- und Luftherhitzermodellen bewirken diese Stellsignale eine Änderung des Mischungsverhältnisses zwischen Vor- und Rücklauf. Die Rotoren werden über Drehzahlsignale geregelt. Dabei ist der Temperaturregler als Sequenzregler ausgeführt, so dass bei einer Abweichung vom Sollwert zunächst der rotierende Wärmerückgewinner und danach der Kühler angesteuert wird. Der Feuchteregler dient

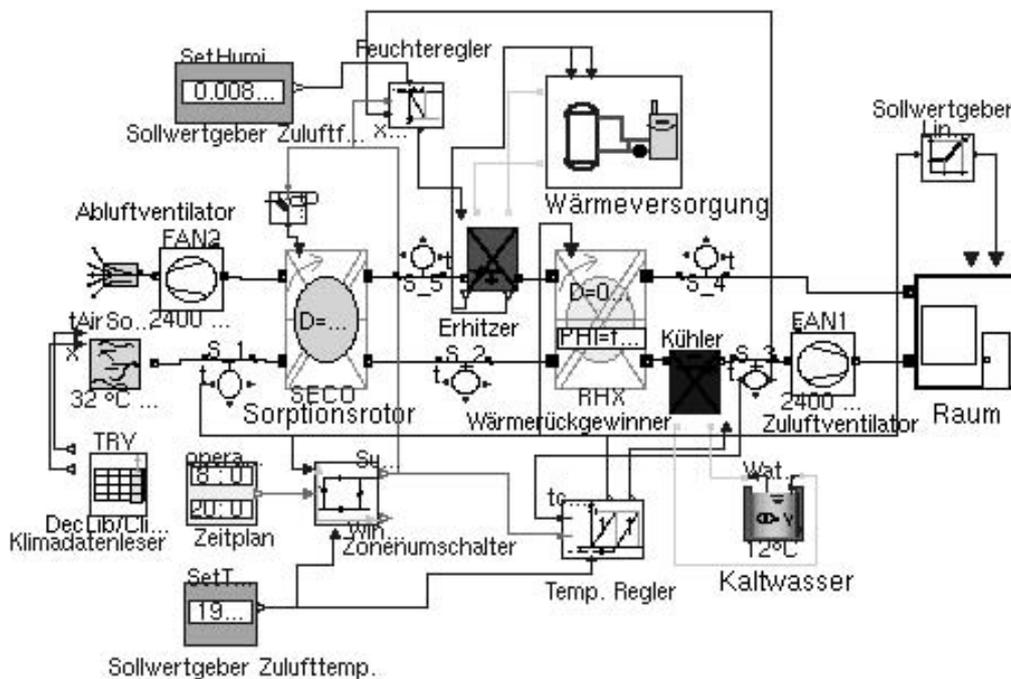


Abbildung 6.1: Modelica Modell zur Simulation einer sorptionsgestützten Klimaanlage mit Kraft-Wärme-Kopplung

dazu, die Wärmezufuhr so zu regeln, dass die gewünschte Zuluftfeuchte eingehalten wird. Über eine Zeitplan-Komponente werden Betriebszeiten festgelegt. Ebenfalls Bestandteil der Regelung ist eine Komponente, um den Betriebsmodus (Sommer oder Winter) festzulegen. Je nach Betriebsmodus kann eine andere Reglergruppe angesteuert oder eine andere Regelstrategie gefahren werden¹.

Die Wärmeversorgung ist im Diagramm der Anlage als Komponentenmodell dargestellt, deren genaue Zusammensetzung in Abbildung 6.2 gezeigt ist. Dort sind Modelle eines Mini-Blockheizkraftwerkes (BHKW) sowie der Hydraulikschaltung (Rohrleitungen, Mischventile und Ausdehnungsgefäß) und des Pufferspeichers enthalten. Das Mini-Blockheizkraftwerk sowie der Pufferspeicher entsprechen den Angaben in Tabelle 5.1. Dabei kann das Mini-BHKW modulierend gefahren werden. Zur Modellierung der Wärmeerzeugung und der Hydraulik wurde auf bestehende Komponenten zurückgegriffen, die an der TUHH im Arbeitsbereich für Technische Thermodynamik entwickelt wurden [WISCHHUSEN 2004]. Da diese Modelle auf unterschiedliche Bibliotheken aufbauen, müssen sie mit den vorhandenen Modellen aus der *DecLib*-Bibliothek, vgl. Abschnitt 4.5, mittels Adapter oder Signalschnittstellen verknüpft werden.

Als Randbedingung für die Simulation sind Klimadaten anzugeben. In diesem Fall wurden die Wetterdaten des *Deutschen Wetterdienstes* [DWD 2004] herangezogen, siehe Abbildung 6.3. Es wird nur der Sommerbetrieb in den Monaten Juni bis August betrachtet, der 2087 Stunden umfasst.

Abbildung 6.4 zeigt für einen ausgesuchten Zeitraum von 5 Tagen (120 Stunden) der Gesamtsimulation den Verlauf der Außenlufttemperatur und der vom System eingestellten Regenerationslufttemperatur. In dieser Simulation reicht eine Temperatur von 50 bis 60°C aus, um den

¹In Abbildung 6.1 ist nur die Reglergruppe für den Sommerbetrieb dargestellt

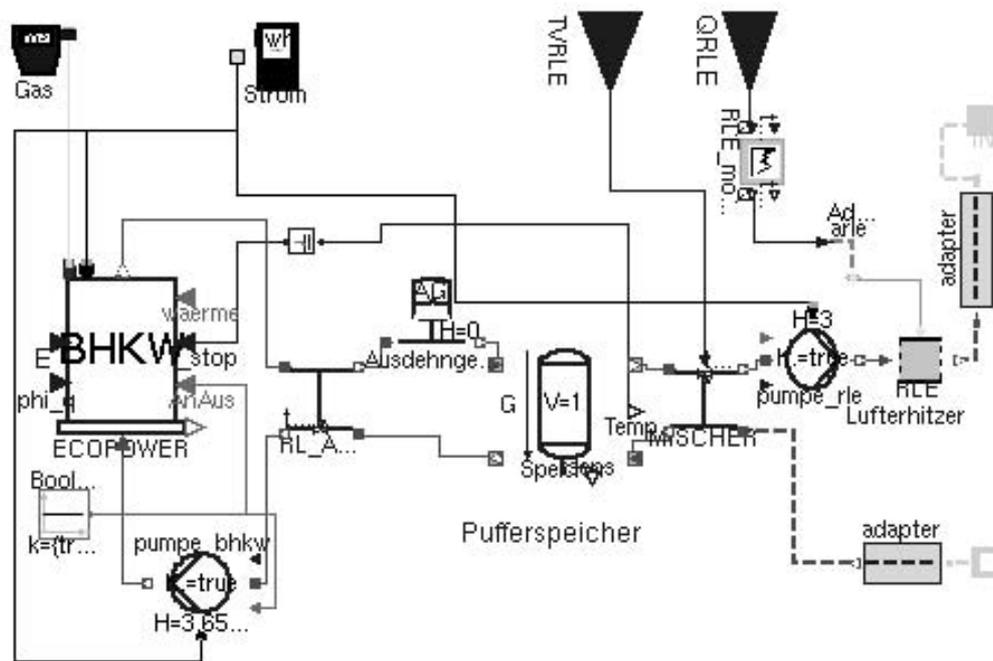


Abbildung 6.2: Modell der Wärmeerzeugung mit BHKW und Pufferspeicher

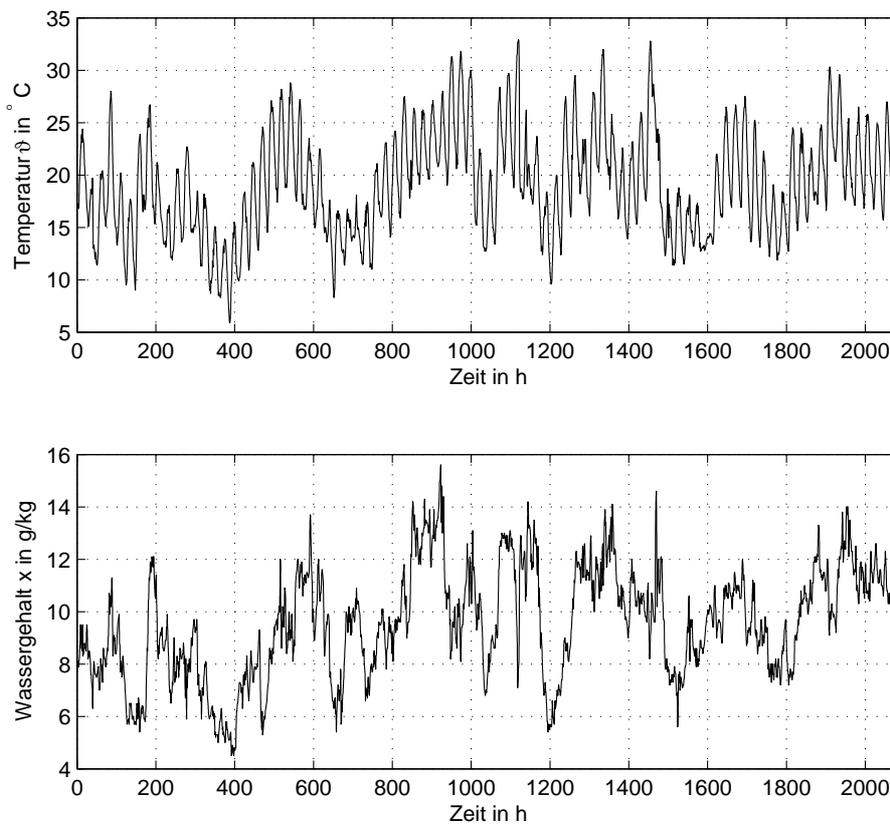


Abbildung 6.3: Verlauf der Außentemperatur und Wasserbeladung während einer Kühlperiode, Klimadaten [DWD 2004], Datensatz TRY05

gewünschten Sollwert der absoluten Feuchte der Zuluft einzustellen. Die Zulufttemperatur entspricht während der Betriebszeiten (tagsüber) dem eingestellten Sollwert von 19°C , während in der übrigen Zeit die Luft ohne Behandlung dem Gebäude zugeführt wird. Der Verlauf der Zuluftfeuchte zeigt ebenfalls, dass der eingestellte Sollwert während der Betriebszeit eingehalten wird. Während des betrachteten Zeitraumes tritt eine Wasserbeladung der Außenluft von ca. 12 bis 14 g/kg auf.

Das untere Diagramm in Abbildung 6.4 zeigt die Heiz- und Kühlleistung, die für den Klimatisierungsprozess notwendig ist. Diese Daten können für die Dimensionierung der Wärme- und Kälteversorgung herangezogen werden. Die zur Entfeuchtung benötigte Heizleistung beträgt ca. 15 kW, während etwa 8 kW Kühlleistung zur Einhaltung der gewünschten Zulufttemperatur notwendig sind. In den Modellen werden die Verläufe der Heiz- und Kühlleistung aufintegriert, so dass auch der über den betrachtenden Zeitraum angefallene Heiz- und Kühlbedarf abgelesen werden kann. In diesem Fall sind 800 kWh Wärme und 400 kWh Kühlbedarf notwendig.

Abbildung 6.5 zeigt die während des Zeitraums abgegebene elektrische und thermische Leistung des BHKW im Zeitverlauf. Tagsüber kann ein durchgehender Betrieb erreicht werden, während die Klimaanlage eingeschaltet ist. Wenn die Wärmeabnahme durch die Lüftung nachlässt, wird der Speicher aufgeladen und schließlich schaltet sich der Motor ab, wenn die Rücklaufumtemperatur zu hoch wird. Entlädt sich in den nachfolgenden Stunden der Speicher, geht das BHKW nachts wieder kurzzeitig in Betrieb.

In Abbildung 6.6 sind Heiz- und Kühlleistungen sowie jeweils der entsprechende Bedarf für den gesamten Sommer (3 Monate) dargestellt. Im ersten Drittel (Monat Juni, bis etwa $t = 720$ h) ist die Lüftungsanlage nur vereinzelt in Betrieb. Im zweiten Monat findet ein fast durchgehender Betrieb statt. Am Ende der Sommerperiode addiert sich der Wärmebedarf zu 6.643 kWh und der Kühlbedarf zu 3.746 kWh.

Abbildung 6.7 zeigt die erzeugte thermische und elektrische Energie im Mini-Blockheizkraftwerk. Insgesamt werden 11.027 kWh Wärme während des untersuchten Zeitraumes erzeugt, sowie 4.007 kWh elektrische Energie zur Verfügung gestellt. Für den Fall dass das BHKW ohne Wärmeabnahme durch die Klimaanlage betrieben würde, würden nur 4.700 kWh thermische und 1.650 kWh elektrische Energie erzeugt werden. Durch die Wärmeabnahme verlängert sich die Laufzeit des BHKW um etwa 65%, und zwar von 699 Stunden im Fall ohne Klimatisierung auf 1.162 Stunden im untersuchten Klimatisierungsfall.

6.1.2 Einsatz von Brennstoffzellen

Die Verlängerung der Laufzeit während der Sommermonate und somit die bessere Auslastung des BHKW stellt einen ökonomischen Anreiz für den Einsatz von thermisch getriebenen sorptionsgestützten Klimaanlagen dar. Jedoch ist die Frage nach der zusätzlichen Laufzeit nicht nur für Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen mit Verbrennungsmotoren interessant. Gasbetriebene Brennstoffzellenheizgeräte verschiedener Hersteller befinden sich zur Zeit in der Testphase und es wird erwartet, dass sie in den nächsten Jahren in den Markt eingeführt werden. Solche Geräte könnten in Zukunft motorische BHKW-Anlagen ergänzen oder ganz ersetzen, da sie prinzipbedingt eine emissionsgünstige Alternative zur Verbrennung darstellen.

Für Brennstoffzellenanlagen ist die Anzahl der möglichen Startvorgänge beschränkt. In gasbetriebenen Polymer-Elektrolyt-Membran (PEM) Brennstoffzellen zum Beispiel, kann es zur

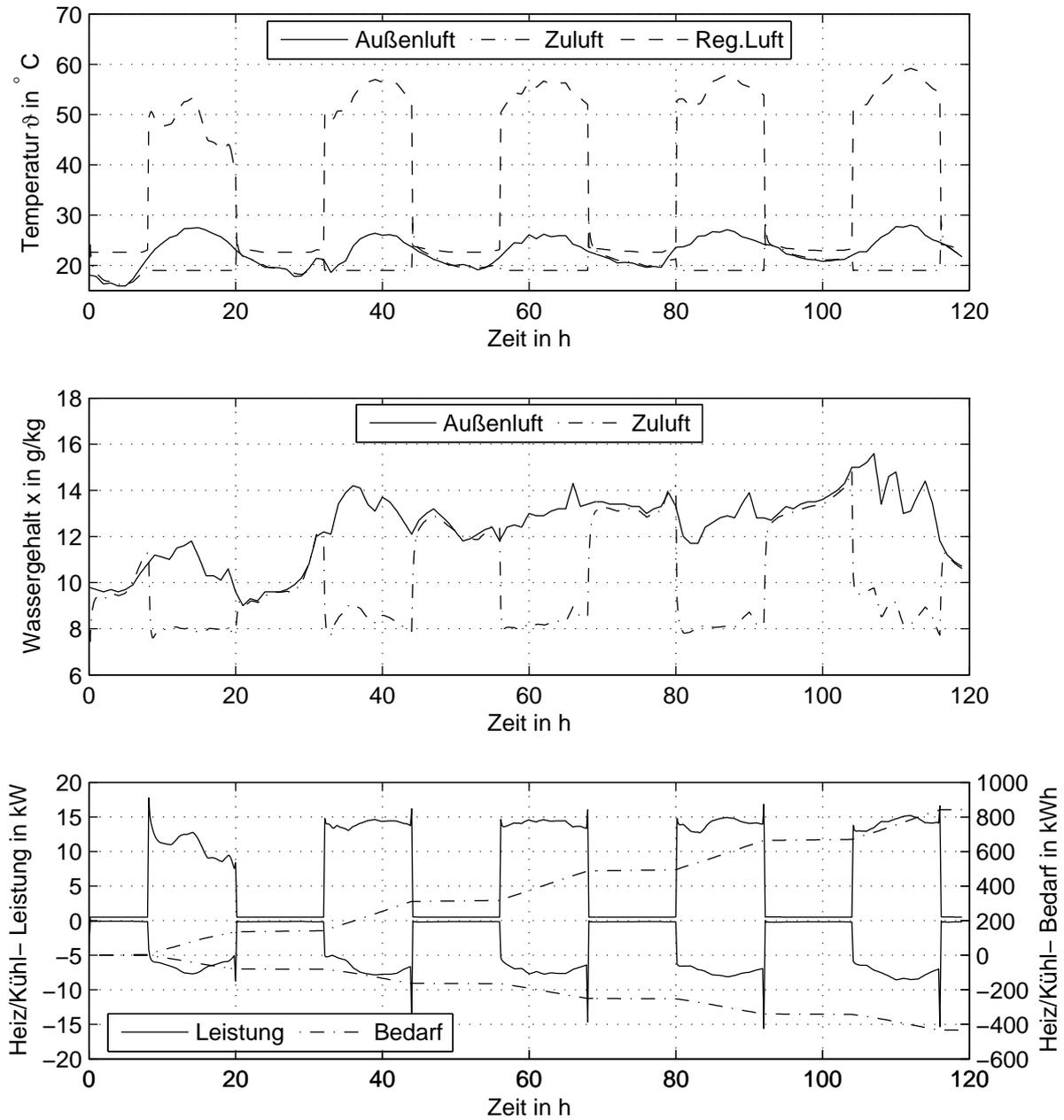


Abbildung 6.4: Simulation eines sorptionsgestützten Systems (5 Tage), oben: Temperaturverlauf, mitte: Feuchteverlauf, unten: Heiz- und Kühlleistung sowie Heiz- und Kühlbedarf

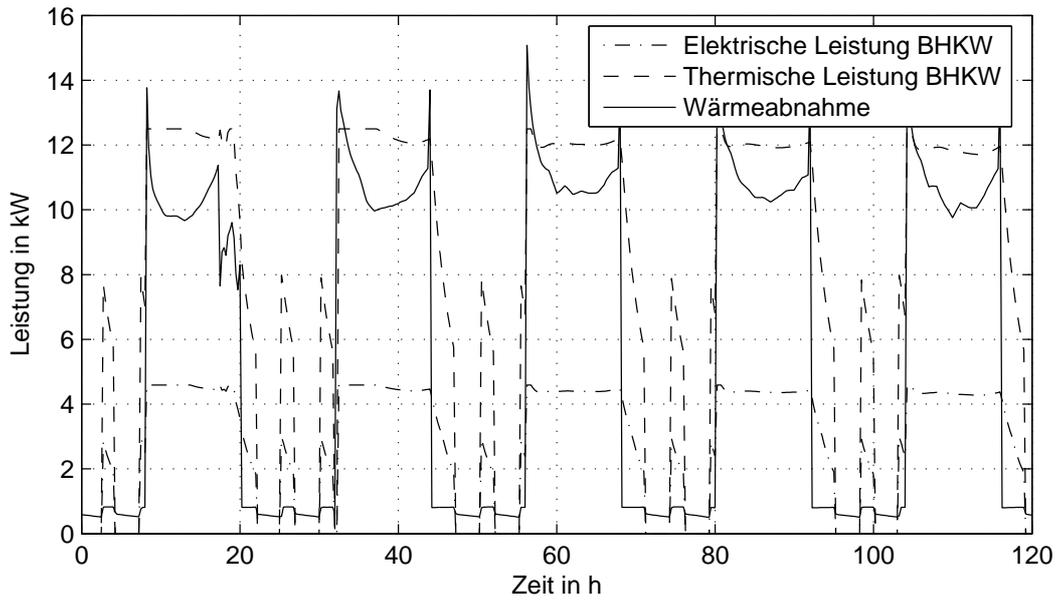


Abbildung 6.5: Simulation eines sorptionsgestützten Systems (5 Tage), erzeugte elektrische Leistung und Wärme im BHKW

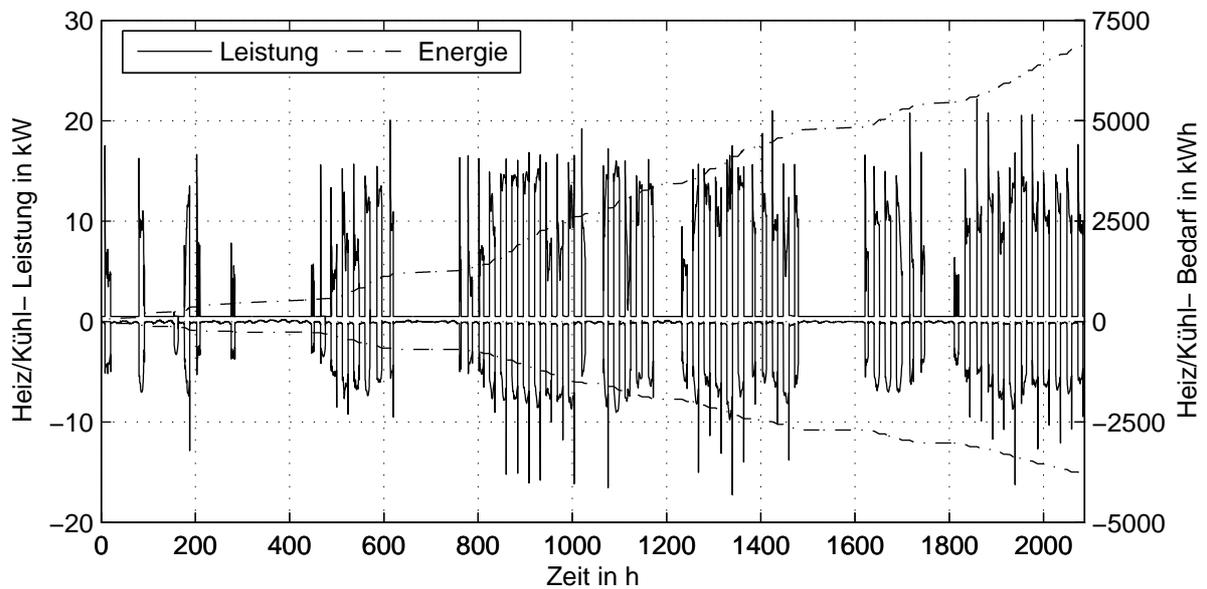


Abbildung 6.6: Simulation eines sorptionsgestützten Systems (3 Monate im Sommer)

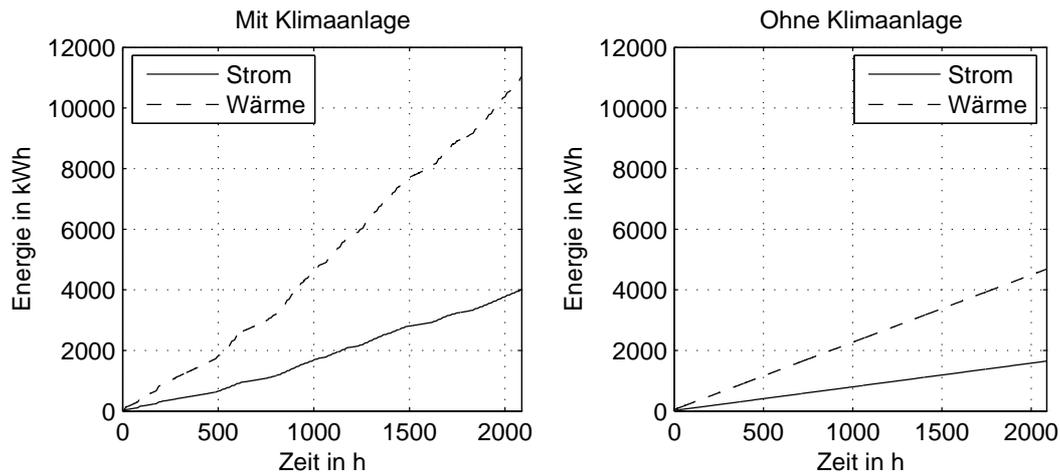


Abbildung 6.7: Erzeugte thermische und elektrische Energie im BHKW für den Fall mit Wärmeabnahme durch die sorptionsgestützte Klimaanlage (links) und ohne Wärmeabnahme (rechts)

Kohlenmonoxid-Vergiftung des Brennstoffzellenstacks bei zu häufigen Aufheizphasen kommen. Eine Maßnahme, die daher von Herstellern ergriffen wird, ist die Anzahl der Start und Stoppvorgänge pro Tag zu begrenzen, so dass ein taktender Betrieb vermieden wird, wie dieser im Sommerfall bei schwacher oder keiner Wärmeanforderung bei einem Verbrennungsmotor entstehen kann. Wenn aber durch die Lüftungsanlage ein Verbraucher für die überschüssige Wärme geschaffen wird und somit die Laufzeit verlängert wird, kann die Anzahl der Startvorgänge erheblich reduziert und damit die Lebensdauer des Brennstoffzellenstapels verlängert werden.

Abbildung 6.8 zeigt ein Modell zur Nachbildung der Wärmeerzeugung für eine sorptionsgestützte Klimaanlage entsprechend dem vorangegangenen Beispiel in Abschnitt 6.1.1. Die Wärme wird jetzt durch eine Brennstoffzelle zusätzlich zum vorhandenen Mini-BHKW bereitgestellt. In einer solchen Konfiguration ist eine Vorrangschaltung vorzusehen, so dass der Brennstoffzelle gegenüber dem BHKW der Vorzug gegeben wird. Es soll eine möglichst lange Laufzeit der Brennstoffzelle erreicht werden. Dafür wird ein Steuerungsmodell eines hier genannten Energiemanagers erstellt, das über Signalschnittstellen (An/Aus) und Lastsignale die einzelnen Wärmeerzeugungskomponenten regelt. Für die Brennstoffzelle wurde eine elektrische Leistung von 4,5 kW angenommen, die in einem Stufenbetrieb auf 1,5 kW moduliert werden kann. Die thermische Leistung beträgt dabei 9,1 bis 3,5 kW.

In Abbildung 6.9 oben ist zunächst die Außenlufttemperatur für einen Zeitraum von 6 Tagen dargestellt. Das Diagramm zeigt ebenfalls die Temperatur im oberen Speicherbereich, deren Sollwert mit etwa 60°C festgelegt wurde. Die Temperatur am Eintritt des Lufterhitzers variiert mit der Wärmeanforderung zur Entfeuchtung bzw. zur Regeneration des Sorptionsrotors. Im unteren Diagramm sind die elektrischen Leistungen der Brennstoffzelle und des Mini-BHKW dargestellt. Die Brennstoffzelle kann dabei fast durchgehend betrieben werden, auch wenn die Leistung nach unten moduliert wird. Lediglich bei etwa $t = 90$ h und $t = 129$ h geht die Brennstoffzelle außer Betrieb, weil über einen längeren Zeitraum keine Wärmeabnahme mehr stattfindet. Nach einer festgelegten Ruhezeit wird das Gerät wieder hochgefahren². Das Mini-BHKW

²Die Ruhezeit ist in der grafischen Darstellung aufgrund des Zeitrasters zur Ausgabe der Simulationsdaten

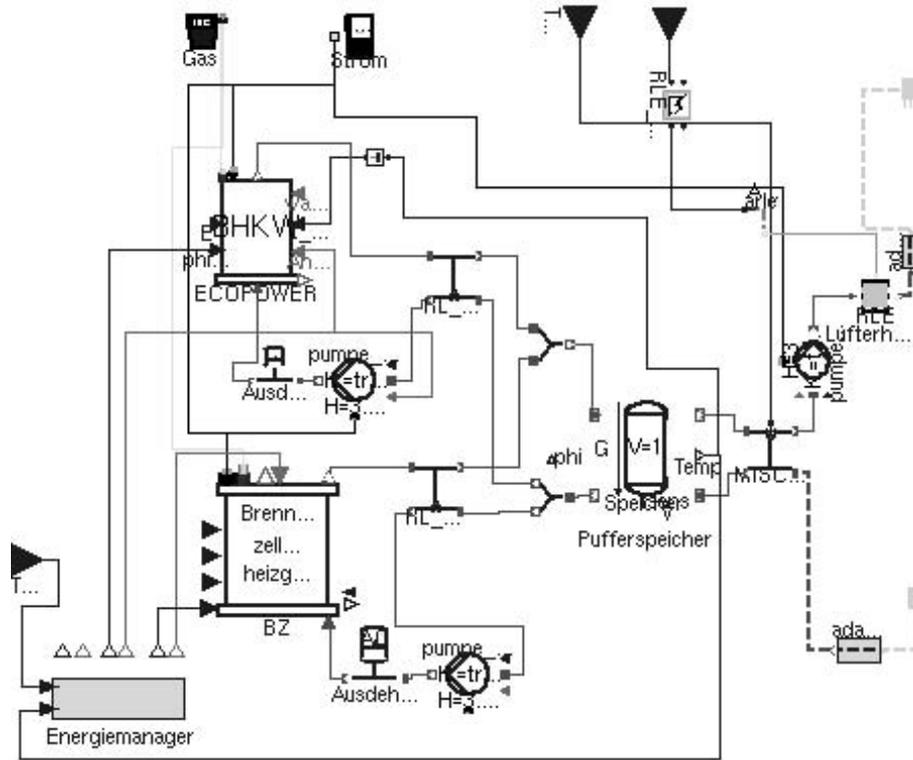


Abbildung 6.8: Modell der Wärmeerzeugung für eine sorptionsgestützte Anlage mit einer Brennstoffzelle und ein Mini-BHKW

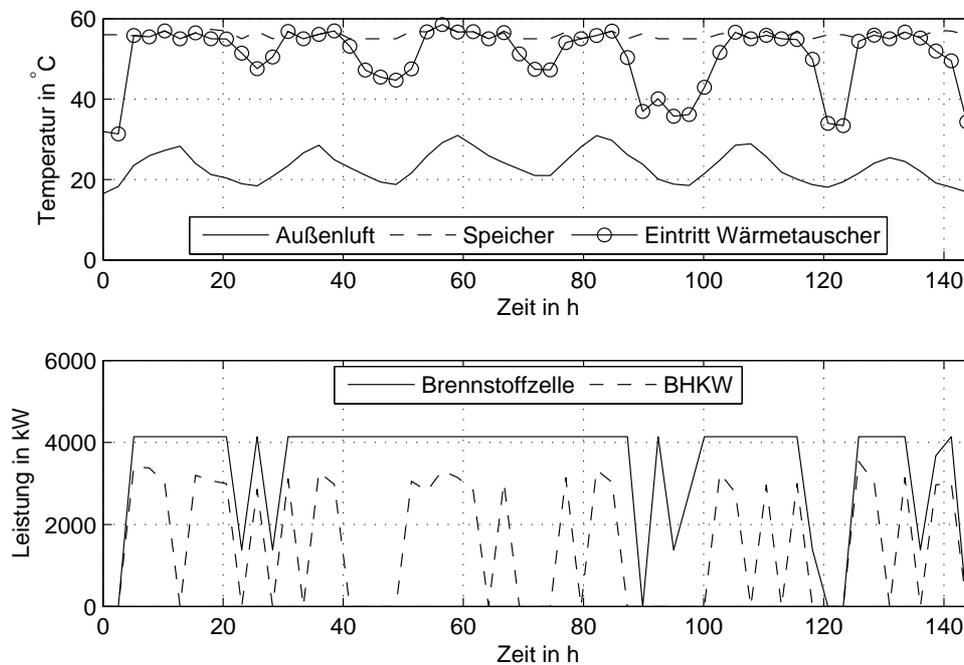


Abbildung 6.9: Simulation der Wärmeerzeugung für eine sorptionsgestützte Anlage mit einer Brennstoffzelle und ein Mini-BHKW, Temperaturverläufe (oben) und abgegebene elektrische Leistung (unten)

wird dagegen öfter ausgestellt, um den längeren Betrieb der Brennstoffzelle zu ermöglichen. Ohne die Wärmeabnahme durch die Lüftung müsste die Brennstoffzelle über einen längeren Zeitraum ausgeschaltet bleiben.

6.2 Einsatz indirekter Verdunstungskühlung in sorptionsgestützten Anlagen

Bei der indirekten Verdunstungskühlung geht es darum, den zu behandelnden Luftstrom zu kühlen, ohne diesen direkt zu befeuchten. Die einfachste Möglichkeit besteht darin, in der DEC Klimaanlage im *Ventilation Cycle*, Abbildung 3.5, den Befeuchter im Zuluftstrom durch einen konventionellen Luftkühler zu ersetzen. Dann ergibt sich die Schaltung in Abbildung 6.10a. Bei diesem System ist die Kühlung dadurch beschränkt, dass nur so viel Wasserdampf eingebracht werden kann, bis der Sättigungszustand bzw. die Kühlgrenztemperatur in der Abluft erreicht ist.

Eine andere Möglichkeit die indirekte Verdunstungskühlung auszuführen ist, den Wärmerückgewinner und den Befeuchter in einem Gerät zu vereinen. Die häufigste Bauform eines solchen Verdunstungskühlers ist ein senkrecht stehender Plattenkreuzstromwärmetauscher, in welchem die Prozessluft oder Primärluft horizontal fließt und die Abluft oder Sekundärluft im Gleichstrom oder Gegenstrom mit dem von oben nach unten fließenden eingedüsten Wasser strömt, vgl. Abbildung 6.10b. Das Wasser wird hierbei üblicherweise über die Wärmetauscherfläche sekundärseitig versprüht. Das Wasser fließt die Wände des Wärmetauschers herab, wird unter dem Wärmetauscher gesammelt und wieder versprüht. Die Oberfläche der Sekundärluftseite des Wärmeübertragers wird durch einen Wasserfilm benetzt, an dessen Oberfläche die Wärme- und Stoffübertragung mit der Abluft stattfindet. Durch die gleichzeitige Erwärmung der Sekundärluft herrscht über die gesamte Länge des Wärmetauschers beinahe Kühlgrenztemperatur. Dadurch kann die Primärluft stärker gekühlt werden, als es im oben dargestellten System möglich ist.

Für den Einsatz in einer sorptionsgestützten Anlage muss allerdings berücksichtigt werden, dass die Austrittstemperatur des indirekten Verdunstungskühlers abluftseitig viel niedriger liegt als die aus dem Rotationswärmetauscher in den bisher betrachteten Systemen. In der Regel wird die Luft mit einer niedrigeren Temperatur als die Außenluft selbst austreten. Im Regenerationsluftherhitzer müsste daher mehr Heizleistung zugeführt werden. Um dem entgegenzuwirken wird die Abluft aus dem Verdunstungskühler nicht zur Regeneration verwendet. Statt dessen wird hierfür Außenluft benutzt, wie in Abbildung 6.10b dargestellt.

Mit Hilfe der bisher vorgestellten Modelle für feuchte Luft wurde die *DecLib*-Bibliothek um ein Modell für einen indirekten Verdunstungskühler erweitert. Die Simulation des Gesamtsystems mit wechselnden Außenbedingungen soll den Energiebedarf der beiden Systeme im Vergleich zur bisher betrachteten Konfiguration ohne Verdunstungskühlung aufzeigen. Zunächst seien daher 3 Anlagen definiert,

System 1 Eine Hybridanlage nach Abbildung 3.9, d.h. ohne Einsatz von Verdunstungskühlung.

System 2 Eine Anlage mit Befeuchter im Abluftstrom, Abbildung 6.10a.

nicht dargestellt

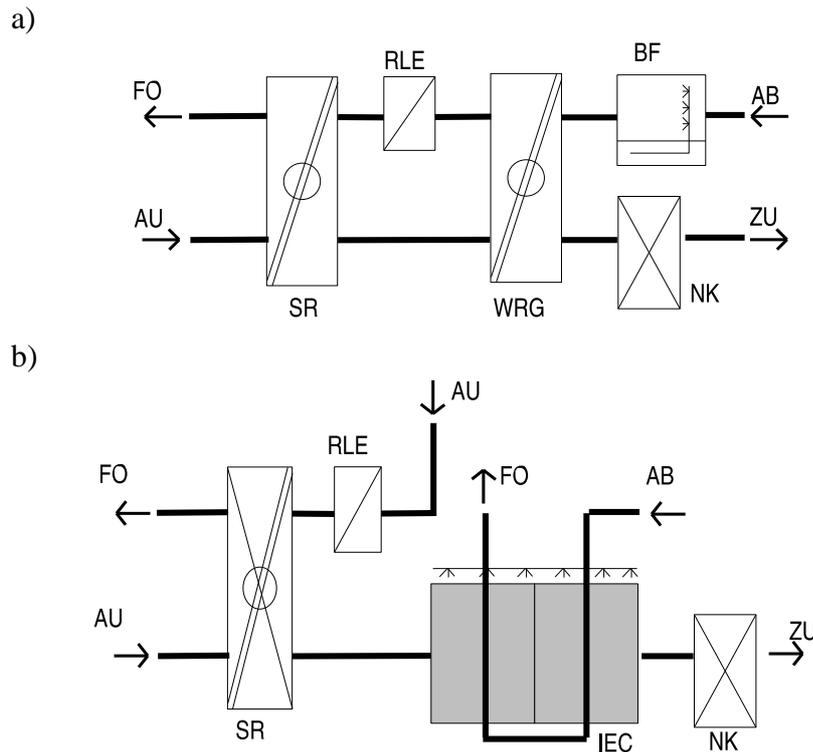


Abbildung 6.10: Sorptionsgestützte Anlagen mit indirekter Verdunstungskühlung
 a) mittels adiabatem Luftwäscher im Abluftstrom, b) mit indirektem Verdunstungskühlgerät (IEC)

System 3 Eine Anlage mit einem wie oben beschriebenen indirekten Verdunstungskühlgerät (IEC), vgl. Abbildung 6.10b.

Abbildung 6.11 zeigt als Ergebnisse der Simulation die Temperaturverläufe am Regenerationsluftwäscher für einen Zeitraum von 7 Tagen. Die Temperatur am RLE Eintritt ändert sich nicht erheblich zwischen System 1 und 2, daher ist nur eine Linie dargestellt. Für System 3 ist die Eintrittstemperatur gleich der Umgebungstemperatur. Die Austrittstemperatur bzw. die Regenerationslufttemperatur ist für alle Systeme in etwa gleich. Für die Heizleistung kann aus diesen Verläufen bereits gefolgert werden, dass für System 3 mit IEC eine wesentlich höhere Leistung bereitzustellen ist, als bei den beiden übrigen, da eine Erwärmung von Außenluft auf Regenerationslufttemperatur erfolgen muss. Auf der anderen Seite zeigt Abbildung 6.11 die Temperaturen am Kühler für die verschiedenen Systeme. Der Sollwert für die Zulufttemperatur wurde auf 19°C festgelegt. Für System 1 ist die Eintrittstemperatur stets etwa 25°C . Für System 2 mit adiabatem Befeuchter können Temperaturen von $21 - 22^{\circ}\text{C}$ erreicht werden. Mit einem indirekten Verdunstungskühler können fast 20°C Zulufttemperatur über den dargestellten Zeitraum eingestellt werden.

In Abbildung 6.12 ist die Veränderung des Heiz- bzw. Kühlenergiebedarfs der beiden Anlagen mit Verdunstungskühlung gegenüber einem Hybridsystem dargestellt. Dabei wurde eine ganze Sommerperiode betrachtet. Durch den Einsatz des adiabaten Befeuchters in System 2 wird kaum der Heizenergiebedarf beeinflusst. Dagegen wird der Kühlbedarf um 75% erheblich reduziert. Eine weitere Einsparung bewirkt der IEC in System 3, dabei steigt aber der Heizbedarf

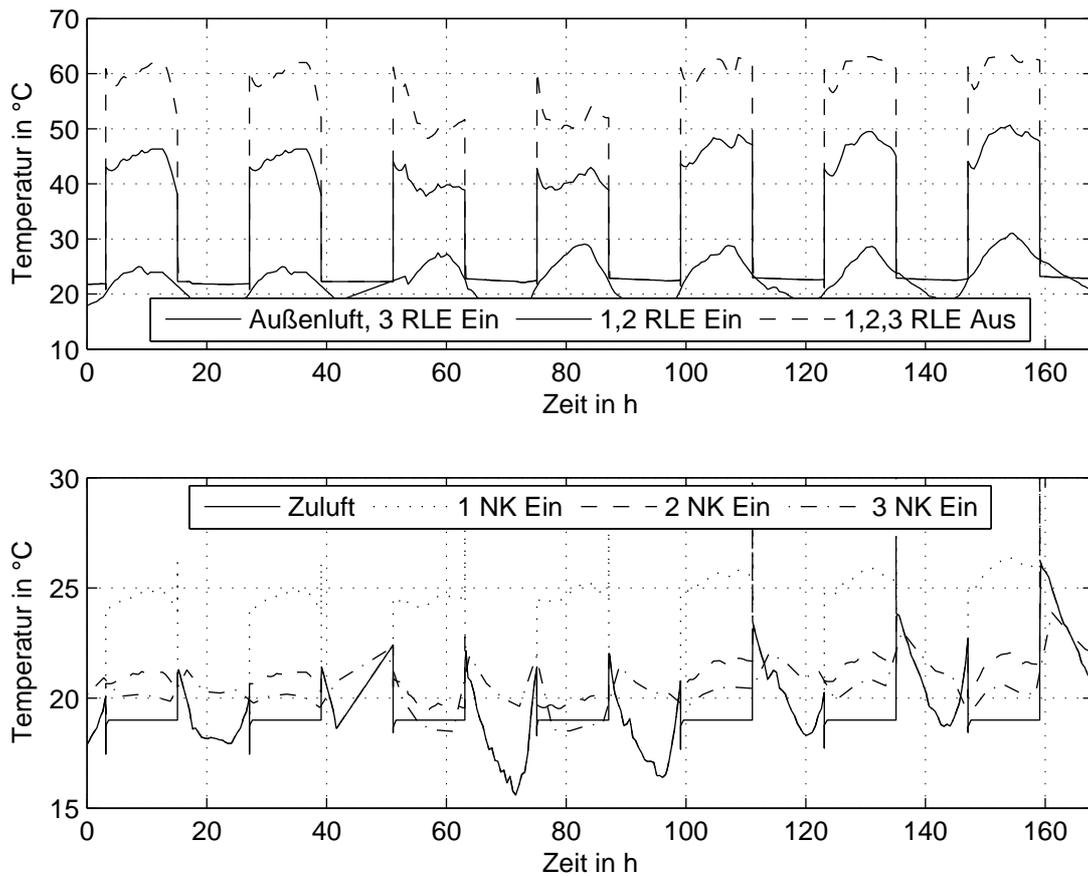


Abbildung 6.11: Vergleich von Hybridsystem und Anlagen mit Verdunstungskühlung, Außenlufttemperatur und Temperaturverläufe am RLE Ein- und Austritt (oben) und Temperaturen am Kühler Eintritt (unten)

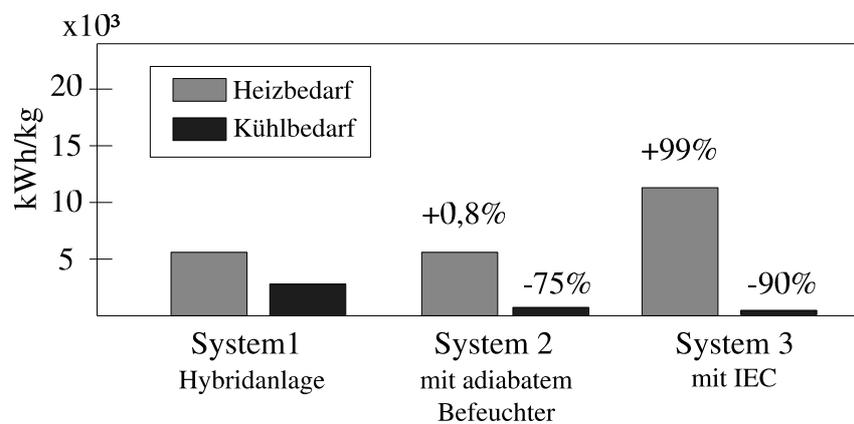


Abbildung 6.12: Veränderung des Heiz- und Kühlenergiebedarfs für Anlagen mit Verdunstungskühlung im Vergleich zu einer Hybridanlage

um 100%. Abhängig von den Anforderungen an die Anlage, könnte in System 3 gänzlich auf einen nachgeschalteten Kühler verzichtet werden. Eventuell müsste dafür der Volumenstrom erhöht werden, um mit einer höheren Zulufttemperatur (20-21°C) die anfallenden Kühllasten abführen zu können.

Bezüglich des Primärenergiebedarfs ist ein System mit adiabatem Befeuchter die günstigste Lösung. Anders als man zunächst vermutet hätte, ist die Kombination eines indirekten Verdunstungskühlers mit einer sorptionsgestützten Klimaanlage in dieser Konfiguration nicht anzuraten. Der Vorteil des Gerätes, nämlich eine stärkere Kühlung der Prozessluft zu erreichen, geht zu stark zu Lasten des Heiz- und Primärenergiebedarfs.

6.3 Einfluss des Sorptionsmittels auf die Entfeuchtung

Auf dem Markt sind Sorptionsrotoren erhältlich, in denen Lithiumchlorid oder Silica-gel als Sorptionsmittel eingesetzt wird. An dieser Stelle soll anhand des Simulationsmodells untersucht werden, ob die Verwendung des einen oder anderen Sorptionsmittels bezüglich Entfeuchtungsleistung oder Energiebedarf grundsätzliche Vorteile bietet.

In Abschnitt 4.4.3 wurden die Eigenschaften von Lithiumchlorid und Silica-gel erläutert. Es wird dort auch ersichtlich, dass es hinsichtlich der frei werdenden Sorptionswärme kaum Unterschiede gibt, weil diese im wesentlichen von der Verdampfungsenthalpie des Wassers abhängt. Der Anteil der Bindungswärme im mittleren Beladungsbereich beträgt in beiden Fällen zwischen 20 . . . 30% der Verdampfungswärme. Für den Verlauf der Zustandsänderung der Prozessluft ergeben sich dadurch nur geringe Abweichungen, wenn die Wärmekapazitäten der Rotors und damit der Anteil der sensibel übertragenen Wärme (Schleppwärme) etwa gleich bleibt.

Es bleibt zu klären, welche Temperatur notwendig ist, um einen bestimmten Gleichgewichtszustand einzustellen. Dies ist eine Eigenschaft, die von der Sorptionsisotherme des Materials abhängig ist. Daher werden im Folgenden zwei Rotoren mit jeweils gleichem Durchmesser und Lufteintrittszustand und den beiden Sorptionsmaterialien untersucht. Die Parametrisierung des Silica-gel-Rotors erfolgt in Anlehnung an [DAI et al. 2001], vgl. Tabelle 4.4, während für den LiCl-Rotor die Parameter entsprechend dem in der Versuchsanlage eingesetzten Gerät gewählt wurden, vgl. Tabelle 4.1.

Abbildung 6.13 zeigt für zwei Regenerationstemperaturen von 60°C bzw. 55°C die Entfeuchtungsleistung sowie die dabei auftretende Temperaturerhöhung der Prozessluft. Silica-gel weist demnach eine um etwa 1 g/kg höhere Entfeuchtungsleistung bei gleicher Regenerationslufttemperatur auf. Die höhere Erwärmung der Prozessluft folgt unmittelbar aus der größeren Menge sorbierten Wassers als bei Lithiumchlorid. Die Erwärmung der Prozessluft stellt selten ein Problem dar, weil dem Sorptionsrotor eine Wärmerückgewinnung nachgeschaltet ist. In der Regel wird sich die Temperatur nach der Wärmerückgewinnung wegen des wärmeren Lufteintritts nicht ändern.

In Abbildung 6.14 ist dargestellt, welche Regenerationslufttemperatur notwendig ist, um ausgehend von einem unterschiedlichen Wassergehalt der Außenluft einen festen Sollwert zu erreichen (8 g/kg). Bei kleinen Feuchtegehalten ist die Regenerationstemperatur in etwa gleich. Für größere Feuchtegehalte steigt die notwendige Regenerationslufttemperatur bei Lithiumchlorid viel stärker an als bei Silica-gel. So ist bei einem Feuchtegehalt von 16 g/kg bei Lithiumchlorid

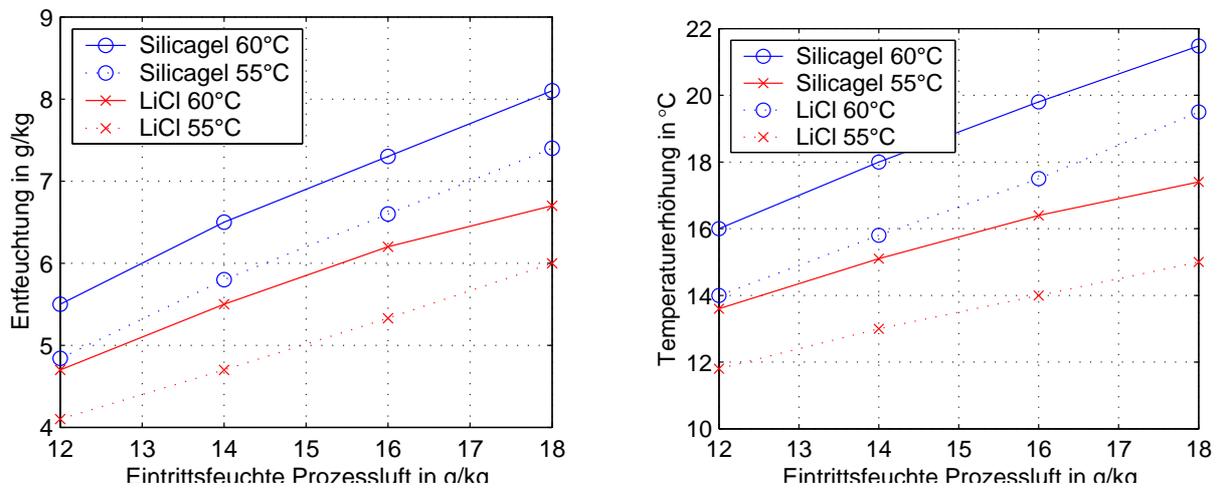


Abbildung 6.13: Vergleich der Entfeuchtung und Erwärmung der Prozessluft für einen LiCl- und einen Silica-gel-Rotor, Eintritt Regenerationsluft 60°C und 55°C, 10 g/kg

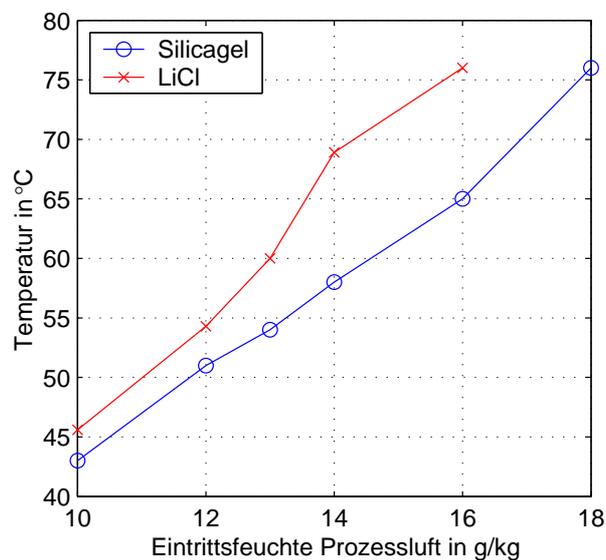


Abbildung 6.14: Regenerationslufttemperatur in Abhängigkeit der Außenluftfeuchte für einen Sollwert der Prozessluftfeuchte 8 g/kg, Prozessluft Eintritt 32°C

eine um 10°C höhere Temperatur zur Regeneration notwendig. Der Wärmebedarf zur Regeneration ändert sich daher dementsprechend.

Diese Untersuchung lässt zunächst die Schlussfolgerung zu, dass Silica-gel dem Vorzug gegenüber Lithiumchlorid gegeben werden sollte, wenn ein Einsatz bei feuchterem Klima notwendig ist oder wenn eine größere Entfeuchtungsleistung gewünscht wird. Einschränkend muss erwähnt werden, dass der theoretisch untersuchte Silica-gel-Rotor sich von anderen am Markt befindlichen Geräten unterscheiden kann. Es können andere Silica-gel-Sorten eingesetzt werden, womit sich die Sorptionseigenschaften ändern würden. Auch der Anteil am Trägermaterial kann sich von der hier angesetzten Annahme deutlich unterscheiden und zu anderen Ergebnissen führen.

6.4 Sorptionsgestützte Anlage für extreme Klimazustände

Abhängig von den Eigenschaften des Sorptionsmittels ist die Kapazität zur Wasseraufnahme bzw. die Entfeuchtungsleistung eines Sorptionsrotors begrenzt. In Gegenden mit extrem feuchten Bedingungen, wie z.B. in Shanghai bei 34°C und 65% relativer Feuchte (22 g/kg), ist eine Trocknungsstufe nicht mehr ausreichend, um den erforderlichen Zuluftzustand einzustellen. Gleichzeitig besteht in solchen Ländern der Wunsch, die elektrischen Leistungsspitzen zur Klimatisierung zu reduzieren, weil es oft in den schlecht ausgebauten Stromnetzen zu Unterbrechungen oder Störungen kommt. Am Beispiel China hat unter anderem diese Problematik dazu geführt, dass die Verwendung von Erdgas, z.B. in Absorptionskältemaschinen und in motorgekoppelten Kompressionskältemaschinen (*Engine Driven Chillers*) besonders gefördert wird.

Der Einsatz von Anlagen mit indirekter Verdunstungskühlung erfüllt zwar die Bedingungen nach möglichst geringem elektrischen Bedarf, allerdings entsteht ein nicht unerheblicher Frischwasserverbrauch. Dies ist in solchen Ländern wie China ebenfalls ein negativer Kosten- und Umweltfaktor.

Im Folgenden sollen daher verschiedene Anlagenschaltungen untersucht werden, die bei Verzicht auf Verdunstungskühlung zu einer Einsparung von mechanischer bzw. elektrisch erzeugter Kälteleistung führen.

In Abbildung 6.15 sind 4 Systeme aufgeführt. System 1 ist ein konventionelles System mit Entfeuchtung durch Taupunktunterschreitung und es dient als Referenzsystem. Abbildung 6.16 zeigt die dazu gehörigen Zustandsänderungen im h,x -Diagramm. Bei der zweiten Konfiguration handelt es sich um ein Hybridsystem mit Vorkühlung. Dabei wird die Luft bereits im Vorkühler vorgetrocknet, bevor in der zweiten Stufe mittels eines Sorptionsrotors die notwendige Zuluftfeuchte erreicht wird. Dabei wird die Entfeuchtung im Vorkühler so eingestellt, dass in der zweiten Stufe gerade die Entfeuchtungsleistung des Rotors ausreicht. Beim dritten System wird die Tatsache ausgenutzt, dass zwischen Abluft- und Zuluft eine große Feuchtedifferenz besteht. Wird dann ein Sorptionsrotor im Enthalpieaustausch-Modus betrieben, kann so der Frischluft Feuchtigkeit entzogen und auf die Abluft übertragen werden. Die erreichte absolute Feuchte kann, anders als bei der aktiven Trocknung, nicht unter der der Abluft liegen. Daher ist eine zweite Trocknungsstufe in einem Nachkühler mit Taupunktunterschreitung notwendig. In der vierten Schaltung wird diese zweite Trocknungsstufe mit einem weiteren Sorptionsrotor bewerkstelligt. Da die Abluft nicht zur Regeneration dienen kann, muss dafür Außenluft verwendet werden. Als weitere Alternative (System 4b) kann in dieser Schaltung auch ein zusätzlicher Rotationswärmetauscher eingebaut werden, um die Luft nach der Trocknung vorzukühlen.

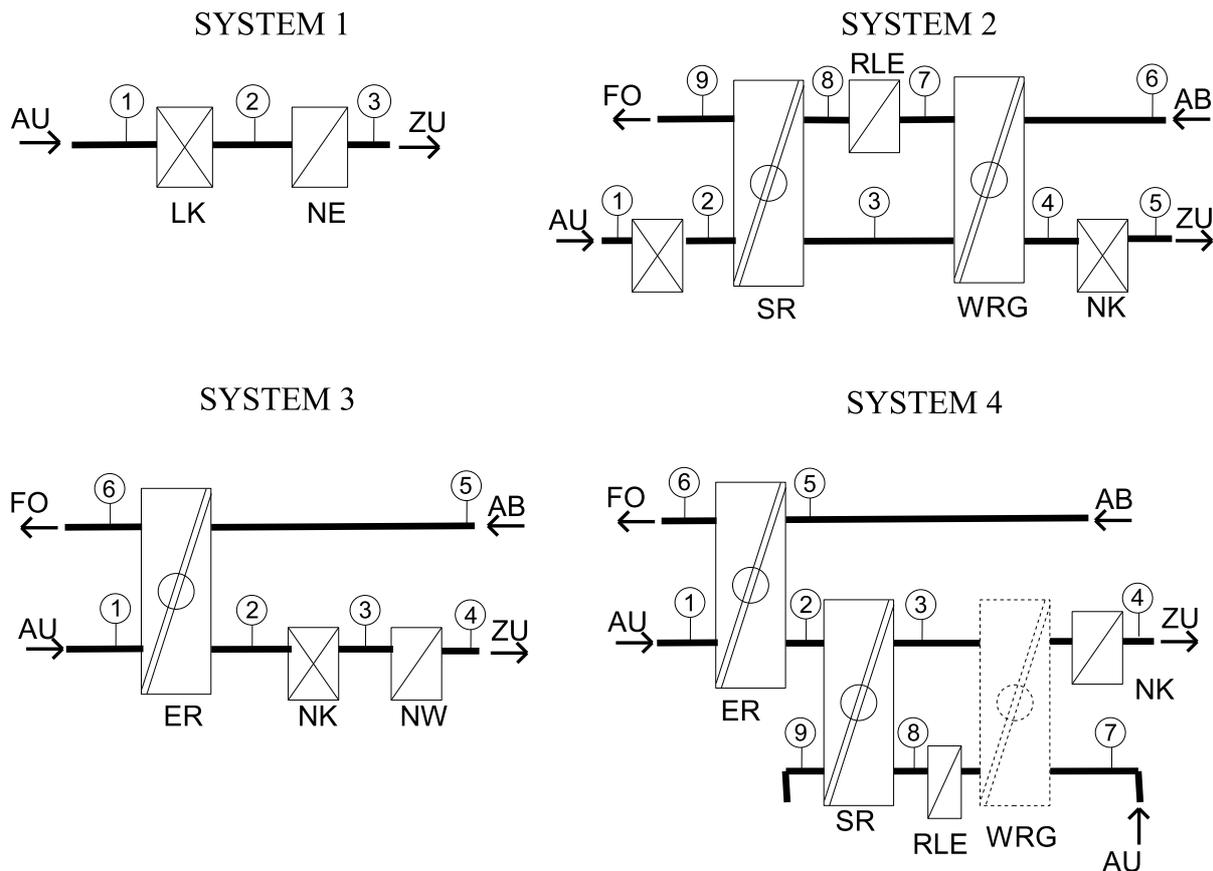


Abbildung 6.15: Verschiedene Systeme für den Einsatz in Gegenden mit hoher Luftfeuchte

Abbildung 6.17 zeigt die aufzubringenden spezifischen Kühl- und Heizleistungen und deren Veränderung relativ zum Referenzfall. Bereits mit System 2 kann eine Reduzierung der Kühlleistung auf 64% erreicht werden. Dabei vergrößert sich die zuzuführende Heizleistung aber erheblich. Im System 3 kann dank der Enthalpieübertragung die Kühlleistung weiter gesenkt werden, ohne die zur Klimatisierung notwendige Heizleistung zu erhöhen. In System 4 kann mit der zweiten sorptiven Trocknungsstufe die Kühlleistung nur wenig im Vergleich zu System 3 verringert werden, dafür steigt die Heizleistung stark an. Die niedrigste Kühlleistung ergibt sich, wenn in System 4 ein zusätzlicher Wärmetauscher eingebaut wird (System 4b). Dadurch wird auch eine zusätzliche Einsparung der Wärmeleistung zur Regeneration erreicht.

Damit erfüllt die Schaltungsvariante 4 bzw. 4b am besten die Forderung nach einer Reduzierung der elektrischen Leistung. Allerdings müssen auch andere Kriterien berücksichtigt werden. So ist zum Beispiel die Anlage wesentlich aufwendiger gestaltet als die anderen und es ist mit höheren Investitionskosten zu rechnen. System 3 bietet dagegen den Vorteil eines wesentlich einfacheren Aufbaus und damit die niedrigsten Investitionskosten. Anders als bei den Systemen 2 und 4 muss aber die Taupunkttemperatur unterschritten werden, um die Entfeuchtung zu realisieren, so dass eine Kältemaschine eingesetzt werden muss. Auf eine solche könnte bei den Systemen mit aktiver Trocknung verzichtet werden, weil auch Kältequellen höherer Temperatur eingesetzt werden können, z.B. Erdkälte, Abwasser, Fluss- oder Meerwasser.

Mit den hier vorgestellten Modellen kann die Leistungsfähigkeit der verschiedenen Schal-

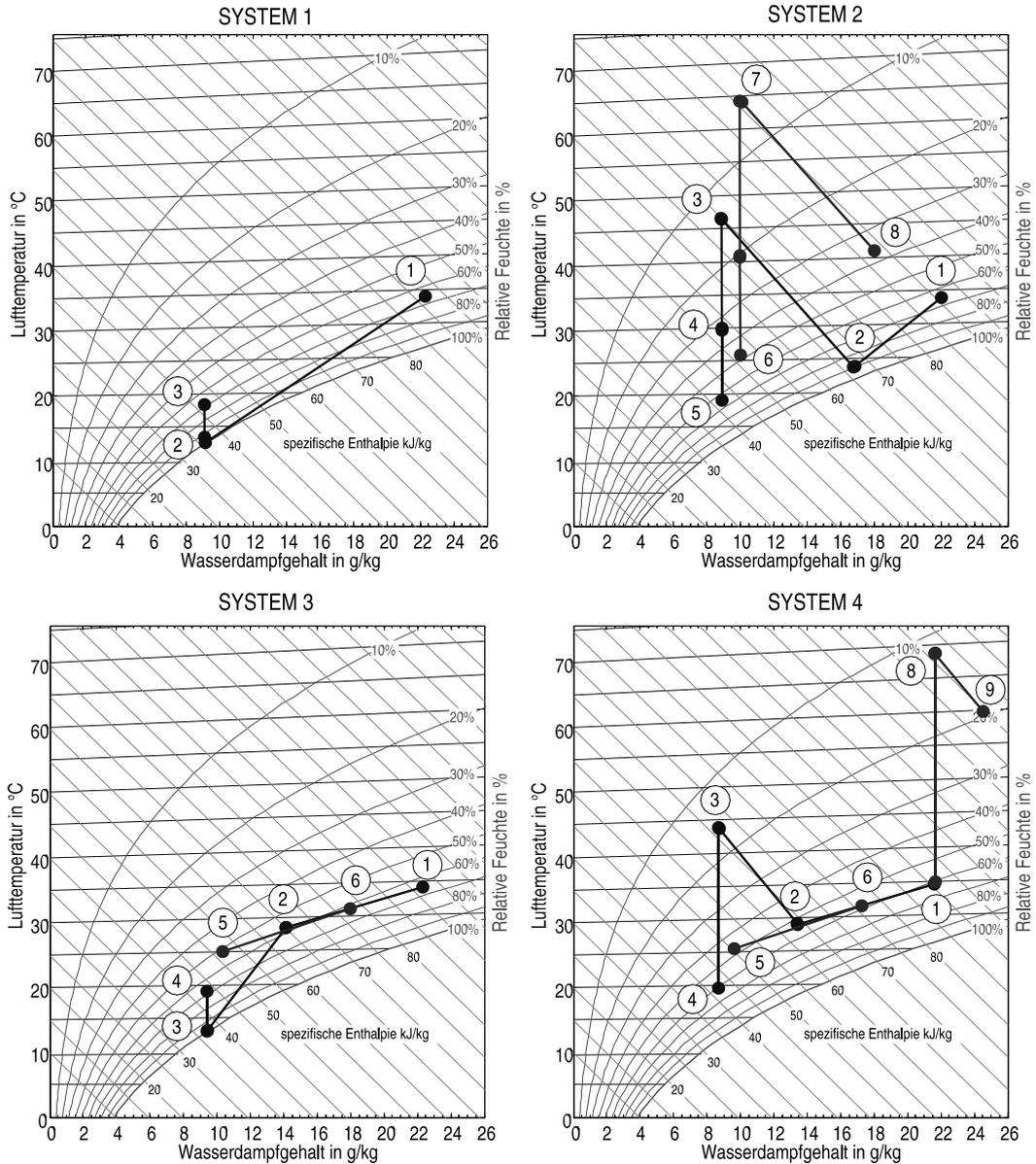


Abbildung 6.16: Klimaprozesse für extreme Außenluftzustände im h,x -Diagramm

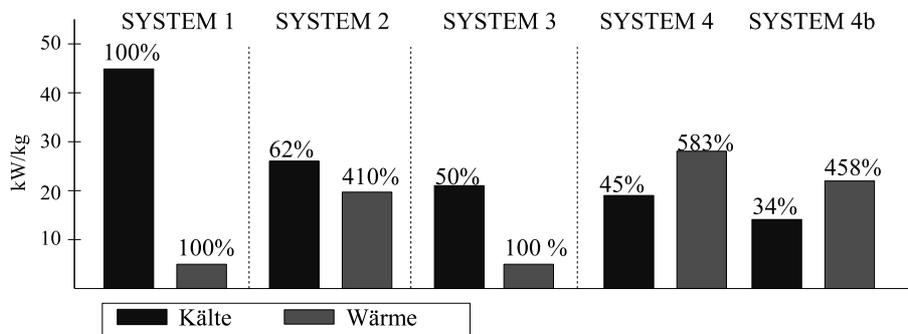


Abbildung 6.17: Vergleich des Heiz- und Kühlleistungsbedarfs der Klimaanlage für extreme Außenluftzustände

tungsvarianten unter veränderlichen Standortbedingungen untersucht werden. Sind Klimadaten des Aufstellungsort bekannt, kann eine zuverlässige Bestimmung des Wärme- und Kühlbedarfs erfolgen und somit die zu erwartenden Betriebskosten in Relation zu den Investitionskosten gesetzt werden, um so die optimale Schaltung zu identifizieren.

Kapitel 7

Kriterien für den Einsatz sorptionsgestützter Klimaanlage

Die Frage nach einem optimalen Klimatisierungssystem für einen bestimmten Anwendungsfall kann nicht immer eindeutig beantwortet werden, da dies von einer Vielzahl von Randbedingungen abhängt. Im Folgenden sind einige Kriterien dargelegt, die für die Beantwortung der Frage nach der optimalen Einsetzbarkeit einer sorptionsgestützten Klimaanlage herangezogen werden können. Die Kriterien beziehen sich auf das hier mit besonderem Augenmerk betrachtete Hybridsystem und sind in Tabelle 7.1 zusammengefasst.

Latente Lasten: Die sorptionsgestützte Klimaanlage ersetzt den Bedarf an Klimakälte für die Entfeuchtung durch Wärme. Dies setzt voraus, dass latente Lasten abzuführen sind. Dabei spielt es keine Rolle, ob die Feuchtelast im Raum entsteht oder durch die Entfeuchtung der Umgebungsluft bestimmt wird. Besteht die Klimatisierungsaufgabe nur in der Kühlung eines Raumes, kann die Sorptionstechnik keine Vorteile bezüglich des Energiebedarfs bieten.

Klima: Je feuchter und wärmer das Klima ist, umso mehr Entfeuchtungsstunden fallen an. In diesem Fall wird beim Betrieb der sorptionsgestützten Klimaanlage eine größere Energieeinsparung erreicht. Einschränkend wirkt sich jedoch die mögliche Entfeuchtungsleistung eines Sorptionsrotors aus. Diese ist z.B. bei LiCl-Rotoren ausreichend, um in mäßigen Umgebungen eine angemessene Entfeuchtung zu realisieren. Bei extrem feucht-warmen Klimabedingungen müssen andere Schaltungsvarianten verwendet werden. Das im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Hybridsystem eignet sich für mittlere Feuchtebelastungen der Außenluft, z.B. 12-16 g/kg.

Feuchtegehalt der Zuluft: Je trockener der Zuluftzustand gewünscht wird, umso größer ist die Entfeuchtungslast und umso mehr kann der Energiebedarf zur Klimatisierung von mechanisch erzeugter Kälte auf Wärme verlagert werden.

Abbildung 7.1 zeigt für eine Hybridanlage (1), wie sie in Abschnitt 6.1.1 untersucht wurde, welche Heiz- und Kühlbedarfe für eine Klimatisierungsperiode im Vergleich zu einem konventionellen System mit Taupunktunterschreitung (2) zu erwarten sind. Für sinkende Sollwerte der Zuluftfeuchte bleibt der Kühlbedarf des sorptionsgestützten Systems in etwa gleich, während dieser für die konventionelle Anlage ansteigt. Dieses Verhalten liegt

Tabelle 7.1: Kriterien für den Einsatz eines sorptionsgestütztes Systems

Sorptionsgestützte Anlage	← Kriterium →	konventionelle Anlage
Entfeuchtung notwendig	Latente Lasten	Nur Kühlung
gemäßigt (10-16 g/kg)	Klima / Wassergehalt der Außenluft	feucht warm / warm trocken
7-9 g/kg	Wassergehalt der Zuluft	< 7 g/kg
mittel (4-8 °C)	Temp. Differenz Raum-Zuluft	> 8 °C
hoher Außenluftanteil	Außenluft/Umluftanteil	reiner Umluftbetrieb
hoch / niedriger Preis	Wärmeverfügbarkeit	keine / hoher Preis
wenig	Kälteverfügbarkeit	hoch
wenig / hoher Preis	Stromverfügbarkeit	hoch / niedriger Preis
vorhanden	Natürliche Kältequellen	-
vorhanden	Flächenkühlssysteme	-
mittlere Anforderung	Luftreinheit	hohe Anforderung
vorteilhaft	Enthalpierückgewinn	-

daran, dass beim Hybridsystem der Kühlbedarf wenig von der Entfeuchtung abhängt. Beim konventionellen Prozess muss dagegen immer mehr gekühlt werden, um einen niedrigeren Taupunkt einzustellen und so die Luft stärker zu entfeuchten. Bei $x_{ZU} = 9$ g/kg beträgt der Kühlbedarf der Hybridanlage ca. 40% von dem der konventionellen Anlage. Bei $x_{ZU} = 7$ g/kg sind nur noch 25% des Kühlbedarfs notwendig.

Der Heizbedarf der Hybridanlage steigt für einen sinkenden Sollwert der Feuchte entsprechend stärker an als der Kühlbedarf, weil eine größere Entfeuchtungsleistung notwendig ist, die mittels größerer Wärmezufuhr erreicht wird. Dadurch ergibt sich primärenergetisch kein zusätzlicher Vorteil für die Hybridanlage – im Gegenteil, die Einsparung wird etwas geringer, wie das rechte Diagramm in Abbildung 7.1 zeigt. Das Ergebnis des Primärenergievergleichs hängt allerdings stark davon ab, wie Strom und Wärme zur Verfügung gestellt werden. In diesem Fall wurde die Berechnung entsprechend der Annahmen in Abschnitt 5.4.1 durchgeführt.

Temperaturdifferenz Raum-Zuluft: In einer konventionellen Anlage wird die feuchte Außenluft, unabhängig von der Außentemperatur, auf die für die notwendige Zuluftfeuchte notwendige Taupunkttemperatur gekühlt und dann nachgewärmt. Je größer die Differenz zwischen Zu- und Raumluft ist, desto weniger muss nachgewärmt werden, wie Abbildung 7.2 zeigt. Bei einer Hybridanlage hingegen muss bei einer höheren Temperaturdifferenz ($\vartheta_{AB} - \vartheta_{ZU}$) immer mehr gekühlt werden, während der Wärmebedarf zur Regeneration in etwa gleich bleibt. Der primärenergetische Vorteil der Hybridanlage sinkt daher mit größerer Temperaturdifferenz.

Wird die Anlage für eine Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Raumluft von 4...8°C ausgelegt, ist die Wahl eines sorptionsgestützten Systems sinnvoll. Wird ein besonderes

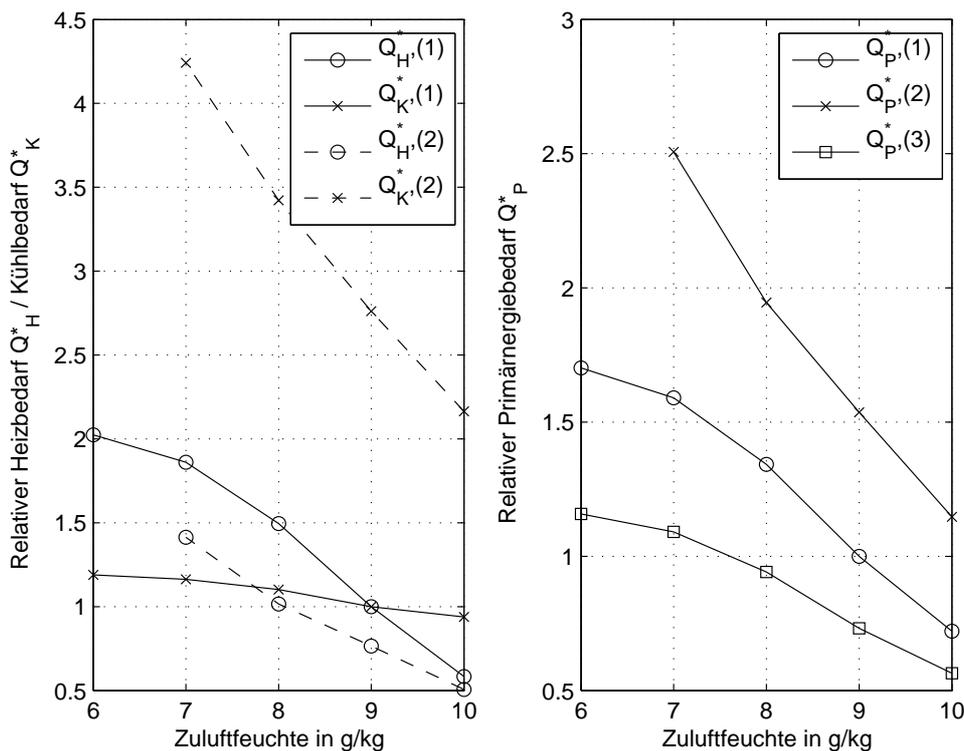


Abbildung 7.1: Heiz- und Kühlenergiebedarf, (1) Hybridsystem, (2) Konventionelles System, (3) Hybridsystem mit BHKW

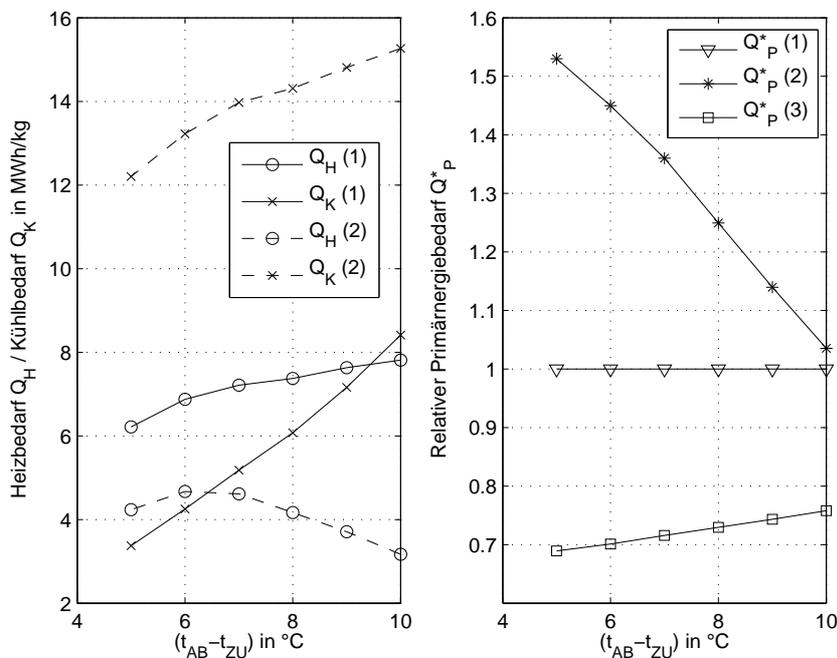


Abbildung 7.2: Heiz- und Kühlenergiebedarf, (1) Hybridsystem, (2) Konventionelles System, (3) Hybridsystem mit BHKW

Luftzuführungssystem mit hoher Injektionswirkung eingesetzt, bei dem weit höhere Temperaturdifferenzen (z.B. 10 . . . 12°C) möglich sind, fällt die Einsparung an Kühlleistung und Primärenergie bei einem Hybridsystem geringer aus.

Außenluft / Umluftanteil: Die Umluft (Raumluft) ist dem Zuluftzustand viel näher als die Außenluft. Bei reinen Umluftanlagen ist, abhängig von den Feuchtelasten, nur eine geringe Entfeuchtung notwendig. Ist ein hoher Außenluftanteil zu behandeln, so ist der Entfeuchtungsbedarf größer und der Nutzen der Sorptionstechnik höher. Macht die Behandlung der Außenluft nur einen kleinen Teil der notwendigen Kühlleistung der Anlage aus, kann im Verhältnis zu einem konventionellen System weniger eingespart werden.

Wärmeverfügbarkeit: Kann für die Klimatisierung Wärme eingesetzt werden, die ohnehin anfällt (z.B. aus Sonnenkollektoren) oder kostengünstig produziert wird, so können die Investitions- und Betriebskosten erheblich gesenkt werden.

In den Abbildungen 7.1 und 7.2 ist der Primärenergiebedarf für eine Hybridanlage mit BHKW (3) dargestellt. Es zeigt sich, dass bei der Verwendung von Kraft-Wärmekopplung zwischen 20 . . . 30% Primärenergie gegenüber einem System ohne KWK eingespart werden kann.

Kälteverfügbarkeit: Eine sorptionsgestützte Klimaanlage benötigt weniger Kälteleistung als eine konventionelle Anlage. Ist das Angebot an Kälte beschränkt, z.B. weil eine konventionelle Anlage erweitert wird und die gleiche Kältemaschine weiterhin eingesetzt werden soll, ist der Einsatz der Sorptionstechnik anzuraten.

Stromverfügbarkeit: Klimakälte wird in der Regel mit elektrisch betriebenen Kaltdampfkompressionskältemaschinen erzeugt. Soll der Strombedarf gesenkt werden, z.B. weil eine Spitzenlast wegen des sonst vom Energieversorgungsunternehmens erhobenen Leistungspreises nicht überschritten werden darf, ist die niedrigere Kälteleistung der Sorptionstechnik ein wichtiger Faktor.

Die weite Verbreitung und die Verwendung von Klimaanlagen in Sommer hat in der Vergangenheit in einigen Gegenden in Europa zu hoher Belastung der Stromversorgung geführt. Die Minderung der Leistungsspitzen und des Bedarfs sowie die Verlagerung auf Wärme ist ein positives Kriterium für den Einsatz eines Hybridsystems.

Niedrige Strompreise wirken sich negativ auf die Wirtschaftlichkeit eines Hybridsystems gegenüber eines elektrischen konventionellen Systems aus.

Natürliche Kältequellen: Natürliche Kältequellen wie Erdkältesonden stellen in der Regel Kühltemperaturen zur Verfügung, die zu hoch sind, um in einer konventionellen Anlage die Außenluft zu entfeuchten. Da bei der Sorptionstechnik die Luft vorgetrocknet ist, können sie zur reinen Abkühlung eingesetzt werden, solange die Temperatur der Quelle niedriger ist als die gewünschte Zulufttemperatur. Als natürliche Kältequellen in Kombination mit sorptionsgestützten Klimaanlagen kommen neben dem Erdreich auch Abwasser, Fluss- oder Meerwasser in Frage.

Flächenkühlsysteme: Beim Einsatz von Flächenkühlssystemen erfüllt die Lüftungsanlage in der Regel nur die Anforderung an die Lufterneuerung, d.h. der Außenluftanteil beträgt 100%. Zudem muss in dem Fall mit einem niedrigeren Sollwert für die absolute Feuchte der Zuluft gerechnet werden. Dadurch ist die Kombination mit einem Hybridsystem vorteilhaft.

Luftreinheit und Hygiene: Ist eine hohe Luftreinheit gefordert, ist nur bedingt der Einsatz einer sorptionsgestützten Anlage möglich, da die Trennung der Abluft- und Zuluft nicht gewährleistet werden kann, wie in Abschnitt 5.2.3 gezeigt wurde. Abhilfe kann in diesem Falle geschaffen werden, wenn die Anordnung der Ventilatoren und die Druckverhältnisse so eingestellt werden, dass nur ein Überströmen der Prozess- auf die Abluftseite erfolgen kann. Bei normalen Anforderungen an die Klimaanlage, z.B. in Bürogebäuden, kann ein Umluftanteil zugelassen werden.

Bei der Hybridanlage wird die durch die Außenluft eingetragene Feuchtigkeit durch den Sorptionsrotor direkt auf die Abluft übertragen. Durch den Verzicht auf Verdunstungskühlung bleiben die folgenden Kanäle und Komponenten trocken und die Gefahr von Schimmelpilzbildung wird erheblich reduziert.

Enthalpierückgewinn: Wird in der Klimaanlage auch im Winter befeuchtet, so kann der Einsatz des Sorptionsrotors als Enthalpierückgewinner die Leistung der Befeuchtungseinrichtung erheblich reduzieren.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde in einem Bürogebäude in Hamburg eine Feldanlage mit einem sorptionsgestützten, mit Gas betriebenen Klimatisierungssystem aufgebaut. In der Klimaanlage wird die Außenluft sorptiv entfeuchtet und anschließend mittels Erdreichkälte abgekühlt. Der Großteil der Kühllast im Sommer wird über die Fußbodenheizung abgeführt, die in diesem Zeitraum mit Kühlwasser betrieben wird. Diese Kühlleistung wird ebenfalls über Erdkältesonden regenerativ gewonnen. Mit diesem Konzept wurde eine rein mit Gas betriebene, umweltfreundliche Klimatisierung ohne Kältemaschine realisiert, die einen deutlich niedrigeren Primärenergiebedarf aufweist als ein konventionelles Klimatisierungssystem und die gleichzeitig wirtschaftliche Vorteile bietet.

Der Betrieb der sorptionsgestützten Klimaanlage führt zu einer Reduzierung des Kühlbedarfs und kommt mit höheren Kühlmediumtemperaturen aus, so dass die Kombination mit Erdreichkälte besonders vorteilhaft ist. Da Wärme zur Regeneration benötigt wird, hat sich auch die Kombination mit einem Mini-BHKW als sinnvoll herausgestellt, da dadurch die Laufzeit des BHKW erhöht wird.

Untersuchungen an der Fußbodenkühlung haben gezeigt, dass es hier keineswegs zu Unbehaglichkeit durch die Wärmeabfuhr über den Fußboden kommt und der maximale zulässige Temperaturunterschied zwischen Kopf- und Fußhöhe eingehalten wird. Durch die Kombination mit der sorptiven Trocknung der Luft ist eine Taupunktunterschreitung ausgeschlossen. Mit der Kombination Fußbodenkühlung/Erdkältesonden konnte jedoch weniger Wärme als ursprünglich geplant abgeführt werden, da die Vorlauftemperatur aus den Erdkältesonden ca. 3 Grad höher als angenommen war. Bei hohen Außenlufttemperaturen musste eine Überschreitung der Behaglichkeitsgrenze (26 . . . 27°C) in einigen stark belasteten Räumen akzeptiert werden. Diese Tatsache muss bei zukünftigen Planungen berücksichtigt werden, unter Umständen erfordert dies eine andere Aufteilung der Kühllast auf Lüftung und Fußbodenkühlung.

Für den Wirtschaftlichkeitsvergleich wurden mehrere Systeme definiert und unter gleichen Randbedingungen untersucht. Durch den Einsatz der Erdreichkälte fällt der elektrische Bedarf zur Kältebereitstellung vollständig weg und es ist nur Wärme für die Regeneration des Rotors notwendig. Der Mehraufwand bezogen auf den Jahresprimärenergiebedarf des Gebäudes für die Klimatisierung im Sommer beträgt weniger als 4%. Im Jahr verursacht ein vergleichbares konventionelles Klimatisierungssystem mit BHKW einen etwa 22% höheren Jahresprimärenergieverbrauch.

Die Verwendung der Fußbodenheizung zur Kühlung und die Reduzierung der installierten Kühlleistung durch den Einsatz der Sorptionstechnik erfordern viel kleinere Geräte und wirken

sich sehr positiv auf die Investitionskosten aus, so dass die Anlage insgesamt in der Anschaffung mit einer konventionellen Klimaanlage vergleichbar ist. Die Gas- und Stromkosten der Anlage sind jedoch minimal, hier fallen nur die Gaskosten für den Betrieb des Mini-BHKW an, wobei der erzeugte elektrische Strom für den Eigenbedarf des Gebäudes zur Verfügung steht, Strom aus dem Netz verdrängt und somit zur Kosteneinsparung beiträgt. Gegenüber dem Referenzfall einer elektrisch betriebenen Nur-Luft-Klimaanlage ist die ausgeführte Anlage wegen der vergleichbaren Investition und der erheblich niedrigeren Betriebskosten auf Anhieb wirtschaftlich. Selbst im Fall einer sorptionsgestützten Klimaanlage mit einer elektrisch betriebenen Kältemaschine (ohne Erdkälte) kann mit erheblichen Kosteneinsparungen gerechnet werden, da die Stromkosten zu Gunsten des Gasbedarfs auf die Hälfte reduziert werden könnten. Vergleicht man allerdings die Erdkältesonden direkt mit einer elektrisch betriebenen Kaldampf-Kompressionskältemaschine, so ergeben sich Amortisationszeiten von ca. 12-13 Jahre für die Erdreichkälte. Dabei muss aber berücksichtigt werden, dass die Lebensdauer der Sonden (ca. 100 Jahre) erheblich länger ist als die einer Kältemaschine. Sowohl die Schaltung einer sorptionsgestützten Klimaanlage mit einer elektrisch betriebenen, aber wesentlich kleineren Kompressionskältemaschine als bei einem konventionellen System, als auch der Betrieb mit Erdkältesonden eröffnet neue Anwendungsmöglichkeiten von Blockheizkraftwerken im Gebäudebereich.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Sorptionsvorgang sowie der Wärme- und Stoffübergang im Sorptionsrotor mathematisch beschrieben und entsprechende Modelle erstellt. Als Modellierungssprache wurde der offene Sprachstandard *Modelica* verwendet. Die Modelle weisen einen hohen Grad an Wiederverwendbarkeit und Flexibilität auf und wurden anhand anderer Forschungsergebnisse, Messdaten und Herstellerangaben verifiziert.

Basierend auf den Modellen wurde eine Bibliothek zur Simulation von sorptionsgestützten Anlagen erstellt und anschließend theoretische Untersuchungen durchgeführt. Mit Hilfe der dynamischen Simulation wurde an einem Beispiel gezeigt, dass die Auslastung bzw. die Betriebszeit von Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen, z.B. eines Mini-BHKW, um 65% gesteigert werden kann. Beim Einsatz einer Brennstoffzelle wurde festgestellt, dass bei entsprechender Berücksichtigung der Regelung die Ein- und Ausschaltvorgänge in Sommer reduziert werden können. Mit der Modellbibliothek wurden auch weitere Schaltungsvarianten mit indirekter Verdunstungskühlung simuliert und die Einsparung an Heiz- und Kühlenergiebedarf berechnet. Dabei wurde festgestellt, dass Anlagen mit einem indirekten Verdunstungskühler zu einer erheblichen Einsparung an Klimakälte führen. Wegen des gestiegenen Heizbedarfs zur Regeneration ist jedoch ein höherer Primärenergiebedarf zu erwarten. Schließlich wurden weitere Schaltungsvarianten sorptionsgestützter Anlagen für Gegenden mit feucht-warmen Klima dargestellt und anhand der Simulation bewertet. Mit Hilfe von Sorptionsrotoren, die als Enthalpieübertrager arbeiten, lässt sich die notwendige Kühlleistung auf etwa die Hälfte reduzieren.

Um die Entscheidung zu erleichtern, ob ein Hybridsystem unter bestimmten Bedingungen zum Einsatz kommen kann, wurden einfache Kriterien aufgestellt, die sich auf die gewonnenen Erfahrungen stützen. Welche Einsparungen schließlich durch die Verwendung der Sorptionstechnik möglich sind, kann nur unter Einbeziehung aller Randbedingungen bestimmt werden. Dazu stellt die entwickelte Modellbibliothek zur Simulation von sorptionsgestützten Klimaanlagen ein wertvolles Werkzeug dar, wie anhand der Simulationsbeispiele deutlich gemacht wurde.

Nicht nur in Bürogebäuden, sondern auch in modernen Ein- und Zweifamilienhäusern entsteht ein Klimatisierungsbedarf aufgrund von Temperaturspitzen im Sommer, weil aufgrund der

guten Wärmedämmung und Isolierung die Wärme nicht effektiv abtransportiert werden kann. Niedrigenergiehäuser verfügen oft über eine kontrollierte Lüftung mit Wärmerückgewinnung, eine Klimatisierung ist damit in der Regel jedoch nicht vorgesehen. Das im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Konzept zur Klimatisierung eines Bürogebäudes könnte auf kleinere Wohneinheiten übertragen werden. Durch die Kombination mit einer Solaranlage zur Regeneration des Sorptionsrotors, einer Fußbodenkühlung und Erdreichkälte könnte ein Haus konditioniert werden, ohne den Primärenergiebedarf erheblich zu erhöhen. Ziel weiterer Arbeiten sollte sein, ein integriertes System bzw. ein geeignetes sorptionsgestütztes Lüftungsgerät zu entwickeln. Hilfreich wäre die Verknüpfung der erstellten Modellbibliothek mit anderen Bibliotheken zur dynamischen Simulation des Gebäudeverhaltens, um so zusammen mit der Wärmeerzeugung und Kältebereitstellung eine ganzheitliche Systembetrachtung von Anlagentechnik und Gebäude zu ermöglichen.

Normen, Richtlinien und Vorschriften

- [ASH55] ASHRAE: Standard 55-P-2003
Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.
- [ASH62] ASHRAE Standard 62-1999
Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality
- [CR1752] CR1752
Lüftung von Gebäuden – Behaglichkeitskriterien für Innenräume
Ausgabe: 1996
- [EnEV02] EnEV 2002
Energieeinsparverordnung 2002: Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden.
November 2001.
- [DIN1946-2] DIN 1946 Teil 2
Raumlufttechnik; Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI-Lüftungsregeln)
Ausgabe: 2004-01
- [DIN4701-10] DIN V 4701 Teil 10 (Vornorm)
Energetische Bewertung heiz- und raumlufttechnischer Anlagen
Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung
Ausgabe: 2001-02
- [ISO7726] DIN EN ISO 7726
Umgebungsclima – Instrumente und Verfahren zur Messung physikalischer Größen
Ausgabe: 1993
- [ISO7730] DIN EN ISO 7730 (Norm-Entwurf)
Ergonomie des Umgebungsclimas - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und der lokalen thermischen Behaglichkeit.
Ausgabe: 2003-10.
- [VDI2067] VDI 2067
VDI Richtlinie: Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen
Ausgabe: Juni 1998

- [VDI2078] VDI 2078
VDI Richtlinie: Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume
Ausgabe: Juli 1996
- [VDI4640] VDI 4640
VDI Richtlinie: Thermische Nutzung des Untergrundes
Ausgabe: Februar 1998
- [VDI6022] VDI 6022
VDI Richtlinie: Hygienische Anforderungen an Raumluftechnische Anlagen
Büro- und Versammlungsräume
Ausgabe: Juni 1998

Literaturverzeichnis

- [AHMED et al. 2005] AHMED, M.H., N. KATTAB, and M. FOUAD (2005). *Evaluation and optimization of solar desiccant wheel performance*. Renewable Energy, 30:305–325.
- [ANDERSSON and LINDHOLM 2001] ANDERSSON, J.V. and T. LINDHOLM (2001). *Desiccant cooling for swedish office buildings*. ASHRAE Transactions: Symposia, 107:490–500.
- [BANKS 1985a] BANKS, P.J. (1985a). *Prediction of heat and mass regenerator performance using nonlinear analogy method: Part 1 – basis*. Journal of Heat Transfer, 107:222–229.
- [BANKS 1985b] BANKS, P.J. (1985b). *Prediction of heat and mass regenerator performance using nonlinear analogy method: Part 2 – comparison of methods*. Journal of Heat Transfer, 107:230–238.
- [BARLOW 1982] BARLOW, R.S. (1982). *An analysis of the adsorption process and of desiccant cooling systems – a pseudo-steady-state model for coupled heat and mass transfer*. Technical report
- [BELDING and DELMAS 1997] BELDING, W.A. and M. DELMAS (1997). *Novel desiccant cooling system using indirect evaporative cooler*. ASHRAE Transactions: Symposia, 103(1):841–847.
- [BERGLUND 1998] BERGLUND, LARRY G. (1998). *Comfort and humidity*. ASHRAE Journal, 40(8):35–41.
- [BRANDEMUEHL and KHATTAR 1997] BRANDEMUEHL, MICHAEL J. and M. KHATTAR (1997). *Demonstration and testing of an all-electric desiccant dehumidifying system at a new jersey supermarket*. ASHRAE Transactions: Symposia, 103(1):848–859.
- [BURNS et al. 1985] BURNS, P.R., J. MITCHELL, and W. BECKMAN (1985). *Hybrid desiccant cooling systems in supermarket applications*. ASHRAE Transactions, Part-1B, 91:457–468.
- [CAMPO et al. 1997] CAMPO, A., J. MORALES, and A. LARRETEGUY (1997). *Pressure drop and heat transfer associated with flows moving laminarly in straight ducts of irregular, singly connected cross-sections*. Heat and Mass Transfer, 32:193–197.
- [CASAS et al. 2001] CASAS, W., R. MÖCKEL und G. SCHMITZ (2001). *Mit Gas betriebenes Klimatisierungssystem*. GWF Gas Erdgas, 142(3):206–209.
- [CEJUDO et al. 2002] CEJUDO, J.M., R. MORENO, and A. CARRILLO (2002). *Physical and neural network models of a silica-gel desiccant wheel*. Energy and Buildings, 34:837–844.

- [COHEN et al. 1987] COHEN, B., R. ARORA, T. CHAPP, T. MANLEY, P. SARKISIAN, R. SLOSBERG, and J. SWANSON (1987). *Advanced desiccant cooling system development: design features and applications*. Technical report, GRI-87/0043.1.
- [COLLIER 1989] COLLIER, R.K. (1989). *Desiccant properties and their effect on cooling system performance*. ASHRAE Transactions, 95:823–827.
- [COLLIER 1997] COLLIER, R.K. (1997). *Desiccant dehumidification and cooling systems assessment and analysis*. Technical report, Pacific Northwest National Laboratory, Washington.
- [COLLIER et al. 1982] COLLIER, R.K., R. BARLOW, and F. ARNOLD (1982). *An overview of open-cycle desiccant-cooling systems and materials*. Journal of solar Energy Engineering, 104:28–34.
- [DAI et al. 2001] DAI, Y.J., R. WANG, and H. ZHANG (2001). *Parameter analysis to improve rotary desiccant dehumidification using a mathematical model*. International Journal of Thermal Sciences, 40(4):400–408.
- [DHAR and SINGH 2001] DHAR, P.L. and S. SINGH (2001). *Studies on solid desiccant based hybrid air-conditioning systems*. Applied Thermal Engineering, 21:119–134.
- [DKV 2002] DKV (2002). *Energiebedarf für die technische Erzeugung von Kälte, Statusbericht Nr. 22*. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein.
- [DWD 2004] DWD (2004). *Testreferenzjahre von Deutschland für mittlere und extreme Witterungsverhältnisse (TRY)*. Selbstverlag des Deutschen Wetterdienstes.
- [EECCAC 2002] EECCAC (2002). *EECCAC Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners*. Study for the D.G. Transportation-Energy (DGTREN) of the Commission of the E.U.
- [FANGER 2000] FANGER, P. OLE (2000). *Menschliche Anforderungen an zukünftig zu klimatisierende Umgebungen*. KI Luft- und Kältetechnik, 36(3):114–119.
- [FANGER 2001] FANGER, P.O. (2001). *Human requirements in future air-conditioned environments*. International Journal of Refrigeration, 24:148–153.
- [FRANZKE 1989] FRANZKE, U. (1989). *Ein Beitrag zum Wärme und Stoffaustausch in rotierenden Speichermaterialien*. Doktorarbeit, Technische Universität Karl-Marx-Stadt.
- [FRITZON 2004] FRITZON, P. (2004). *Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1*. John Wiley & Sons.
- [FUJII and LIOR 1996] FUJII, Y. and N. LIOR (1996). *Conjugate heat and mass transfer in a desiccant-airflow system: A numerical solution method*. Numerical Heat Transfer, Part A, 29:689–706.
- [GAZINSKI und SZCZECOWIAK 1984] GAZINSKI, B. und E. SZCZECOWIAK (1984). *Die thermodynamischen Grundlagen der Luftentfeuchtung mit Hilfe der wässrigen Lithiumbromid- und Lithiumchlorid Lösungen*. KI Klima- Kälte - Heizung, 12(1):509–515.

- [GLÜCK 1991] GLÜCK, BERND (1991). *Zustands- und Stoffwerte (Wasser, Dampf, Luft), Verbrennungsrechnung*. Berlin, Verlag für Bauwesen, 2 Aufl.
- [GLÜCK 1997] GLÜCK, BERND (1997). *Wärmetechnisches Raummodell: gekoppelte Berechnungen und wärmephysiologische Untersuchungen*. C.F. Müller Verlag, Heidelberg.
- [GUTERMUTH 1980] GUTERMUTH, W. (1980). *Untersuchung der gekoppelten Wärme- und Stoffübertragung in Sorptionsregeneratoren*. Doktorarbeit, TH Darmstadt.
- [HINDENBURG und HENNING 2002] HINDENBURG, CARSTEN und H.-M. HENNING (2002). *Systemlösungen und Regelungskonzepte von solarunterstützten Klimatisierungssystemen – Teil 2: Sorptionsgestützte Klimatisierung*. HLH, 53(6):83–90.
- [HOLMBERG 1979] HOLMBERG, R.B. (1979). *Combined heat and mass transfer in regenerators with hygroscopic materials*. Journal of Heat Transfer, 101:205–210.
- [INCROPERA and DEWITT 1996] INCROPERA, FRANK P. and D. P. DEWITT (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, 4 ed.
- [JIN et al. 1998] JIN, W., A. KODAMA, M. GOTO, and T. HIROSE (1998). *An adsorptive desiccant cooling using honeycomb rotor dehumidifier*. Journal of Chemical Engineering of Japan, 31(5):706–713.
- [JOHNSON and MOLSTAD 1951] JOHNSON, E.F. and M. MOLSTAD (1951). *Thermodynamic properties of aqueous lithium chloride solutions*. Journal of Physical Chemistry, American Chemical Society, 55(2):257–281.
- [JURINAK et al. 1984] JURINAK, J.J., J. MITCHELL, and W. BECKMANN (1984). *Open-cycle desiccant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications*. Journal of Solar Energy Engineering, 106(8):252–260.
- [KANG and MACLAINE-CROSS 1989] KANG, T.S. and I. MACLAINE-CROSS (1989). *High performance, solid desiccant, open cooling cycles*. Journal of solar energy engineering, 111:176–183.
- [KAST 1988] KAST, WERNER (1988). *Adsorption aus der Gasphase*. VCH Verlagsgesellschaft.
- [KRISHNA and MURTHY 1989] KRISHNA, S. MURALI and S. S. MURTHY (1989). *Experiments on a silica gel rotary dehumidifier*. Heat Recovery Systems & CHP, 9(5):467–473.
- [MACLAINE-CROSS and AIRAH 1987] MACLAINE-CROSS, I.L. and M. AIRAH (1987). *Hybrid desiccant cooling in australia*. Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating, 41(5):16–25.
- [MACLAINE-CROSS and BANKS 1972] MACLAINE-CROSS, I.L. and P. BANKS (1972). *Coupled heat and mass transfer in regenerators – prediction using an analogy with heat transfer*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 15:1225–1242.
- [MARCINIAK et al. 1991] MARCINIAK, T.J., R. KOOPMAN, and D. KOSAR (1991). *Gas-fired desiccant dehumidification system in a quick-service restaurant*. ASHRAE Transactions: Symposia, pp. 657–666.

- [MATHIPRAKASAM and LAVAN 1980] MATHIPRAKASAM, B. and Z. LAVAN (1980). *Performance predictions for adiabatic desiccant dehumidifiers using linear solutions*. Journal Solar Energy Engineering, 102:73–79.
- [MAZZEI et al. 2002] MAZZEI, P., F. MINICHELLO, and D. PALMA (2002). *Desiccant HVAC systems for commercial buildings*. Applied Thermal Engineering, 22:545–560.
- [MECKLER 1991] MECKLER, G. (1991). *Comparative energy analysis of gas-energized desiccant cold-air unit*. ASHRAE Transactions: Symposia, pp. 637–641.
- [MÖCKEL 2003] MÖCKEL, ROBERT (2003). *Numerische und Experimentelle Untersuchung an einer sorptionsgestützten Klimaanlage*. Doktorarbeit, Technische Universität Hamburg-Harburg.
- [Modelica 2004] MODELICA (2004). *Modelica - A Unified Object-Oriented Language for Physical Systems Modeling, Language Specification Version 2.1*. Modelica Association, Linköping, Sweden. URL: <http://www.modelica.org>.
- [NELSON et al. 1978] NELSON, J.S., W. BECKMAN, J. MITCHELL, and D. CLOSE (1978). *Simulations of the performance of open cycle desiccant systems using solar energy*. Solar Energy, 21:273–278.
- [NIU and ZHANG 2002] NIU, J.L. and L. ZHANG (2002). *Heat transfer and friction coefficients in corrugated ducts confined by sinusoidal arc curves*. Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 45:571–578.
- [OLESEN 1996] OLESEN, BJARNE W. (1996). *Auslegung, Leistung und Regelung der Fußbodenkühlung*. In: 18. Velta-Kongress, Alberg.
- [OLESEN 1997] OLESEN, BJARNE W. (1997). *Flächenheizung und Kühlung, Einsatzbereiche für Fußboden-, Wand- und Deckensysteme*. In: 19. Velta-Kongress, St. Christoph/Tirol.
- [OLESEN 2000] OLESEN, BJARNE W. (2000). *Guidelines for comfort*. ASHRAE Journal, 42:41–47.
- [OLESEN and PARSONS 2002] OLESEN, B.W. and K. PARSONS (2002). *Introduction to thermal comfort standards and to the proposed new version of EN ISO 7730*. Energy and Buildings, 34(6):537–548.
- [OTTER 1999] OTTER, MARTIN (1999). *Objektorientierte Modellierung Physikalischer Systeme, Teil 1 bis 4*. Automatisierungstechnik, 47(1-4).
- [PFAFFEROTT 2004] PFAFFEROTT, TORGE (2004). *Numerische Simulation von integrierten CO₂-Bordkühlssystemen*. Doktorarbeit, TU Hamburg-Harburg. (Eingereicht).
- [PFAFFEROTT and SCHMITZ 2004] PFAFFEROTT, TORGE and G. SCHMITZ (2004). *Modelling and transient simulation of CO₂-refrigeration systems with modelica*. International Journal of Refrigeration.
- [PLA-BARBY and VLIET 1979] PLA-BARBY, F.E. and G. VLIET (1979). *Rotary bed solid desiccant drying: An analytical and experimental investigation*. In Jount ASME/AICHE 18th National Heat Transfer Conference, San Diego, CA, pp. 7–8.

- [RAU et al. 1991] RAU, J.J., S. KLEIN, and J. MITCHELL (1991). *Characteristics of lithium chloride in rotary heat and mass exchangers*. Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 34(11):2703–2713.
- [RECKNAGEL 2003] RECKNAGEL, SPRENGER, SCHRAMEK (2003). *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 03/04*. Oldenbourg Industrieverlag München.
- [RIETSCHEL 1994] RIETSCHEL (1994). *Raumklimatechnik: I. Grundlagen*. Springer Verlag.
- [RÖBEN und HUPE 1982] RÖBEN, K.W. und J. HUPE (1982). *Zur kontinuierlichen Gasentfeuchtung durch Absorption und Chemisorption*. Chemie-Technik, 11(7):866–873.
- [RUTHVEN 1984] RUTHVEN, DOUGLAS M. (1984). *Principles of adsorption and adsorption processes*. New York: John Wiley & Sons.
- [SAN 1993] SAN, J.Y. (1993). *Heat and mass transfer in two-dimensional cross-flow regenerator with a solid conduction effect*. Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 36(3):633–643.
- [SATTLER 1988] SATTLER, KLAUS (1988). *Thermische Trennverfahren*. VCH Verlagsgesellschaft.
- [SCHULTZ and MITCHELL 1989] SCHULTZ, K.J. and J. MITCHELL (1989). *Comparison of the DESSIM model with a finite difference solution for rotary desiccant dehumidifiers*. Journal of Solar Energy Engineering, 111(11):286–291.
- [SHAH and LONDON 1978] SHAH, R.K. and A. LONDON (1978). *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*. Academic Press, New York.
- [SHELPUK 1993] SHELPUK, B. (1993). *The technical challenges for solid desiccant cooling*. Heat Recovery Systems & CHP, 13(4):321–328.
- [SHERONY and SOLBRIG 1969] SHERONY, D.F. and C. SOLBRIG (1969). *Analytical investigation of heat or mass transfer and friction factors in a corrugated duct heat or mass exchanger*. Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 13:145–159.
- [SIMONSON and BESANT 1997] SIMONSON, C.J. and R. W. BESANT (1997). *Heat and moisture transfer in desiccant coated rotary energy exchangers: Part i. numerical model*. ASHRAE International Journal of Heating, Ventilating, Air Conditioning and Refrigeration, HVAC& Research, 3(4):325–350.
- [TAUSCHER et al. 1999] TAUSCHER, R., U. DINGLREITER, B. DURST, and F. MAYINGER (1999). *Transport processes in narrow channels with application to rotary exchangers*. Heat and Mass Transfer, 35:123–131.
- [TILLER 2001] TILLER, MICHAEL M. (2001). *Introduction to Physical Modeling with Mod-*elica**. Kluwer Academic Publishers.
- [TOFTUM et al. 1998] TOFTUM, J., A. JORGENSEN, and P. FANGER (1998). *Upper limits for air humidity to prevent warm respiratory discomfort*. Energy and Buildings, 28(1):15–23.
- [TUMMELSCHKEIT 2000] TUMMELSCHKEIT, HUBERTUS (2000). *Objektorientierte Modellierung Physikalischer Systeme, Teil 11 bis 12*. Automatisierungstechnik, 48(2,4).

- [VAN DEN BULCK et al. 1985a] VAN DEN BULCK, E., J. MITCHELL, and S. KLEIN (1985a). *Design theory for rotary heat and mass exchangers – i. wave analysis of rotary heat and mass exchangers with infinite transfer coefficients*. Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 28(8):1575–1686.
- [VAN DEN BULCK et al. 1985b] VAN DEN BULCK, E., J. MITCHELL, and S. KLEIN (1985b). *Design theory for rotary heat and mass exchangers – ii. effectiveness-number-of-transfer-units method for rotary heat and mass exchangers*. Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 28(8):1587–1595.
- [WISCHHUSEN and SCHMITZ 2004] WISCHHUSEN, S. and G. SCHMITZ (2004). *Transient simulation as an economical analysis method for energy supply systems for buildings or industry*. Applied Thermal Engineering, 24(14-15):2157–2170.
- [WISCHHUSEN 2004] WISCHHUSEN, STEFAN (2004). *Numerische Simulation von komplexen Systemen zur Kälte- und Wärmeerzeugung*. Doktorarbeit, TU Hamburg-Harburg. (Eingereicht).
- [WOLKENHAUER et al. 2001a] WOLKENHAUER, HEINO, U. FRANZKE und H.-M. HENNING (2001a). *Systemkomponenten der solarunterstützten Klimatisierung - Teil 1*. HLH, 52(10):26–39.
- [WOLKENHAUER et al. 2001b] WOLKENHAUER, HEINO, U. FRANZKE und H.-M. HENNING (2001b). *Systemkomponenten der solarunterstützten Klimatisierung - Teil 1*. HLH, 52(11):60–71.
- [ZHANG et al. 2003] ZHANG, L.Z., Y. DAI, and R. WANG (2003). *A simulation study of heat and mass transfer in a honeycombed rotary dehumidifier*. Applied Thermal Engineering, 23:989–1003.
- [ZHANG and NIU 2002] ZHANG, L.Z. and J. NIU (2002). *Performance comparisons of desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery*. Applied Thermal Engineering, 22:1347–1367.
- [ZHENG and WOREK 1993] ZHENG, W. and W. WOREK (1993). *Numerical simulation of combined heat and mass transfer processes in a rotary dehumidifier*. Numerical Heat Transfer, Part A, 23:221–232.

Abbildungsverzeichnis

2.1	Empfohlener Bereich für die operative Raumtemperatur	4
2.2	Behaglichkeitsfeld im h,x -Diagramm	6
2.3	Wahrnehmung sauberer Luft bei veränderlicher Raumluftenthalpie	7
2.4	Verteilung der Außenluftzustände eines Testreferenzjahres im h,x -Diagramm	8
3.1	Grundschtung eines konventionellen Klimatisierungssystem	11
3.2	Zustandsänderungen der Luft bei konventioneller Klimatisierung	12
3.3	Aufbau und Wirkungsweise eines Sorptionsrotors	13
3.4	Sorptionsrotor (Versuchsanlage der TUHH)	14
3.5	Schema einer DEC-Klimaanlage	15
3.6	DEC Klimatisierungsprozess im h,x -Diagramm	15
3.7	Schaltungsvariante einer DEC-Klimaanlage: Recirculation Cycle	17
3.8	Schaltungsvariante einer DEC-Klimaanlage: Dunkle Cycle	17
3.9	Schema einer Hybrid-Klimaanlage	18
3.10	Ansicht der Versuchsanlage an der TUHH	19
3.11	Zustandsänderung der Luft in einer Hybrid-Klimaanlage	19
4.1	Allgemeines Kontrollvolumen	25
4.2	Kontrollvolumen für feuchte Luft	26
4.3	Allgemeiner Verlauf von Sorptionsisothermen	29
4.4	Isosteren im $\log p, 1/T$ Diagramm	31
4.5	Rotor-Kontrollvolumen	31
4.6	Konvektiver Wärme- und Stoffübergang beim Sorptionsprozess	34
4.7	Gewellte Struktur der Trägermatrix eines Sorptionsrotors	35
4.8	Lokale Nusselt-Zahl im Einlaufbereich in einem sinusförmigen Kanal	37
4.9	Veränderung der Nusselt Zahl in axialer Richtung im sinusförmigen Kanal	38
4.10	Gleichgewichtsdiagramm für LiCl-Wasser	41
4.11	Sorptionsisothermen für LiCl-Wasser	41

4.12	Bindungsenthalpie für LiCl-Wasser	44
4.13	Sorptionenthalpie für Silica-gel / Wasserdampf	45
4.14	Einfluss des Diskretisierungsgrads auf die Genauigkeit der Simulation	45
4.15	Einfluss der Nusselt-Zahl auf die Simulation	47
4.16	Einfluss der Lewis-Zahl auf die Simulation	47
4.17	Einfluss der Wärmekapazität auf die Simulation	48
4.18	DecLib Bibliothek	49
4.19	RotPair-Modell zur Simulation eines Sorptionsrotors	50
4.20	Bildung des zeitlichen Mittelwertes der Austrittstemperatur	51
4.21	Hierarchische Struktur des RotPair-Modells	52
4.22	Testumgebung für das Sorptionsrotor-Modell	53
4.23	Eingabe der Parameter für das Sorptionsrotor-Modell	54
4.24	Dynamisches Verhalten eines LiCl-Rotors	56
4.25	Dynamisches Verhalten eines Silica-gel-Rotors	58
4.26	Simulation eines LiCl-Rotors bei konstantem Eintritt der Regenerationsluft	59
4.27	Simulation für variable Regenerationstemperatur und Prozessluftfeuchte	59
4.28	Beladungs- und Temperaturverlauf in der Speichermasse	60
4.29	Mittlere Beladungsbreite über der Rotorlänge	61
4.30	Simulation bei veränderlicher Drehzahl	62
4.31	Luftaustrittszustand bei Enthalprierückgewinnung	62
4.32	Simulation des regenerativen Wärmerückgewinners	63
4.33	Vergleich zwischen Simulation und Versuchsergebnissen	64
4.34	Vergleich mit Herstellerangaben für einen LiCl-Sorptionsrotor	65
5.1	Vorteile der Kombination Sorption-Erdkälte-Flächenkühlung	67
5.2	Gebäude der Fa. Hoppe Bordmesstechnik in Hamburg-Stellingen	68
5.3	Klimatisierungssystem der Demonstrationsanlage	69
5.4	Funktionsschema der Heizung und Lüftung der Demonstrationsanlage	71
5.5	Rohrleitungen und BHKW	72
5.6	Seitenansicht der ausgeführten sorptiven Lüftungsanlage	72
5.7	Bauart der Erdkältesonden	73
5.8	Einsetzen der Erdkältesonden für die Demonstrationsanlage	73
5.9	Genauigkeit der Feuchtemessung	74
5.10	Wilson Staugitter der Fa. Airflow zur Volumenstrommessung	75
5.11	Fehlerfortpflanzung und relativer Fehler bei der Feuchte und Enthalpie	77
5.12	Mögliche Leckageströme an den Dichtungen eines Rotos	79

5.13	Leckageströme in der Anlage	79
5.14	Wirkungsweise einer Spülkammer bei einem rotierenden Wärmerückgewinner .	81
5.15	Mess- und Steuerungshard- und Software für die Demonstrationsanlage	82
5.16	SPS zur zentralen Steuerung und Regelung	83
5.17	Programmebenen der Messdatenerfassungssoftware	83
5.18	Hauptfenster des Visualisierungsmoduls mit Anlagenschaubild	84
5.19	Regelung der Lüftungsanlage	86
5.20	Frostschutzmaßnahmen im h,x -Diagramm	86
5.21	Messung verschiedener Luftzustände	87
5.22	Gemessene Zustandsänderungen im h,x -Diagramm	88
5.23	Leistungsbedarfs der Lüftungsanlage im Vergleich zum konventionellen System	88
5.24	Temperaturen beim Einsatz der Fußbodenkühlung	91
5.25	Verlauf der Raum- und Kaltwassertemperaturen in August 2002	92
5.26	Raumtemperatur mit und ohne Fußbodenkühlung	92
5.27	Versuchsaufbau zur Messung eines Temperaturprofils	94
5.28	Messung des Temperaturprofils bei Fußbodenkühlung	94
5.29	Erdkältesonden Vor- und Rücklauftemperaturen	96
5.30	Verlauf der Erdoberflächentemperatur in unmittelbarer Sondennähe	96
5.31	Gemessene Außenluftzustände und Berechnung im August 2002	97
5.32	Vergleich des Heiz- und Kühlleistungsbedarfs im Jahr 2002	97
5.33	Vergleich des Primärenergiebedarfs im Jahr 2002	98
5.34	Vergleichssysteme zur Wirtschaftlichkeitsbewertung	100
5.35	Investitionskostenvergleich	100
5.36	Vergleich des Gas- und Strombedarfs	101
5.37	Betriebskostenvergleich	102
5.38	Jahresprimärenergiebedarf des Gebäudes	106
6.1	Modelica Modell für sorptionsgestützte Klimaanlage mit KWK	108
6.2	Modell der Wärmeerzeugung mit BHKW und Pufferspeicher	109
6.3	Außentemperatur und Wasserbeladung während einer Kühlperiode	109
6.4	Simulation eines sorptionsgestützten Systems (5 Tage)	111
6.5	Simulationsergebnisse: elektrische Leistung und Wärme im BHKW	112
6.6	Simulation eines sorptionsgestützten Systems (3 Monate im Sommer)	112
6.7	Erzeugte thermische und elektrische Energie im BHKW	113
6.8	Modell der Wärmeerzeugung mit Brennstoffzelle und ein Mini-BHKW	114
6.9	Simulation der Wärmeerzeugung mit Brennstoffzelle und Mini-BHKW	114

6.10	Sorptionsgestützte Anlagen mit indirekter Verdunstungskühlung	116
6.11	Vergleich von Hybridsystem und Anlagen mit Verdunstungskühlung	117
6.12	Heiz/Kühlbedarf für Anlagen mit Verdunstungskühlung	117
6.13	Vergleich für einen LiCl- und einen Silica-gel-Rotor	119
6.14	Regenerationslufttemperatur in Abhängigkeit der Außenluftfeuchte	119
6.15	Verschiedene Systeme für den Einsatz in Gegenden mit hoher Luftfeuchte . . .	121
6.16	Klimaprozesse für extreme Außenluftzustände im h,x-Diagramm	122
6.17	Heiz- und Kühlleistungsbedarf der Prozesse für extreme Außenluftzustände . .	122
7.1	Heiz- und Kühlenergiebedarf in Abhängigkeit der Zuluftfeuchte	127
7.2	Heiz- und Kühlenergiebedarf in Abhängigkeit der Zulufttemperatur	127
B.1	Messstellenplan Lüftung und Heizung	152
B.2	Messstellenplan Erdkältesonden	153

Tabellenverzeichnis

2.1	Skala zur Klimabeurteilung (PMV-Index) nach ISO 7730	4
2.2	Qualitätskategorien für akzeptables thermisches Umgebungsklima	5
2.3	Auslegungswerte für die operative Temperatur in Büroräumen	5
2.4	Anzahl der Betriebsstunden für verschiedene Klimaregionen	9
4.1	Geometrie des untersuchten Sorptionsrotors und des Rotationswärmetauschers .	35
4.2	Nusselt-Zahlen für sinusförmige Kanäle	38
4.3	Parametrisierung des Lithiumchlorid-Rotors nach [RAU et al. 1991]	56
4.4	Parametrisierung des Silica-gel-Rotors nach [DAI et al. 2001]	58
5.1	Daten der Demonstrationsanlage	69
5.2	Genauigkeit der verwendeten Messgeräte	76
5.3	Wirkungsgrade für die Leistung/Primärenergieberechnung	90
5.4	Vergleichssysteme zur Wirtschaftlichkeitsbewertung	99
5.5	Primärenergiefaktor nach DIN V 4701-10 C.4 (Auswahl)	104
5.6	Energieverbrauch des Gebäudes und erzeugte Energien im BHKW	105
7.1	Kriterien für den Einsatz eines sorptionsgestütztes Systems	126
B.1	Messstellenliste	154

Anhang A

Verwendete Gleichungen, Approximationen und Korrelationen

A.1 Sättigungsdruck

Zur Bestimmung des Sättigungsdrucks dient die Approximation von [GLÜCK 1991], gültig für einen Bereich von $\vartheta = 0 \dots 100^\circ\text{C}$

$$p_{\text{sat},i}(\vartheta) = 611 \cdot \exp(-1,91275 \cdot 10^{-4} + 7,258 \cdot 10^{-2} \cdot \vartheta - 2,939 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta^2 + 9,841 \cdot 10^{-7} \cdot \vartheta^3 - 1,92 \cdot 10^{-9} \cdot \vartheta^4) \quad . \quad (\text{A.1})$$

A.2 Gleichgewichtsgleichungen für das System Lithiumchlorid / Wasser

A.2.1 Gleichung für die Sorptionsisotherme nach Gazinski

Die Isothermengleichung nach [GAZINSKI und SZCZECHOWIAK 1984] beschreibt den Gleichgewichtszustand von Luft in Kontakt mit einer wässrigen LiCl-Lösung die Abhängigkeit der Luftfeuchte φ_{eq} von der Beladung und der Temperatur,

$$\ln(\varphi_{eq}) = - \left(\frac{q}{f_2(\vartheta)} \right)^{f_3(\vartheta)} \quad , \quad (\text{A.2})$$

mit den von der Temperatur abhängigen Koeffizienten

$$\begin{aligned} f_2(\vartheta) &= 2,832291 - 2,0639 \cdot 10^{-2} \cdot \vartheta \\ f_3(\vartheta) &= -1,207195 - 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot \vartheta \quad . \end{aligned}$$

Die Gleichung ist gültig für $0^\circ\text{C} < \vartheta < 50^\circ\text{C}$ und $q < 1,27 \text{ kg/kg}$.

A.2.2 Gleichung für die Sorptionsisotherme nach Guthermuth

[GUTERMUTH 1980] gibt für die Sorptionsisotherme im Lösungsgebiet für 20°C und 100°C die Funktion

$$\ln(p_{eq}) = A \cdot (q \cdot 1,11 - D)^B + C \quad [\text{bar}] \quad (\text{A.3})$$

an, mit den Koeffizienten

$$\begin{array}{ll} A_{20} = -4.4365 & A_{100} = -3.2641 \\ B_{20} = -0.5982 & B_{100} = -0.7820 \\ C_{20} = -2.4339 & C_{100} = 0.6864 \\ D_{20} = -0.1138 & D_{100} = -0.1836 \end{array}$$

A.2.3 Bindungsenthalpie nach Guthermuth

[GUTERMUTH 1980] gibt eine Gleichung zur Berechnung der Bindungswärme von Lithiumchlorid-Wasserdampf,

$$\Delta h_B = 88,94 \cdot \exp(8,38 \cdot (0,3 - q \cdot 0,125)) \quad . \quad (\text{A.4})$$

A.3 Gleichgewichtsgleichungen für das System Wasser / Silica-gel

A.3.1 Sorptionsisotherme nach Perasan

[ZHANG et al. 2003] und [DAI et al. 2001] sowie andere Autoren verwenden eine Approximation durch eine Polynomfunktion von *Perasan* für *Regular Density (RD)* Silica-gel,

$$\varphi_{eq} = 0,0078 - 0,05759 \cdot q + 24,16554 \cdot q^2 + -124,78 \cdot q^3 + 204,226 \cdot q^4 \quad . \quad (\text{A.5})$$

A.3.2 Sorptionsenthalpie nach San

Für die Sorptionsenthalpie von RD Silica-gel schlägt [SAN 1993] folgende Gleichung vor,

$$\Delta h_S = \Delta h_V (1 + 0,2843 \cdot \exp(-10,28 \cdot q)) \quad . \quad (\text{A.6})$$

A.3.3 Sorptionsenthalpie nach Perasan

In [DAI et al. 2001] wird die frei werdende Sorptionswärme aus Angaben von *Perasan* berechnet,

$$\Delta h_S = \begin{cases} -13400 \cdot q + 3500, & q \leq 0,05 \\ -1400 \cdot q + 2950, & q > 0,05 \end{cases} \quad (\text{A.7})$$

Anhang B

Messstellenplan und Messstellenliste

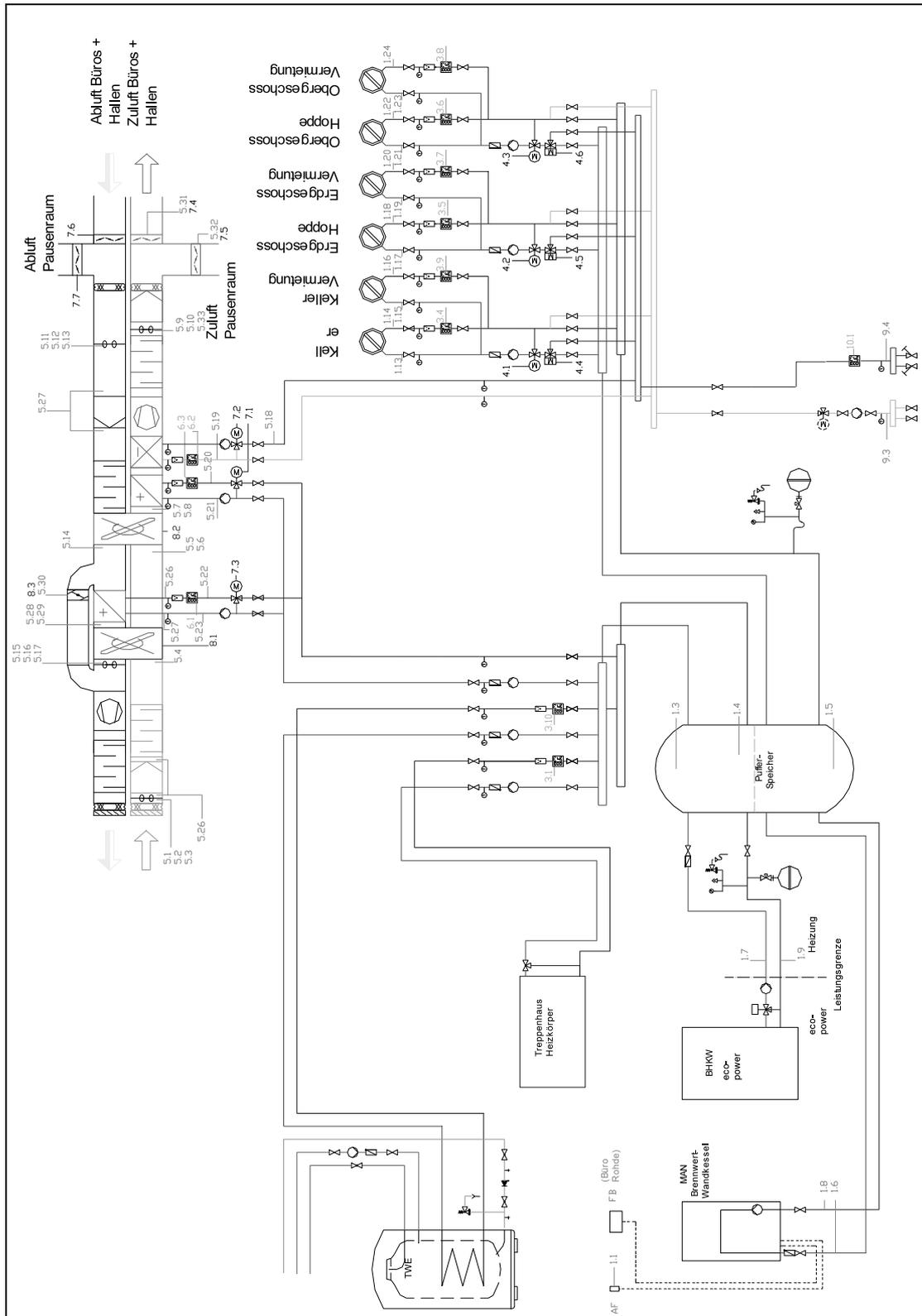


Abbildung B.1: Messstellenplan Lüftung und Heizung, Funktionsschaltbild
 J. Roggemann Planungsbüro für Haustechnik

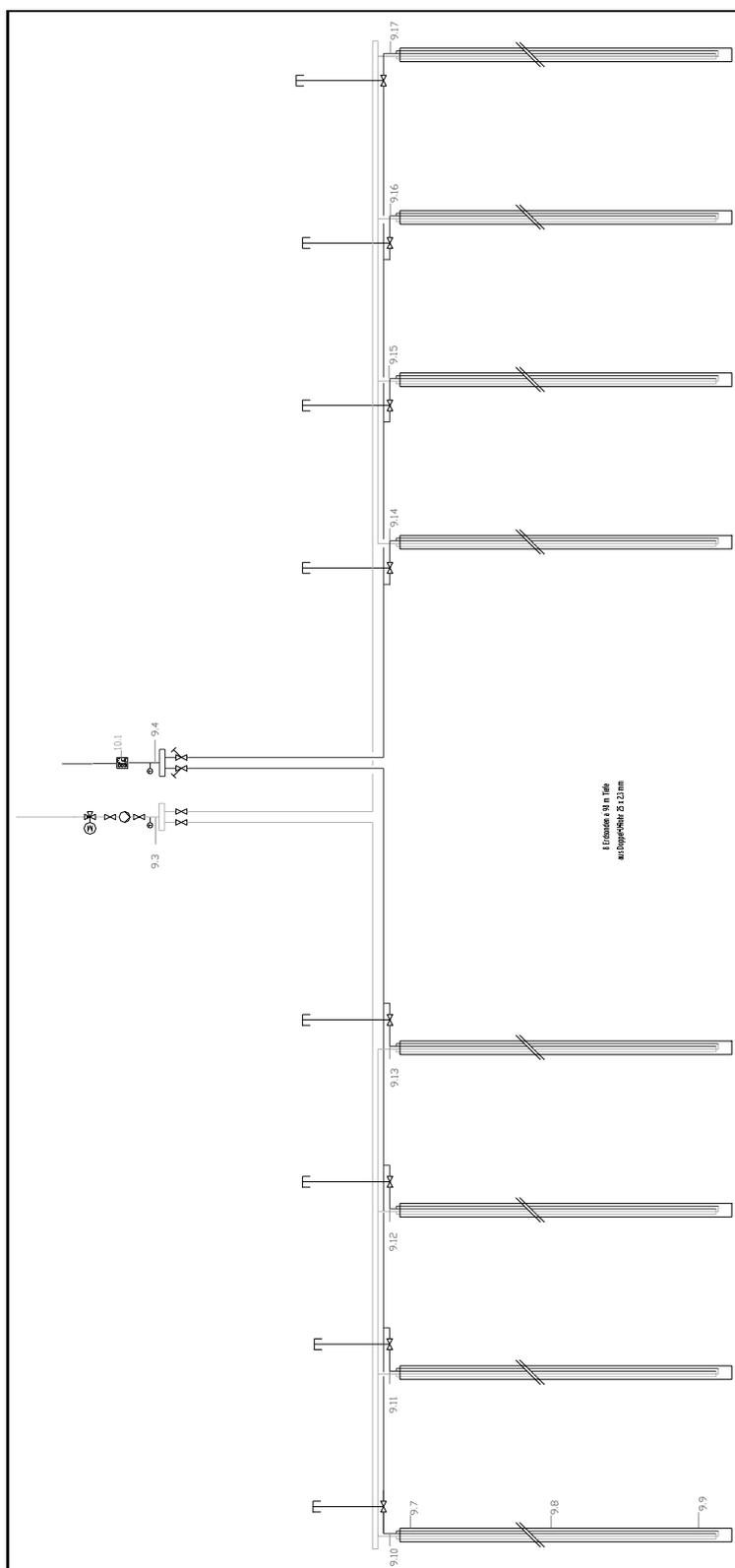


Abbildung B.2: Messstellenplan Erdkältesonden, Funktionsschaltbild J. Roggemann Planungsbüro für Haustechnik

Tabelle B.1: Messstellenliste

Messstelle	Beschreibung	Einheit
2.1.30	Raumtemperatur EG Raum 4 - Lager	°C
2.1.31	Raumtemperatur EG Raum 5 - Toilette	°C
2.1.32	Raumtemperatur Halle 1a	°C
2.1.33	Raumtemperatur Halle 1b	°C
2.1.35	Raumtemperatur Halle 2a	°C
2.1.36	Raumtemperatur Halle 2b	°C
2.1.38	Raumtemperatur WC Raum 1	°C
2.1.39	Raumtemperatur WC Raum 2	°C
2.1.4	Raumtemperatur OG Raum 1.4	°C
2.1.40	Raumtemperatur Keller Raum 1 - Waschraum	°C
2.1.41	Raumtemperatur Keller Raum 2 - Umkleide	°C
2.1.42	Raumtemperatur Keller Raum 3 - Kantine	°C
2.1.43	Raumtemperatur Keller Raum 4 - Geräte	°C
2.1.44	Raumtemperatur Keller Raum 5 - Server	°C
2.1.45	Raumtemperatur Keller Raum 6 - Akten	°C
2.1.46	Raumtemperatur Keller Raum 7 - Vorflur	°C
2.1.47	Raumtemperatur Keller Raum 8a (Unbeheizt)	°C
2.1.48	Raumtemperatur Keller Raum 8b (Unbeheizt)	°C
2.1.49	Raumtemperatur Keller Raum 8c (Unbeheizt)	°C
2.1.5	Raumtemperatur OG Raum 1.5	°C
2.1.50	Raumfeuchte Keller Raum 6 - Akten	°C
2.1.51	Raumfeuchte Keller 8a	°C
2.1.52	Raumfeuchte Keller 8b	°C
2.1.6	Raumtemperatur OG Raum 1.6	°C
2.1.7	Raumtemperatur OG Raum 1.7	°C
2.1.8	Raumtemperatur OG Raum 1.8	°C
2.1.9	Raumtemperatur OG Raum 1.9	°C
2.2.1	Oberflächentemperatur OG Raum 1.1	°C
2.2.10	Oberflächentemperatur OG Raum 1.10	°C
2.2.11	Oberflächentemperatur OG Raum 1.11	°C
2.2.15	Oberflächentemperatur OG Raum 2.1	°C
2.2.16	Oberflächentemperatur OG Raum 2.2	°C
2.2.17	Oberflächentemperatur OG Raum 2.3	°C
2.2.18	Oberflächentemperatur OG Raum 2.4	°C
2.2.19	Oberflächentemperatur OG Raum 2.5	°C
2.2.2	Oberflächentemperatur OG Raum 1.2	°C
2.2.20	Oberflächentemperatur OG Raum 2.6	°C
2.2.21	Oberflächentemperatur OG Raum 2.7	°C
2.2.24	Oberflächentemperatur Halle 1a	°C
2.2.25	Oberflächentemperatur Halle 1b	°C
2.2.27	Oberflächentemperatur Halle 2a	°C
2.2.28	Oberflächentemperatur Halle 2b	°C
2.2.3	Oberflächentemperatur OG Raum 1.3	°C
2.2.30	Oberflächentemperatur Kellerdecke 1	°C
2.2.31	Oberflächentemperatur Kellerdecke 2	°C
2.2.32	Oberflächentemperatur Kellerdecke 3	°C
2.2.4	Oberflächentemperatur OG Raum 1.4	°C
2.2.5	Oberflächentemperatur OG Raum 1.5	°C
2.2.6	Oberflächentemperatur OG Raum 1.6	°C
2.2.7	Oberflächentemperatur OG Raum 1.7	°C

Messstelle	Beschreibung	Einheit
1.1	Aussenluft Fühler	°C
1.10	Vorlauf BHKW 2	°C
1.11	Rücklauf BHKW 2	°C
1.12	Vorlauf Heizkörper Treppe	°C
1.13	Rücklauf Heizkörper Treppe	°C
1.14	Vorlauf TWE	°C
1.15	Rücklauf TWE	°C
1.16	Warmwasser TWE	°C
1.17	Vorlauf HK Keller	°C
1.18	Rücklauf HK Keller	°C
1.19	Rücklauf HK Keller Vermietung	°C
1.20	Vorlauf HK EG	°C
1.21	Rücklauf HK EG HOPPE	°C
1.22	Rücklauf HK EG Vermietung	°C
1.23	Vorlauf HK OG	°C
1.24	Rücklauf HK OG HOPPE	°C
1.25	Rücklauf HK OG Vermietung	°C
1.3	Pufferspeicher Oben	°C
1.4	Pufferspeicher Mitte	°C
1.5	Pufferspeicher Unten	°C
1.6	Vorlauf Brennkessel	°C
1.7	Rücklauf Brennkessel	°C
1.8	Vorlauf BHKW 1	°C
1.9	Rücklauf BHKW 1	°C
10.1	Wasserdrehmoment Erdkältesonden	l/h
10.3	Umwälzpumpe Erdkältesonden	l/h
11.2	Umwälzpumpe Erdkältesonden	l/h
12.10	Elektrische Leistung Netzbezug	kW
12.11	Elektrische Leistung BHKW 1	kW
12.12	Elektrische Leistung BHKW 1	kW
12.13	Elektrische Leistung BHKW 2	kW
13.10	Leistung BHKW 1	kW
13.11	Leistung BHKW 2	kW
2.1.1	Raumtemperatur OG Raum 1.1	°C
2.1.10	Raumtemperatur OG Raum 1.10	°C
2.1.15	Raumtemperatur OG Raum 2.1	°C
2.1.16	Raumtemperatur OG Raum 2.2	°C
2.1.17	Raumtemperatur OG Raum 2.3	°C
2.1.18	Raumtemperatur OG Raum 2.4	°C
2.1.19	Raumtemperatur OG Raum 2.5	°C
2.1.2	Raumtemperatur OG Raum 1.2	°C
2.1.20	Raumtemperatur OG Raum 2.6	°C
2.1.21	Raumtemperatur OG Raum 2.7	°C
2.1.24	Raumfeuchte OG Raum 1.2 (Testraum 1)	°C
2.1.25	Raumfeuchte OG Raum 1.3 (Testraum 2)	°C
2.1.26	Raumfeuchte OG Raum 1.9 (Testraum 3)	°C
2.1.27	Raumtemperatur EG Raum 1 - Eingang	°C
2.1.28	Raumtemperatur EG Raum 2 - Windfang	°C
2.1.29	Raumtemperatur EG Raum 3 - Meister	°C
2.1.3	Raumtemperatur OG Raum 1.3	°C

Tabelle A.1 Messstellenliste (Fortsetzung)

Messstelle	Beschreibung	Einheit
2.3.45	Rücklauf EG HK 21	°C
2.3.46	Rücklauf EG HK 22	°C
2.3.47	Rücklauf EG HK 23	°C
2.3.48	Rücklauf EG HK 24	°C
2.3.49	Rücklauf EG HK 25	°C
2.3.5A	Rücklauf OG HK 1.5.A	°C
2.3.5B	Rücklauf OG HK 1.5.B	°C
2.3.50	Rücklauf EG HK 26	°C
2.3.51	Rücklauf EG HK 27	°C
2.3.52	Rücklauf EG HK 28	°C
2.3.53	Rücklauf EG HK 29	°C
2.3.54	Rücklauf EG HK 30	°C
2.3.55	Rücklauf Keller HK 1 - Waschraum	°C
2.3.56	Rücklauf Keller HK 2 - Umkleide	°C
2.3.57.A	Rücklauf Keller HK 3 - Sozial A	°C
2.3.57.B	Rücklauf Keller HK 3 - Sozial B	°C
2.3.58.A	Rücklauf Keller HK 4 - Geräte A	°C
2.3.58.B	Rücklauf Keller HK 4 - Geräte B	°C
2.3.59	Rücklauf Keller HK 5 - Server	°C
2.3.6	Rücklauf OG HK 1.6	°C
2.3.60.A	Rücklauf Keller HK 6 - Akten A	°C
2.3.60.B	Rücklauf Keller HK 6 - Akten B	°C
2.3.61.A	Rücklauf Keller HK 7 - Vorflur A	°C
2.3.61.B	Rücklauf Keller HK 7 - Vorflur B	°C
2.3.62	Rücklauf Keller HK 8 - WC	°C
2.3.7	Rücklauf OG HK 1.7	°C
2.3.8	Rücklauf OG HK 1.8	°C
2.3.9.A	Rücklauf OG HK 1.9.A	°C
2.3.9.B	Rücklauf OG HK 1.9.B	°C
3.10	Wasserzähler HK Brennweitgerät	l/h
3.11	Wasserzähler HK BHKW 1	l/h
3.12	Wasserzähler HK BHKW 2	l/h
3.3	Wasserzähler HK Keller Option	l/h
3.4	Wasserzähler HK EG HOPPE	l/h
3.5	Wasserzähler HK OG HOPPE	l/h
3.6	Wasserzähler HK EG Vermietung	l/h
3.7	Wasserzähler HK OG Vermietung	l/h
3.8	Wasserzähler HK Treppenhaus	l/h
3.9	Wasserzähler HK TWE	l/h
5.1	Außenluft Temperatur	°C
5.10	Zuluft Feuchte nach NK	% R.F.
5.11	Abluft Volumenstrom	m3/h
5.12	Abluft Temperatur	°C
5.13	Abluft Feuchte	% R.F.
5.14	Abluft Temperatur nach RRT	°C
5.15	Abluft Volumenstrom nach SECO	m3/h
5.16	Abluft Temperatur nach SECO	°C
5.17	Abluft Feuchte nach SECO	m3/h
5.18	Kaltwasser Vorlauf NK	°C

Messstelle	Beschreibung	Einheit
2.2.B	Oberflächentemperatur OG Raum 1.8	°C
2.2.9	Oberflächentemperatur OG Raum 1.9	°C
2.3.1.A	Rücklauf OG HK 1.1.A	°C
2.3.1.B	Rücklauf OG HK 1.1.B	°C
2.3.10.A	Rücklauf OG HK 1.10.A	°C
2.3.10.B	Rücklauf OG HK 1.10.B	°C
2.3.11.A	Rücklauf OG HK 1.11.A	°C
2.3.11.B	Rücklauf OG HK 1.11.B	°C
2.3.12	Rücklauf OG HK 1.12	°C
2.3.13	Rücklauf OG HK 1.13	°C
2.3.14	Rücklauf OG HK 1.14	°C
2.3.15.A	Rücklauf OG HK 2.1.A	°C
2.3.15.B	Rücklauf OG HK 2.1.B	°C
2.3.16.A	Rücklauf OG HK 2.2.A	°C
2.3.16.B	Rücklauf OG HK 2.2.B	°C
2.3.17.A	Rücklauf OG HK 2.3.A	°C
2.3.17.B	Rücklauf OG HK 2.3.B	°C
2.3.18	Rücklauf OG HK 2.4	°C
2.3.19	Rücklauf OG HK 2.5	°C
2.3.2.A	Rücklauf OG HK 1.2.A	°C
2.3.2.B	Rücklauf OG HK 1.2.B	°C
2.3.20.A	Rücklauf OG HK 2.6.A	°C
2.3.20.B	Rücklauf OG HK 2.6.B	°C
2.3.21	Rücklauf OG HK 2.7	°C
2.3.22	Rücklauf OG HK 2.8	°C
2.3.23	Rücklauf OG HK 2.9	°C
2.3.25	Rücklauf EG HK 1	°C
2.3.26	Rücklauf EG HK 2	°C
2.3.27	Rücklauf EG HK 3	°C
2.3.28	Rücklauf EG HK 4	°C
2.3.29	Rücklauf EG HK 5	°C
2.3.3.A	Rücklauf OG HK 1.3.A	°C
2.3.3.B	Rücklauf OG HK 1.3.B	°C
2.3.30	Rücklauf EG HK 6	°C
2.3.31	Rücklauf EG HK 7	°C
2.3.32	Rücklauf EG HK 8	°C
2.3.33	Rücklauf EG HK 9	°C
2.3.34	Rücklauf EG HK 10	°C
2.3.35	Rücklauf EG HK 11	°C
2.3.36	Rücklauf EG HK 12	°C
2.3.37	Rücklauf EG HK 13	°C
2.3.38	Rücklauf EG HK 14	°C
2.3.39	Rücklauf EG HK 15	°C
2.3.4.A	Rücklauf OG HK 1.4.A	°C
2.3.4.B	Rücklauf OG HK 1.4.B	°C
2.3.40	Rücklauf EG HK 16	°C
2.3.41	Rücklauf EG HK 17	°C
2.3.42	Rücklauf EG HK 18	°C
2.3.43	Rücklauf EG HK 19	°C
2.3.44	Rücklauf EG HK 20	°C

Tabelle A.1 Messstellenliste (Fortsetzung)

Messstelle	Beschreibung	Einheit
5.19	Kaltwasser Rücklauf NK	°C
5.2	Außenluft Feuchte	% R.F.
5.20	Warmwasser Vorlauf NW	°C
5.21	Warmwasser Rücklauf NW	°C
5.22	Warmwasser Vorlauf RLE	°C
5.23	Warmwasser Rücklauf RLE	°C
5.28	Regenerationsluft Temperatur vor SECO	°C
5.29	Regenerationsluft Feuchte vor SECO	% R.F.
5.3	Außenluft Volumenstrom	m ³ /h
5.30	Klappenstellung Bypass	-
5.31	Klappenstellung Zuluft Büros Ost	-
5.32	Klappenstellung Zuluft Büros West	-
5.33	Klappenstellung Zuluft Pausenraum	-
5.34	Klappenstellung Abluft Büros	-
5.35	Klappenstellung Abluft Pausenraum	-
5.36	Zuluft Volumenstrom nach NK	m ³ /h
5.37	Klappenstellung Frostschutz	-
5.5	Luft Temperatur nach SECO	°C
5.6	Luft Feuchte nach SECO	% R.F.
5.7	Luft Temperatur nach RRT	°C
5.8	Luft Feuchte nach RRT	% R.F.
5.9	Zuluft Temperatur	°C
7.1	Ventil NW	-
7.10	Klappenstellung Abluft Pausenraum	-
7.12	Unwälpumpe NK	-
7.13	Unwälpumpe NW	-
7.18	SECO EIN	-
7.19	RRT EIN	-
7.2	Ventil NK	-
7.20	Klappenstellung Frostschutz	-
7.3	Ventil RLE	-
7.5	Klappenstellung Abluft Bypass	-
7.6	Klappenstellung Zuluft Büros Halle Ost	-
7.7	Klappenstellung Zuluft Büros Halle West	-
7.8	Klappenstellung Zuluft Pausenraum	-
7.9	Klappenstellung Abluft Büros Halle	-
8.1	Drehzahl SECO	%
8.2	Drehzahl RRT	%
9.10	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 1	°C
9.11	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 2	°C
9.12	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 3	°C
9.13	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 4	°C
9.14	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 5	°C
9.15	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 6	°C
9.16	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 7	°C
9.17	Temp. Rücklauf Erdwärmesonde 8	°C
9.4	Temp. Erdwärmesonde Erdreich Rücklauf	°C
9.7	Temp. Erdwärmesonde 1 T 20 m Oben	°C
9.8	Temp. Erdwärmesonde 1 T 60 m Mitte	°C
9.9	Temp. Erdwärmesonde 1 T 100 m Unten	°C

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Wilson Willy Casas Noriega
Geburtsdatum	26. Februar 1973
Geburtsort	Barranquilla, Kolumbien
Familienstand	verheiratet

Schulausbildung

1978 - 1989	Deutsche Schule Barranquilla Abschluß: kolumbianische Hochschulreife und Deutsches Sprachdiplom
1990 - 1991	Studienkolleg Hamburg Deutsche Hochschulzugangsberechtigung

Studium

1.10.1991 - 1.4.2000	Technische Universität Hamburg-Harburg Studiengang Maschinenbau Fachrichtung Energieanlagen Abschluss: Diplom
----------------------	---

Beruf

seit 1.6.2000	Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Technischen Universität Hamburg-Harburg im Arbeitsbereich Technische Thermodynamik
---------------	---

