

Sorptionsgestützte solare Klimatisierung
-
Experimentelle und theoretische Analyse von
Potential und Systemverhalten

Dipl. Phys. Thomas Erpenbeck

11. September 1999

Sorptionsgestützte solare Klimatisierung
-
**Experimentelle und theoretische Analyse von
Potential und Systemverhalten**

Am Fachbereich Architektur der
Universität Karlsruhe (TH)
zur Erlangung des Grades eines

**Doktor-Ingenieurs
(Dr.-Ing.)**

angenommene Dissertation

Thomas Erpenbeck
geb. am 23. November 1967
in Osnabrück

Tag der mündlichen Prüfung:	31. August 1999
Referent:	Prof. A. Wagner
Korreferent:	Prof. Dr. J. Luther
Weiteres Mitglied:	Prof. Dr. Meirer
Vorsitzender:	Prof. Dr. sc. techn. Kohler

„Seht, liebe Kinder, was wäre ich denn, wenn ich nicht immer mit klugen Leuten umgegangen wäre und nichts von ihnen gelernt hätte? Nicht aus Büchern sondern durch lebendigen Ideenaustausch, durch heitere Geselligkeit müßt Ihr lernen.“
J.W.v. Goethe an Julie von Egloffstein

Danksagung

Es ist nicht nur selbstverständlich, sondern mir auch ein besonderes Bedürfnis Herrn Prof. A. Wagner für seine Bereitschaft, diese Arbeit zu unterstützen und vor allem für die freundliche und konstruktive Art und Weise wie er dies tat, zu danken.

Zu all dem wäre es gar nicht gekommen, hätte Herr Prof. J. Luther mir nicht die Möglichkeit gegeben, am Fraunhofer ISE diese Arbeit durchzuführen. Ihm gilt daher als Wegbereiter und Motivator mein besonderer Dank.

Zur Durchführung der Arbeit gehört der Alltag und da bedanke ich mich bei allen Kollegen für die einzigartige Arbeitsatmosphäre. Besonders Tomas Nuñez, Andreas Gerber, Walter Mittelbach und Carsten Hindenburg sowie die ganze Gruppe Thermisch Aktive Systeme am Fraunhofer ISE waren dafür verantwortlich.

Mehr als nur Dank sagen möchte ich Hans-Martin Henning, denn er hat weit mehr hinterlassen als seine Fußspuren an dieser Arbeit!

Und dann sind da noch Marie Alice und Christina, denen ich noch viel mehr verdanke!

Inhaltsverzeichnis

Einleitung	1
1 Kühlung und Klimatisierung	5
1.1 Bewertungsgrößen für den Kälte- und den Klimatisierungsprozeß	9
1.1.1 Kenngrößen im Kälteprozeß	9
1.1.2 Kenngrößen im Klimatisierungsprozeß	10
1.1.3 Exergetischer Wirkungsgrad	11
1.2 Raumklima, Behaglichkeit und Kühllast	12
1.2.1 Bestimmung des Raumkomforts	13
1.2.2 Bestimmung der Kühllast	16
2 Systeme für die Solare Kühlung	17
2.1 Thermisch getriebene Kühlprozesse	19
2.1.1 Thermomechanische Prozesse	19
2.1.2 Wärmetransformationsprozesse	20
2.2 Bewertung der genutzten Solarenergie	23
2.3 Sorptionsgestützte Klimatisierung (SGK)	25
2.3.1 Funktionsweise eines SGK-Systems	26
2.3.2 Varianten zum klassischen Aufbau - Recirculation und Dunkle Cycle .	28
2.3.3 Bewertung eines SGK-Systems	30
2.3.4 SGK mit isothermem Sorptionsprozeß	33
2.4 Vergleich der Systeme	34

3	Modellierung und Simulationsgrundlagen	35
3.1	Entfeuchtermodell	35
3.1.1	Modellierung des Sorptionsprozesses über den Sorptionspfad	36
3.1.2	Entfeuchtungseffizienz	39
3.1.3	Modellvalidierung	40
3.1.4	Weitere Modelle	40
3.2	Systemsimulation	41
3.2.1	Simulationsumgebung TRNSYS	42
3.2.2	Simulation des SGK-Systems	43
4	Pilotanlage zur solaren Klimatisierung	49
4.1	Systemaufbau	50
4.1.1	Einbindung des Solarsystems	50
4.1.2	Anlagenschema und einzelne Bauteile der SGK-Anlage	51
4.2	Meßkonzept	54
4.3	Datenerfassung und Steuerung	55
4.4	Vermessung einzelner Komponenten	56
4.4.1	Wärmerückgewinnungsrotor	56
4.4.2	Entfeuchtungsrotor	58
4.4.3	Bypass	61
4.4.4	Fazit für die Betriebsführung	64
5	Betriebsführung und Auslegung eines solaren SGK-Systems	67
5.1	Betriebsstufen des SGK-Systems	68
5.1.1	Betriebsstufen im Heizfall	70
5.1.2	Betriebsstufen im Kühlfall	70
5.1.3	Regelung der Betriebsstufen	71
5.1.4	Feuchteregelung im Desiccant-Cooling-Betrieb	76
5.2	Betriebsführung des Solarsystems	76
5.2.1	Regelung der thermischen Betriebsstufen	77

5.3	Auslegung der Pilotanlage für einen primärenergetisch optimierten Betrieb . .	80
5.3.1	Simulation der Pilotanlage	82
5.3.2	Variation der Regenerationstemperatur	83
5.3.3	Variation der Kollektorfläche	85
5.3.4	Variation des Speichervolumens	87
5.3.5	Variation der Speichertemperatur	88
6	Betrieb der Pilotanlage- Erfahrungen mit einem solaren SGK-System	93
6.1	Betrieb des SGK-Systems	93
6.1.1	Leistungsfähigkeit und Aufteilung der Betriebsstufen	96
6.1.2	Kühlstufenregelung	100
6.2	Bewertung des thermischen Systems	102
6.2.1	Das Solarsystem	103
6.2.2	Thermischer Antrieb der aktiven Kühlstufe	104
6.2.3	Solarer Deckungsanteil	106
6.3	Bewertung des aktiven Kühlbetriebes	107
6.4	Primärenergetische Bewertung	109
6.5	Resüme der Erfahrungen	111
6.5.1	Betriebserfahrungen	111
6.5.2	Systemkombinationen zur Optimierung des Klimatisierungsbetriebes	113
6.6	Vergleich zwischen Messung und Simulation	113
6.6.1	Verhalten am Sorptionsrad	114
6.6.2	Gesamtsystem	118
6.7	Jahressimulation mit angepaßten Parametern	120
6.7.1	Kühlleistung	120
6.7.2	Solarer Deckungsanteil	121
6.7.3	Klimatisierungs- und Kälte-COP	121

7	Potential der solaren Klimatisierung	123
7.1	Methode zur Potentialabschätzung	124
7.1.1	Umwandlung eingestrahelter Energie zu Klimatisierungsleistung	125
7.1.2	Potentialbewertung über Solaren Deckungsanteil und spezifischer Kollektorfläche	126
7.2	Einfluß von Speicher und Klima	129
7.2.1	Klimaeinfluß	129
7.2.2	Speichereinfluß	132
8	Zusammenfassung und Ausblick	135
8.1	Zusammenfassung	135
8.2	Ausblick	138
	Symbole und Abkürzungen	139
A	Genauigkeit der Meßwerte	143
A.1	Bestimmung der absoluten Feuchte	143
A.2	Temperaturmessung über PT-100	144
A.3	Kalibrierung der Feuchte- und Temperatursensoren	144
A.4	Ventilator	146
B	Pläne und Produktdaten	149

Einleitung

Der sommerlichen Gebäudeklimatisierung wird in den letzten Jahren durch steigende Komfortwünsche und zunehmende Unzufriedenheit („Sick Building Syndrome“) sowie wachsende innere Lasten immer mehr Bedeutung bei Gebäuden im Nichtwohnbereich zuteil. So steigt unter anderem durch die Zunahme an EDV-Arbeitsplätzen die interne Gebäudelast, wodurch zusammen mit dem generellen Wunsch nach verbessertem Raumkomfort höhere Anforderungen an die Gebäudeklimatisierung gestellt werden. In [Fra94] wird für die alte Bundesrepublik abgeschätzt, daß ca. 40% bis 60% der jährlich fertiggestellten Nutzfläche im Bereich der Nichtwohngebäude über raumlufttechnische Anlagen klimatisiert werden. Allein für die sich daraus ergebende Luftkühlung und Entfeuchtung leitet sich nach Franzke ein Primärenergiebedarf von 650-950 GWh/a ab.

Um diesem Primärenergieaufwand umweltfreundlich und ökonomisch zu begegnen, können einerseits zur Reduzierung des Klimatisierungsbedarfes alle möglichen baulichen Maßnahmen und ein angepaßtes Nutzerverhalten Verbesserungen bewirken oder andererseits auch umweltfreundliche Klimatisierungstechnik eingesetzt werden. Der Ansatz, den Klimatisierungsbedarf durch bauliche Maßnahmen zu reduzieren, ist im „*Gesetz über klimaschutzrechtliche Vorschriften*“ der Hansestadt Hamburg formuliert:

„Die Neuinstallation von raumlufttechnischen Anlagen oder Bauelementen zur mechanischen Kühlung von Gebäuden ist nur zulässig, wenn die bestimmungsgemäße Nutzung nicht durch bautechnische oder andere geeignete Maßnahmen auf wirtschaftlich vertretbare Weise erreicht werden kann. Raumkonditionen, die abweichend von den allgemein anerkannten Regeln der Technik einen höheren Energieaufwand erfordern, sind unzulässig.“[Ham97]

Aktive Gebäudeklimatisierung kann durch gezielte Planung und Architektur sicherlich minimiert und teilweise auch vollständig kompensiert werden; es wird aber trotzdem Gebäude geben, deren Nutzung eine aktive Klimatisierung erfordert. Für den verbleibenden Klimatisierungsbedarf sollte vor dem Hintergrund des Beschlusses der Bundesregierung zur Reduktion der CO₂-Emissionen, der FCKW-Verbots-Verordnung und der III. Wärmeschutzverordnung die Gebäudeklimatisierung möglichst emissionsfrei und energiesparend erfolgen. In der III. Wärmeschutzverordnung wird in diesem Zusammenhang explizit der Einsatz regenerativer Energien gefordert, was im Einklang mit dem Ziel, den Primärenergiebedarf für die Gebäudeklimatisierung zu reduzieren, steht.

„Wird die Luft unter Einsatz von Energie gekühlt, ist der Energiedurchgang bei Fenstern und Fenstertüren ... zu begrenzen. Ausnahmen können zugelassen werden, soweit für die Kühlung überwiegend erneuerbare Energien eingesetzt werden.“ „Erneuerbare Energien im Sinne dieser Verordnung sind Sonne, Wind, Wasser- und Gezeitenkraft, Umwelt- und Erdwärme, Bio- und Deponiegas sowie nachwachsende Rohstoffe.“ [Ref92]

An dieser Stelle erscheint die solare Kühlung als das ideale Konzept zur Erfüllung all dieser Forderungen - nicht nur hinsichtlich der umweltfreundlichen Befriedigung der Klimatisierungsanforderungen, sondern auch als ideale Anwendung der Solartechnik. Vor allem aufgrund der „Alltagserfahrung“, daß Kühlbedarf und solare Einstrahlung direkt voneinander abhängen, stellt ein solarenergetisch angetriebenes Klimatisierungssystem eine naheliegende und effiziente Systemkombination dar.

Erst durch Effizienzverbesserungen und Kostenreduktionen bei der Solartechnik und vor allem durch gezielte Materialforschung bei der Sorptionstechnik haben thermisch betriebene *sorptionsgestützte Klimatisierungssysteme (SGK-Systeme)* und die Solartechnik den großen Schritt aufeinander zu gemacht. Sowohl die Solar- wie auch die SGK-Technik stellen für sich betrachtet keine wissenschaftlichen Neuentdeckungen dar, jedoch ist mit ihrer sinnvoll gewordenen Kombination ein neues System für die solare Kühlung möglich geworden.

Mit der vorliegenden Arbeit wird sowohl experimentell wie auch anhand von Simulationsrechnungen das Systemverhalten eines solar betriebenen SGK-Systems und dessen Potential für eine primärenergetisch optimierte Gebäudeklimatisierung analysiert. Die Arbeit gliedert sich im wesentlichen in vier Teilbereiche. Der erste Teil (Kapitel 1) beinhaltet grundlegende Definitionen und Kenngrößen zur Bewertung des Klimatisierungsprozesses sowie die Anforderungen, die vom Nutzer an die Systemleistung gestellt werden. Im zweiten Teilbereich (Kapitel 2) werden die für einen solaren Antrieb geeigneten Klimatisierungssysteme vorgestellt und bewertet.

Für die Bewertung des Potentials solar betriebener SGK-Systeme kommt der Systemauslegung sowie der Regelung und Steuerung des Gesamtsystems eine besondere Bedeutung zu. Da beide Teilsysteme schwankenden Randbedingungen (Umwelt und Nutzerverhalten) ausgesetzt sind, ist eine dynamische Betriebsführung erforderlich. Im dritten Teil der Arbeit wird ein Systemmodell entwickelt (Kapitel 3), mit dem das Gesamtsystem und dessen Betriebsführung vollständig simuliert werden kann. Anhand mehrerer Parametervariationen wird über Simulationsrechnungen eine primärenergetisch optimierte Betriebsführung und Auslegung des Gesamtsystems mit der Randbedingung, die Solarenergie effizient zu nutzen, ermittelt (Kapitel 5). Das so bestimmte Regelungskonzept wurde auf eine im realen Betrieb vermessene solare SGK-Pilotanlage [JG95] übertragen und anhand von Meßdaten ausgewertet (Kapitel 4 und 6).

Abschließend wird in Kapitel 7 eine einfache Analyseverfahren entwickelt, die eine grobe Einschätzung für das Potential solarer Klimatisierung an einem gewählten Standort für ein bestimmtes Gebäude gibt, ohne aufwendige Simulationsrechnungen durchführen zu müssen. Mit dieser Methode kann auch die Frage nach dem zeitlichen Zusammentreffen zwischen

solarer Einstrahlung und benötigter Klimatisierungsenergie beantwortet werden. Darüber hinaus bietet das entwickelte Verfahren für den Planungs- und Auslegungsprozeß eine einfache Möglichkeit, erste Abschätzungen über Größe und Leistungsfähigkeit eines solaren Klimatisierungssystems durchführen zu können.

Kapitel 1

Kühlung und Klimatisierung

An dieser Stelle soll die Anwendung, die im Mittelpunkt dieser Arbeit steht, genauer vorgestellt und abgegrenzt werden. Dabei wird wohlweislich zwischen **Kühlung** und **Klimatisierung** unterschieden. Ganz einfach gesprochen, wird bei der Kühlung lediglich eine *Temperaturabsenkung* erreicht, wohingegen bei der Klimatisierung sowohl die *Temperatur* als auch die *Feuchte kontrolliert* wird.

Für die Bewertung und den Vergleich der unterschiedlichen solaren Klimatisierungssysteme (Kapitel 2) ist daher entscheidend, den vollständigen Klimatisierungsprozeß - **Konditionierung der Lufttemperatur und der Luftfeuchte** - zu betrachten.

Unter Klimatisierung von Raumluft oder auch *air conditioning* versteht die American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (**ASHRAE**) den Prozeß, mit dem Luft so behandelt wird, daß gleichzeitig ihre Temperatur, Feuchte, Reinheit und Verteilung den Anforderungen des zu konditionierenden Raumes entspricht.

„The process of treating air so as to control simultaneously its temperature, humidity, cleanliness and distribution to meet the requirements of the conditioned space.“[AA79]

Sowohl Kühlung als auch Klimatisierung bewirken eine Änderung des Energiegehaltes der Luft, der über das thermodynamische Potential Enthalpie H oder die spezifische Enthalpie h ausgedrückt wird.

$$\text{Kühlung: } \Delta H_{Luft} \equiv \Delta H_{Luft}(T, x = \textit{konstant}) \quad (1.1)$$

$$\text{Klimatisierung: } \Delta H_{Luft} \equiv \Delta H_{Luft}(T, x) \quad (1.2)$$

mit :

$$T = \text{Temperatur, } [T] = ^\circ C$$
$$x = \text{absolute Feuchte, } [x] = \frac{\text{kg Wasser}}{\text{kg trockene Luft}}$$

Im von Mollier [Mol23] eingeführten h - x -Diagramm, das zur Darstellung des thermodynamischen Luftzustandes benutzt wird, ist dieser Unterschied besonders deutlich zu erkennen. Abbildung 1.1 zeigt den Kühlprozeß durch einen senkrechten Verlauf im Diagramm bei dem durch eine Temperaturabsenkung bei konstanter Feuchte eine Enthalpieniedrigung stattfindet. Der Verlauf des Klimatisierungsprozesses kann dagegen ein beliebiger Pfad im zwei-dimensionalen T - x -Raum sein, der nicht zwingend parallel zur Temperaturachse verlaufen muß.

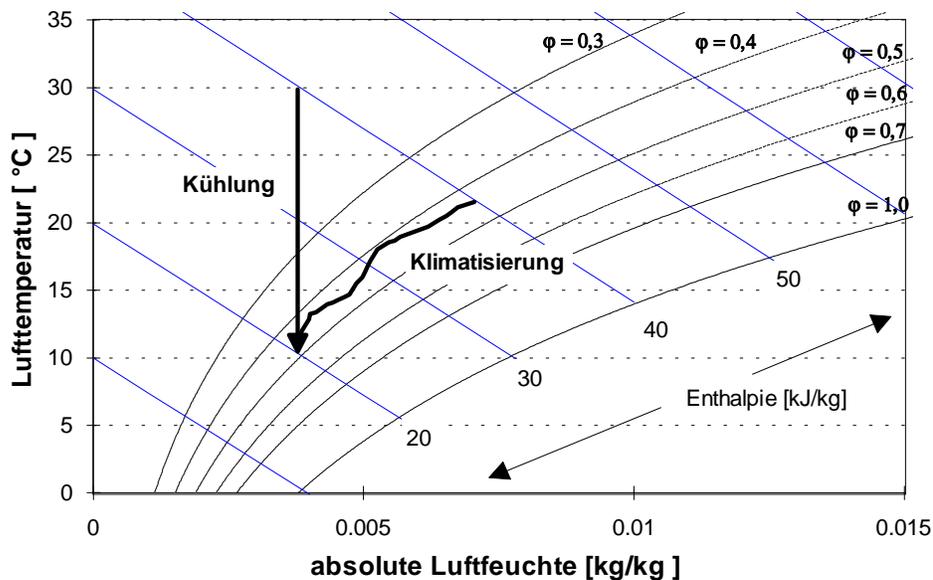


Abbildung 1.1: *Kühl- und Klimatisierungsprozeß im h - x -Diagramm. φ : relative Feuchte (Definition s. Abschnitt A.1), $\varphi = 1$: Sättigungskurve*

Die Beliebigkeit des Prozeßverlaufes beim Klimatisierungspfad bedeutet auch eine große Vielfalt von Prozeßführungen, die jedoch alle in die beiden Teilprozesse **Feuchte** **konditionierung** und **Temperatur** **konditionierung** aufgeteilt werden können. Im folgenden Beispiel werden zwei unterschiedliche Klimatisierungsprozesse vorgestellt sowie der jeweilige Klimatisierungspfad im h - x -Diagramm nachgezeichnet.

Sommerliche Umgebungsluft des Zustandes (32°C Lufttemperatur und 12 g/kg Luftfeuchte - entspricht 40% relative Feuchte) soll auf den Raumluftzustand (26°C Raumlufttemperatur und 10 g/kg Raumluftfeuchte - entspricht 47% relative Feuchte) klimatisiert werden.

Verglichen wird ein System, das Kühlung und Entfeuchtung über Kälte leistet, mit einem System, das durch einen thermisch getriebenen Sorptionsprozeß, wie er in Abschnitt 2.3 näher beschrieben wird, entfeuchtet und über die gleiche Kältemaschine wie im Vergleichsprozeß kühlt. Um über Kälte zu entfeuchten, muß die Luft auf die Taupunkttemperatur der gewünschten Feuchte abgekühlt und anschließend auf die geforderte Temperatur wieder erhitzt werden. Über den Sorptionsprozeß kann dagegen durch den thermischen Antrieb die Entfeuchtungsleistung geregelt und somit die geforderte Feuchte direkt erreicht werden. Da der Sorptionsprozeß nicht isotherm abläuft, muß die freiwerdende Wärme abgeführt werden. Abbildung 1.2 zeigt die Luftzustandsänderungen der beiden Prozesse im h-x-Diagramm. Beide Prozesse benötigen Kühlenergie. Im dargestellten Sorptionsprozeß wird jedoch weniger Kälte benötigt, was diesen damit im betrachteten Beispiel als energetisch günstiger ausweist. Hier deutet sich schon an, daß es unter der Prämisse, ein energetisch optimiertes Klimatisierungssystem zu betreiben, Untersuchungen bedarf, die anhand der vorgegebenen Nutzung und der klimatischen Randbedingungen das geeignete System ausfindig machen (s. dazu Kapitel 7).

Abbildung 1.2 zeigt nicht nur unterschiedliche Klimatisierungspfade, sondern verdeutlicht auch, daß abhängig vom Prozeßverlauf die eingesetzte Energie unterschiedlich effizient genutzt werden kann. Die benötigte Energie ist an der Summe der Enthalpiedifferenzen für die einzelnen Prozeßschritte abzulesen. Im Vergleich erweist es sich als ungünstig, mit Kälte zu entfeuchten.

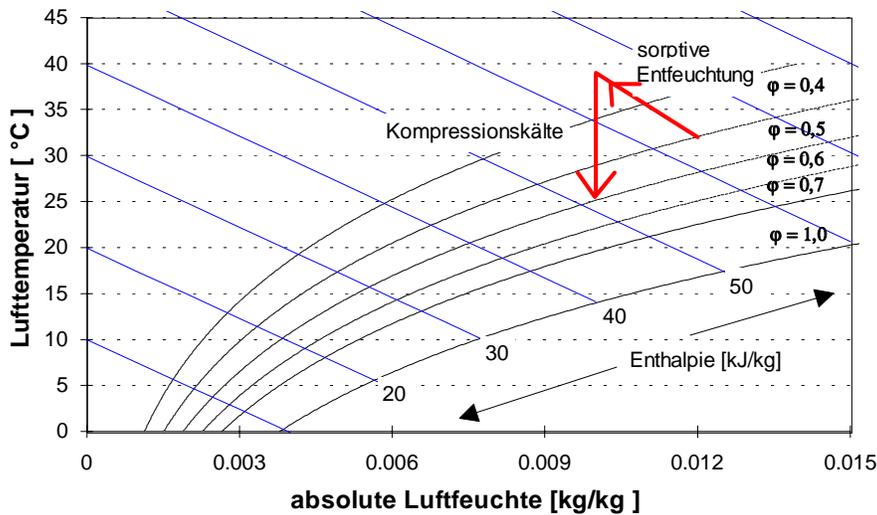
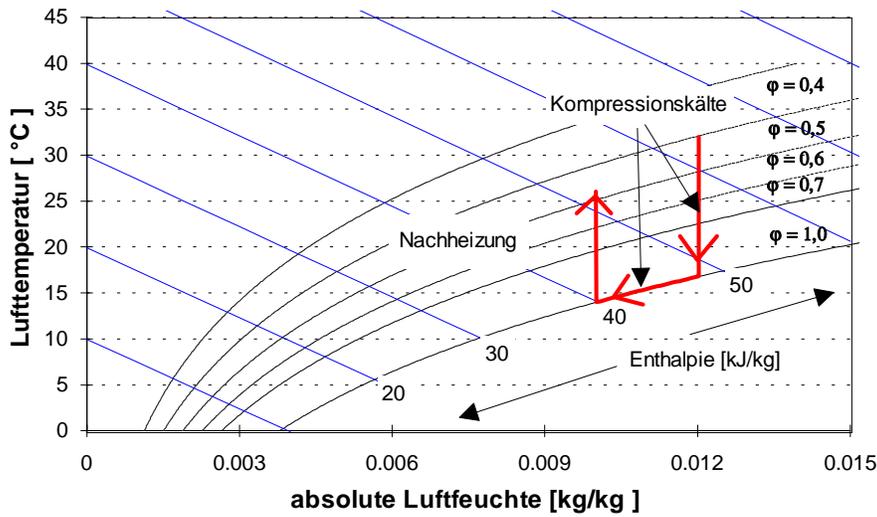


Abbildung 1.2: Vergleich eines kältegetriebenen (obere Grafik) und eines sorptiven Klimatisierungsprozesses (untere Grafik). Obere Grafik: Abkühlung von 32°C , 12g/kg auf die dazugehörige Sättigungstemperatur 17°C . Entfeuchtung und weitere Abkühlung entlang der Sättigungslinie ($\varphi = 1$) durch Kältezufuhr bis zur gewünschten Feuchte von 10g/kg . Abschließend Erwärmung auf gewünschte Temperatur von 26°C . Untere Grafik: sorptive Entfeuchtung auf gewünschte Feuchte, dabei Erwärmung auf 39.5°C durch Sorptionsprozeß. Abschließende Kühlung auf Wunschtemperatur durch Kältezufuhr.

1.1 Bewertungsgrößen für den Kälte- und den Klimatisierungsprozeß

Technische Prozesse werden unter anderem anhand ihrer Leistungsfähigkeit bewertet, welche sich aus dem Verhältnis der nutzbaren Leistung zu derjenigen bestimmt, die im Prozeß eingesetzt werden muß, um den Nutzen zu erzielen. Diese *Effizienz* oder *Leistungszahl* wird als **Coefficient of Performance (COP)** bezeichnet:

$$COP \equiv \frac{\text{nutzbare Leistung}}{\text{aufgewendete Leistung}} \quad (1.3)$$

1.1.1 Kenngrößen im Kälteprozeß

Für Kältemaschinen wird der entsprechende $COP_{Kälte}$, der auch als *Kältezah* bezeichnet wird, nach Gleichung 1.3 wie folgt berechnet:

$$COP_{Kälte} = \frac{\text{erzeugte Kälteleistung}}{\text{aufgewendete Leistung}} \quad (1.4)$$

Abhängig von der Energieform, die zum Betrieb des Prozesses benötigt wird, muß die nutzbare Leistung auf unterschiedliche aufgewendete Leistungen bezogen werden:

$$COP_{Kälte,elektr} = \frac{\dot{Q}_{Kälte}}{P_{elektr}} \quad (1.5)$$

$$COP_{Kälte,therm} = \frac{\dot{Q}_{Kälte}}{\dot{Q}_{therm}} \quad (1.6)$$

Dabei setzt sich die gesamte benötigte thermische Leistung (\dot{Q}_{therm} in Gleichung 1.6) aus der Hilfs- und der Solarwärmeleistung zusammen.

$$\dot{Q}_{therm} = \dot{Q}_{aux} + \dot{Q}_{solar} \quad (1.7)$$

Die unterschiedlichen Bezugsgrößen erschweren jedoch den Vergleich zwischen thermisch und elektrisch getriebenen Systemen, weshalb ein weiterer COP eingeführt wird, bei dem die nutzbare Leistung auf eine gemeinsame Bezugsgröße bezogen wird. Die geeignete Größe für diesen Vergleich ist der **Primärenergieeinsatz** im System. Hierunter werden alle zur Bereitstellung der Antriebsenergie benötigten **Energieträger** und weitere Hilfsenergien (z.B. elektrische Energie für Ventilatoren, Pumpen etc.) subsummiert. Das heißt, es wird bilanziert, wieviel Energie benötigt wurde, um die geforderte kWh Strom und Hilfswärme (Q_{aux}) zu

erzeugen. Die benötigte Wärme- und elektrische Leistung wird deshalb mit dem jeweiligen Umwandlungsfaktor η bewertet.

$$COP_{Kälte,primär} = \frac{\dot{Q}_{Kälte}}{P_{elektr} \cdot \frac{1}{\eta_{elektr}} + \dot{Q}_{aux} \cdot \frac{1}{\eta_{therm}} + \dot{Q}_{solar}} \quad (1.8)$$

Der ideal reversibel ablaufende Kälteprozeß kann als Umkehrung des Carnot-Wärme-kraftprozesses beschrieben werden (vgl. [dDfK89, Bre95, Bae92]). In diesem idealen Grenzfall kann der Wirkungsgrad des Prozesses über die Temperaturniveaus (ϑ in Kelvin) der Prozeßschritte ausgedrückt werden. Der Wirkungsgrad $\eta_{Kälte}$ berechnet sich dann zu:

$$\eta_{Kälte} = \frac{\vartheta_{Kälte}}{\vartheta_{Kondensator} \Leftrightarrow \vartheta_{Kälte}} \quad (1.9)$$

$$= \frac{1}{\frac{\vartheta_{Kondensator} \Leftrightarrow 1}{\vartheta_{Kälte}}} \quad (1.10)$$

wobei : $\vartheta_{Kälte}$: Temperatur der erzeugten Kälte
 $\vartheta_{Kondensator}$: Temperatur der Abwärme
des Prozesses

1.1.2 Kenngrößen im Klimatisierungsprozeß

Durch die Bestimmung der Klimatisierungsleistung als nutzbare Leistung kann über Gleichung 1.3 der entsprechende Klimatisierungs-COP COP_{Klima} zur Bewertung des Klimatisierungsprozesses bestimmt werden.

$$COP_{Klima} = \frac{\text{erbrachte Klimatisierungsleistung}}{\text{aufgewendete Leistung}} \quad (1.11)$$

Die *erbrachte Klimatisierungsleistung* entspricht der Kühllast \dot{Q}_{Last} , die aus dem zu klimatisierenden Objekt abgeführt werden muß. Die für die Berechnung nötige Kühllast wird durch Gleichung 1.17 in Abschnitt 1.2.2 ermittelt.

$$COP_{Klima} = \frac{\dot{Q}_{Last}}{\text{aufgewendete Leistung}} \quad (1.12)$$

Über die unterschiedlichen Bezugsgrößen (thermische, elektrische oder primärenergetische Leistung) können wie bei den Kälteprozessen die entsprechenden Klimatisierungs-COPs bestimmt werden. In den Gleichungen 1.5, 1.6 und 1.8 muß lediglich $\dot{Q}_{Kälte}$ durch \dot{Q}_{Last} ersetzt werden.

1.1.3 Exergetischer Wirkungsgrad

Der exergetische Wirkungsgrad stellt eine Bewertungsgröße dar, über die, wie mit dem primärenergetischen COP, Prozesse bewertet und verglichen werden können, die durch unterschiedliche Energieformen angetrieben werden. Denn mit der **Exergie** E wird eine Größe eingeführt, die den für den betrachteten Prozeß nutzbaren Anteil der eingesetzten Energie wiedergibt, während der nicht nutzbare Anteil der Energie als **Anergie** B bezeichnet wird. Baehr [Bae92] gibt die folgende Definition:

Exergie ist die Energieform, die sich in jede andere Energieform umwandeln läßt. Anergie ist dagegen eine Energieform, die sich nicht in Exergie umwandeln läßt.

Das Verständnis der beiden Begriffe ist eng mit dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik verbunden:

1. bei allen irreversiblen Prozessen verwandelt sich Exergie in Anergie
2. nur bei reversiblen Prozessen bleibt die Exergie konstant

Exergie bezeichnet somit beim Klimatisierungsprozeß den Energieanteil der Antriebsenergie, der im Klimatisierungsprozeß zu Klimatisierungsleistung umgewandelt und letztendlich zur Abfuhr der Kühllast genutzt werden kann. Abbildung 1.3 zeigt den Energiestrom eines Klimatisierungsprozesses im Vergleich zwischen einem ideal (reversibel) und einem irreversibel verlaufenden Prozeß.

Abbildung 1.3 verdeutlicht, daß die gesamte abgeführte Kühllast \dot{Q} als Anergie an die Umgebung abgegeben wird und daß dafür der Exergiestrom \dot{E}_Q benötigt wird. Bei der irreversibel arbeitenden Klimatisierungsmaschine ist die Irreversibilität an dem Exergieverluststrom \dot{E}_V abzulesen. Dieser hat zur Folge, daß der abzuführende Anergiestrom wie auch die Antriebsleistung P genau um den Exergieverluststrom (\dot{E}_V) erhöht werden. Reale Klimatisierungsprozesse, die alle irreversibel ablaufen, haben damit den Nachteil einer höheren Leistungsaufnahme verglichen zum idealen Prozeß und verursachen daher einen technischen Mehraufwand. Die sich aus diesen Betrachtungen ergebende Kenngröße ist der **exergetische Wirkungsgrad** ζ :

$$\begin{aligned} \zeta &\equiv \frac{\text{nutzbarer Exergiestrom}}{\text{aufgewendeter Exergiestrom}} \\ &\equiv \frac{\dot{E}_Q}{\dot{E}_Q + \dot{E}_V} \end{aligned} \quad (1.13)$$

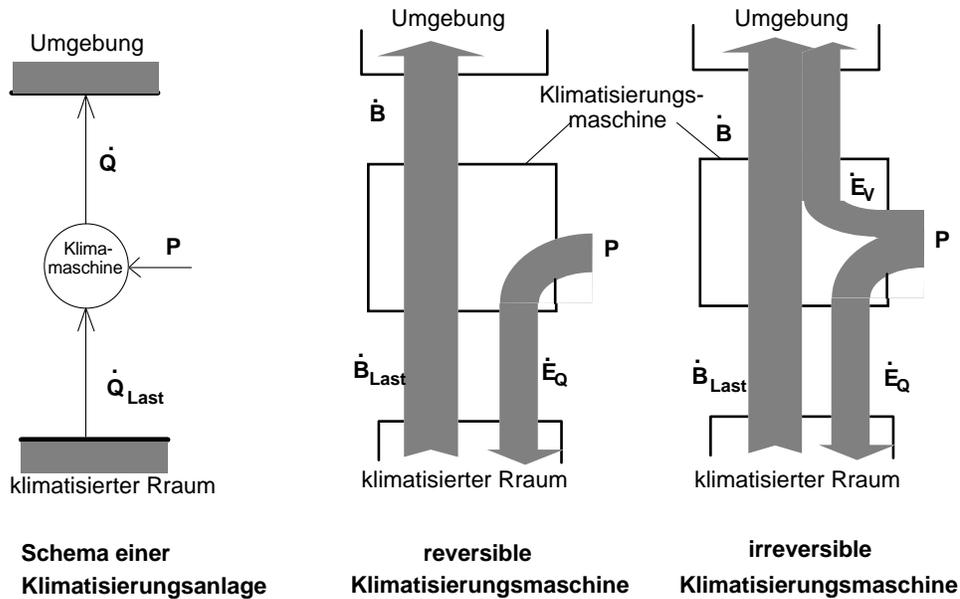


Abbildung 1.3: *Energieflüsse bei reversibel und irreversibel arbeitenden Klimatisierungsmaschinen (angepaßt an [Bae92]). \dot{E} : Exergiestrom und \dot{B} : Anergiestrom*

1.2 Raumklima, Behaglichkeit und Kühllast

Der Raumluftzustand hat einen großen Einfluß auf das Befinden der sich darin aufhaltenden Menschen. In diesem Zusammenhang ist es sehr einfach, Zustände zu beschreiben, die wir als unbehaglich empfinden wie zu feuchte oder zu warme bzw. zu kalte Luft. Eine Definition des gewünschten Zustandes ist dagegen nicht so direkt greifbar. Zumal dieser auch von der Art der Raumnutzung abhängt; sportliche Tätigkeit verlangt „andere Luft“ als Büroarbeit. Hierzu passend ein Zitat aus der DIN1946 „Raumlufttechnik, Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI-Lüftungsregeln)“

„Thermische Behaglichkeit ist gegeben, wenn der Mensch Lufttemperatur, Luftfeuchte, Luftbewegung und Wärmestrahlung in seiner Umgebung als **optimal** empfindet und weder wärmere noch kältere, weder trockenere noch feuchtere Raumluft wünscht“ [fN94b]

Herauszufinden, welcher Luftzustand für welche Situation der beste ist, beschäftigt Mediziner, Biologen, Sozialwissenschaftler und Techniker schon seit Beginn der Raumklimatisierung und wird sie auch weiterhin beschäftigen. Aus dieser Arbeit sind mehrere nationale [fN94b, ASH89] und internationale Normen und Richtlinien [dN94] entstanden, die bei dem Bemühen helfen, ein behagliches Raumklima zu definieren. In den folgenden Abschnitten werden kurz die wichtigsten Einflußgrößen vorgestellt.

1.2.1 Bestimmung des Raumkomforts

Das Behaglichkeitsempfinden wird sowohl von den sich im Raum aufhaltenden Personen, dem Raum selbst als auch von der Raumluftechnischen (**RLT**) Anlage bestimmt. Tabelle 1.1 faßt die jeweiligen spezifischen Einflußgrößen zusammen.

Personen	Raum	RLT-Anlage
Tätigkeit	Temperatur der Oberflächen	Luftaustausch
Bekleidung	Wärmequellen	Reinheit der Luft
Aufenthaltsdauer	Schadstoffquellen	Luftführung
thermische und stoffliche Belastung		
Belegung bzw. Anzahl		

Tabelle 1.1: *Größen zur Beeinflussung der Behaglichkeit von Raumluft*

In der DIN1946 werden zu allen Größen Richtwerte oder Berechnungsmöglichkeiten genannt. Von besonderem Interesse für die vorliegende Arbeit sind die Empfehlungen hinsichtlich der *thermischen Behaglichkeit*, die sich aus

- Lufttemperatur
- Luftfeuchte
- Luftbewegung
- Temperatur der Umschließungsflächen

ergibt. Die Behaglichkeitsanforderungen an die Luftfeuchte lauten:

die absolute Obergrenze liegt bei $11.5 \frac{g}{kg}$ und bei 65% relative Feuchte. Als Untergrenze werden 30% relative Feuchte angegeben.

$$\text{Feuchte} = \begin{cases} 65\% \text{ relative Feuchte} & : x \leq 11.5 \frac{g}{kg} \\ 11.5 \frac{g}{kg} \text{ absolute Feuchte} & : x > 11.5 \frac{g}{kg} \end{cases} \quad (1.14)$$

Auf die thermische Behaglichkeit hat sowohl die Lufttemperatur im Raum als auch die Strahlungstemperatur der Raumflächen Einfluß. Mit der *operativen Raumtemperatur* T_{op} oder auch „empfundene“ Temperatur genannt, ist eine Temperatur definiert, die genau dieses Zusammenwirken wiedergibt:

$$T_{op} = \frac{1}{2} \cdot (T_{Raum} + T_{rad}) \quad (1.15)$$

Dabei ist T_{rad} die Summe der örtlich bewerteten Strahlungstemperaturen¹ der zu berück-

¹bewertet über die Einstrahlzahl zwischen Raumpunkt und der bewerteten Fläche (zur Definition: [fN94b])

sichtigenden Raumflächen. Mit der Bestimmung der behaglichen Temperatur über die operative Raumtemperatur wird nicht nur der lokal herrschenden Lufttemperatur Rechnung getragen, sondern auch die thermische Umgebung berücksichtigt. Indirekt kann T_{op} auch mit Hilfe der von den Rauminssassen abgegebenen Wärme und der dieser Wärmeabgabe entsprechenden Temperatur eines schwarzen Strahlers definiert werden:

„ T_{op} ist die gleichmäßige Temperatur einer schwarz strahlenden Raumumschließung, bei der der Mensch die gleiche Wärmemenge für Strahlung und Konvektion abgibt, wie bei der gegebenen nicht gleichförmigen Umgebung.“ [HR98]

Der zur Behaglichkeit führende Wert $T_{op,soll}$ wird abhängig von der Außentemperatur² bestimmt.

$$T_{op,soll} = \begin{cases} 22^{\circ}C \leq T_{op} \leq 25^{\circ}C & : T_{Umg} \leq 26^{\circ}C \\ \frac{T_{Umg}+40^{\circ}C}{3} \leq T_{op} \leq \frac{T_{Umg}+49^{\circ}C}{3} & : 26^{\circ}C < T_{Umg} \leq 32^{\circ}C \end{cases} \quad (1.16)$$

In Abbildung 1.4 ist der in Gleichung 1.16 empfohlene Behaglichkeitsbereich grafisch dargestellt in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur.

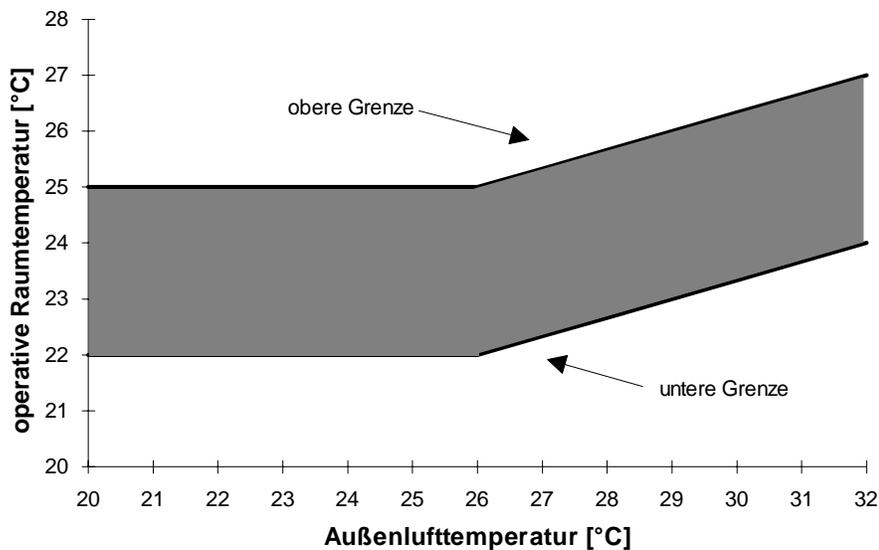


Abbildung 1.4: *Behaglichkeitsbereich der operativen Temperatur nach DIN 1946*

²genauer sogar noch nach Aktivitätsstufen, Bekleidung und inneren thermischen Lasten

Mit diesen Grenzen für Raumluftfeuchte und operativer Temperatur ergibt sich im h - x -Diagramm das sogenannte *Behaglichkeitsfeld* oder auch *Komfortbereich*. Es ist in Abbildung 1.5 dargestellt.

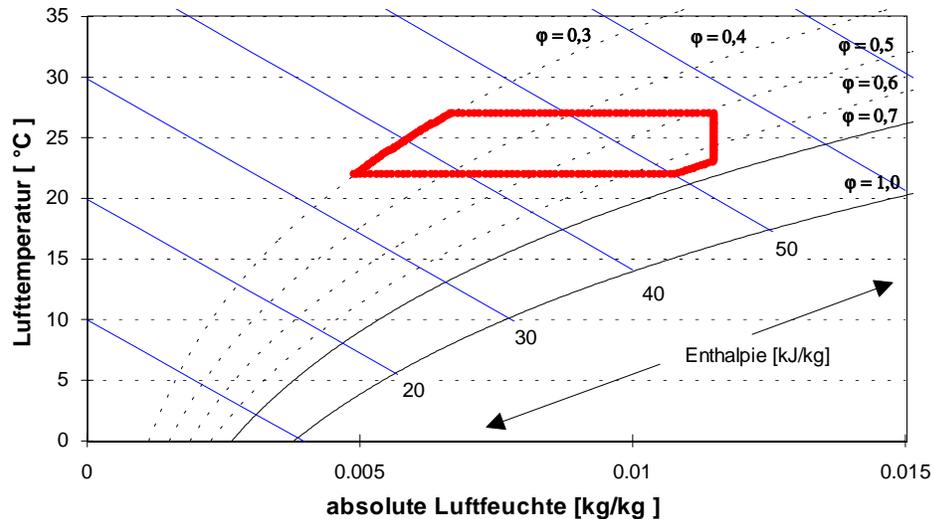


Abbildung 1.5: *Behaglichkeitsfeld (Komfortbereich) im h - x -Diagramm für $T_{Umg} \in [20^\circ\text{C}, 32^\circ\text{C}]$ (siehe Abbildung 1.4)*

Der Behaglichkeitszustand wird, wie bereits aufgezählt, auch über die Luftbewegung beeinflusst (Zugerscheinung). Die DIN1946 gibt zusätzlich für den Luftaustausch je nach Raumart unterschiedliche Richtwerte für den Luftaustausch aus hygienischen Aspekten vor. Dabei wird der empfohlene Außenluftstrom entweder personenbezogen oder flächenbezogen angegeben. Tabelle 1.2 gibt eine Übersicht der Richtwerte.

Raumart	Beispiel	Außenluftstrom	
		personen- [$\frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{Person}}$]	flächenbezogen [$\frac{\text{m}^3}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$]
Arbeitsräume	Einzelbüro	40	4
	Großraumbüro	60	6
Versammlungsräume	Konzertsaal, Theater, Konferenzraum		10 bis 20
Unterrichtsräume	Lesesaal		
	Klassenraum, Seminarraum,	20	12
	Hörsaal	30	15
Räume mit Publikumsverkehr	Verkaufsraum	20	3 bis 12
	Gaststätte	30	8

Tabelle 1.2: *Personen- und flächenbezogener Mindest-Außenluftstrom*

1.2.2 Bestimmung der Kühllast

Die angesprochenen Behaglichkeitsanforderungen bestimmen die Klimatisierungsleistung, die als **Heizlast** im Winter dem Raum zugeführt und im Sommer als **Kühllast** aus dem Raum abgeführt werden muß. Diese Lasten setzen sich aus äußeren Lasten (bestimmt durch die meteorologischen Größen Lufttemperatur, Luftfeuchte und Solarstrahlung) und den inneren Lasten, die sich aus der Raumnutzung ergeben, zusammen.

$$\dot{Q}_{Last} = \dot{V} \cdot \rho_L \cdot (h_{Umg} \Leftrightarrow h_{Raum}) + \dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{trans} + \sum \dot{Q}_{i,sens} + \sum \dot{Q}_{lat} \quad (1.17)$$

mit :

\dot{Q}_{Last}	$\dot{Q}_{Last} < 0$: gesamte Heizlast bzw. $\dot{Q}_{Last} > 0$: gesamte Kühllast
$\dot{V} \cdot \rho_L \cdot (h_{Umg} \Leftrightarrow h_{Raum})$	Last der Zuluft aufgrund der Enthalpiedifferenz zwischen Umgebungs- und Raumluft
\dot{Q}_{solar}	solarer Energieeintrag durch Fenster
\dot{Q}_{trans}	Energieeintrag bzw. -verlust durch Transmission über die Außenwände und -decken sowie Fenster
$\sum \dot{Q}_{i,sens}$	Summe der inneren sensiblen Wärmelasten (elektr. Geräte, Beleuchtung, Personen ...)
$\sum \dot{Q}_{i,lat}$	Summe der inneren latenten Lasten in Form von Wasserdampfbildung

Für die Kühllast, deren Kontrolle im Mittelpunkt dieser Arbeit steht, gilt, daß sie mit der Solarstrahlung umso stärker korreliert, desto dominanter der Anteil der äußeren Lasten die Gesamtkühllast bestimmt. In Kapitel 7 wird dieser Aspekt detailliert untersucht. Für die solare Klimatisierung bedeutet eine große zeitliche Korrelation kleine Speicher. Gleichung 1.17 verdeutlicht außerdem, daß der Bedarf an aktiver Kühlung mittels einer Klimatisierungsanlage durch Reduktion der Gesamtkühllast über geeignete bauliche Maßnahmen beschränkt werden kann. Jeder Summand in Gleichung 1.17 muß so klein wie möglich gehalten werden. So sollte der Luftwechsel auf das hygienisch erforderliche Maß reduziert werden (vgl. Tabelle 1.2). Der solare Energieeintrag sollte durch Verschattungselemente und die Transmission durch gute Isolierungen reduziert werden. Durch energiesparende elektrische Geräte sowie einer optimalen Nutzung des Tageslichtes können die inneren Lasten niedrig gehalten werden. Die Investition in solche baulichen Maßnahmen sollte daher vor der Investition in eine unnötig große aktive Anlage, die vor allem durch ihre hohen Betriebskosten ins Gewicht fällt, stehen.

Kapitel 2

Systeme für die Solare Kühlung

Unter der Bezeichnung *Systeme für die Solare Klimatisierung* werden solche Systeme zusammengefaßt, die mit solar gewonnener Energie betrieben werden. Sowohl auf der solaren Antriebsseite als auch bei der Klimatisierungsleistung können nochmal prinzipielle Unterscheidungen getroffen werden. Abbildung 2.1 zeigt eine grafische Übersicht (vgl. [Hen97]).

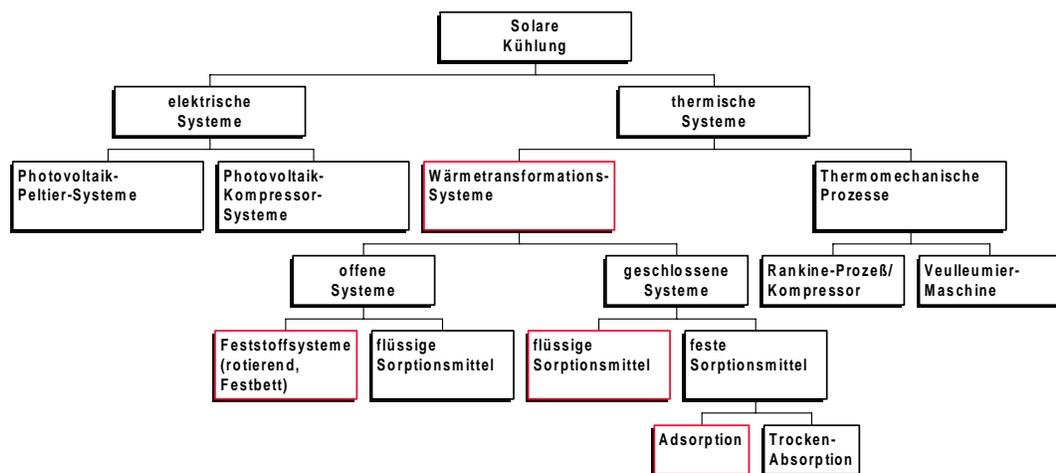


Abbildung 2.1: *Prozesse für die solare Kühlung im Überblick*

Die Solartechnik stellt durch Umwandlung von Sonnenlicht die beiden Energieformen

1. Wärme (durch Umwandlung über Solarkollektoren) und
2. elektrische Energie (durch Umwandlung über Solar-/Photovoltaikzellen)

bereit.

Die über einen Solarkollektor gewonnene Wärme kann dabei über unterschiedliche Medien zur Verfügung gestellt werden. Der Kollektor kann mit einem Fluid - in der Regel Wasser wegen seiner hohen Wärmekapazität und seinem guten Wärmeübertragungskoeffizienten - aber auch mit Luft durchströmt werden, so daß unterschiedliche Medien als Wärmeübertrager zum Einsatz kommen. Für die Umwandlung der Solarwärme und des Solarstromes in Kühlleistung können ebenfalls mehrere Techniken eingesetzt werden:

1. elektrisch getriebene Systeme

- (a) Kompressionskältemaschinen

2. thermisch getriebene Systeme

- (a) mechanische Systeme
- (b) Ab- und Adsorptionskältemaschinen
- (c) Sorptionsgestützte Klimatisierungssysteme

Unter den elektrisch getriebenen Systemen der solaren Kühlung wird eine ganz konventionelle Kompressionskältemaschine verstanden, die elektrisch von Photovoltaikmodulen versorgt wird. Die spezifischen Anforderungen, die sich aus der solaren Versorgung ergeben, beziehen sich weniger auf die Kühltechnik, sondern ausschließlich auf die effiziente Umwandlung der solaren Strahlung in elektrische Energie, um die Kompressionskältemaschine geeignet anzutreiben.

Außer der Strukturierung aus Abbildung 2.1 können solare Kühlsysteme auch dadurch unterschieden werden, wie die Luftentfeuchtung geleistet wird. Hierüber entscheidet sich, ob das System als *Kältemaschine* arbeitet und damit über Taupunktunterschreitung Luftentfeuchtung realisiert oder ob es als *Klimatisierungssystem* arbeitet, was eine direkte nicht über die Taupunkttemperatur geregelte Kontrolle der Luftfeuchte bedeutet. „Nur“ kühlende Systeme zeichnen sich durch einen geschlossenen Kältemittelkreislauf aus. Hierunter können alle elektrischen Systeme und die geschlossenen thermischen Systeme zusammengefaßt werden. Sie stellen ihre Kühlleistung in Form einer Wärmesenke für einen Wärmeträger bereit. Dieser kann dann über eine Kühldecke oder als Kühlkreis genutzt werden.

Die im folgenden vorgestellten thermomechanischen sowie Ab- und Adsorptionskältemaschinen zeichnen sich durch einen geschlossenen Kältemittelkreislauf aus und stellen demzufolge Kälteleistung bereit. Die in Abschnitt 2.3 behandelten ***sorptionsgestützten Klimatisierungssysteme (SGK-Systeme)*** gehören ebenfalls zu den thermisch angetriebenen Kühlmaschinen, sind jedoch hinsichtlich des Kältemittelkreislaufes ein offenes System. Außerdem wird, wie der Name schon sagt, nicht nur Kälte erzeugt, sondern auch klimatisiert (zur Unterscheidung s. Kapitel 1). Ein weiterer Unterschied besteht darin, daß bei SGK-Systemen der Kühlprozeß bei Umgebungsdruck und somit auf einem konstanten Druckniveau stattfindet, was hinsichtlich des technischen Aufwandes einen nicht unerheblichen Vorteil gegenüber den geschlossenen Systemen bedeutet. Aufgrund dieses Vorteils und der völlig ungefährlichen

Betriebsstoffe (Wasser und Luft - kein FCKW, keine korrosiven oder toxischen Lösungen) sowie der vergleichsweise geringen Anforderungen an die benötigte Solarwärme erscheint das SGK-System am vielversprechendsten für die solare Gebäudeklimatisierung. Deshalb ist das System Mittelpunkt dieses Kapitels und der weiteren Arbeit.

2.1 Thermisch getriebene Kühlprozesse

Thermisch getriebene Kühlprozesse können nach Abbildung 2.1 in thermomechanische Prozesse und Wärmetransformationssysteme unterteilt werden. Diese Unterscheidung basiert auf den zugrunde liegende Kühlprozeß.

2.1.1 Thermomechanische Prozesse

Bei diesen Prozessen wird Kälte ganz gewöhnlich durch eine Kompressionskältemaschine bereit gestellt. Die Antriebsenergie dieser Maschine wird jedoch thermisch erzeugt.

Beim thermomechanischen Rankine-Prozeß wird thermisch erzeugter Dampf in mechanische Energie zum Antrieb eines Motors umgewandelt. Dieser Motor wiederum treibt den Kompressor der Kompressionskältemaschine an. Abbildung 2.2 skizziert den Rankine-Prozeß. Der offensichtliche Nachteil des Systems liegt in der zweistufigen Konversion der Antriebsleistung von thermischer in mechanische und anschließend von mechanischer in Kompressionsleistung. Demgegenüber ist als Vorteil die Flexibilität der energetischen Versorgung zu nennen. Denn ist das System an ein elektrisches Netz angeschlossen, so kann - wenn kein Kühlbedarf gegeben ist - erzeugte elektrische Energie in das Netz eingespeist werden und umgekehrt bei mangelnder solarer Versorgung, das System mit nicht solar erzeugter elektrischer Energie problemlos versorgt werden.

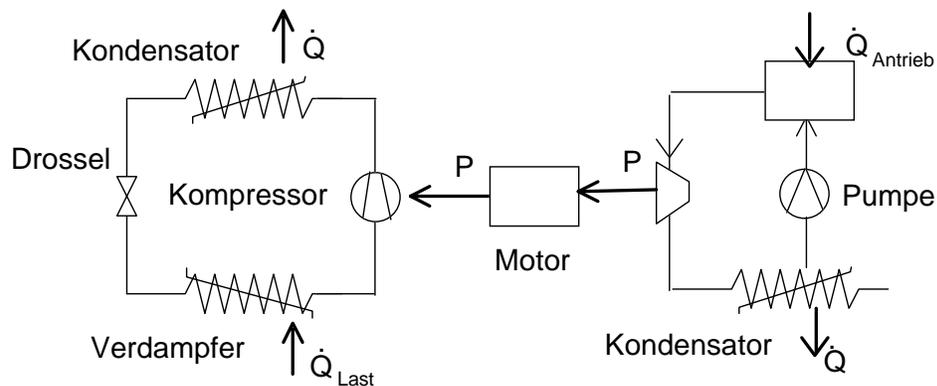


Abbildung 2.2: *Rankine-Prozeß*

In [Cur93] werden die Forschungsarbeiten, die zu diesen Systemen in den USA in den 80er Jahren stattgefunden haben, umfassend vorgestellt.

2.1.2 Wärmetransformationsprozesse

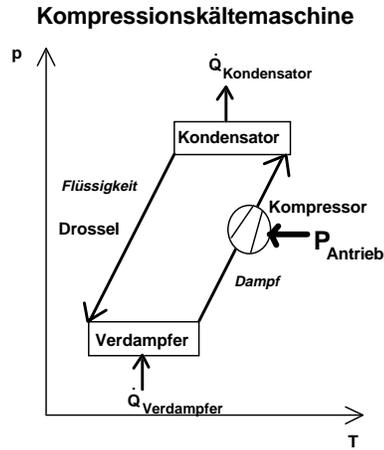
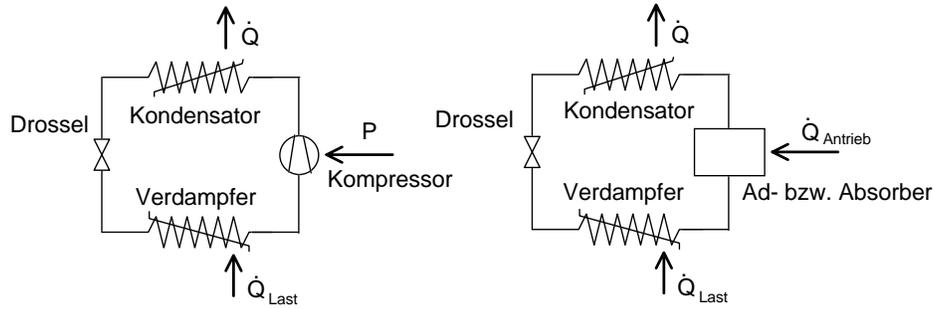
Wärmetransformationsprozesse zeichnen sich gegenüber solar-elektrischen und thermomechanischen Kühlprozessen dadurch aus, daß hier ein gegenüber der Kompressionskältemaschine abgewandelter Kühlprozeß betrieben wird. Aufgrund des thermischen Antriebs muß im gewöhnlichen Kompressionskälteprozeß der elektrisch getriebene Kompressor ersetzt werden. Dies geschieht durch ein Sorptionssystem.

Sorption ist die Sammelbezeichnung für alle Vorgänge, bei denen ein Stoff durch einen anderen mit ihm in Beziehung stehenden Stoff selektiv aufgenommen wird. Dabei wird die sorbierte Substanz als **Sorbat** und die sorbierende als **Sorbens** bezeichnet. Je nach Art der Stoffaufnahme wird zwischen Absorption und Adsorption unterschieden. Handelt es sich bei dem Sorbat um ein Gas oder Gasgemisch, das gleichmäßig in das Sorbens eindringt, so wird dieser Sorptionsprozeß als **Absorption**, das Sorbat als **Absorbat** und das Sorbens als **Absorbens** bezeichnet. Dringt das Sorbat nicht gleichmäßig in das Sorbens ein, sondern wird es vielmehr durch Oberflächenkräfte an der Phasengrenze zwischen Sorbens und Sorbat festgehalten, so liegt **Adsorption** vor. (Zur Begrifflichkeit vgl. Rompp [Roe])

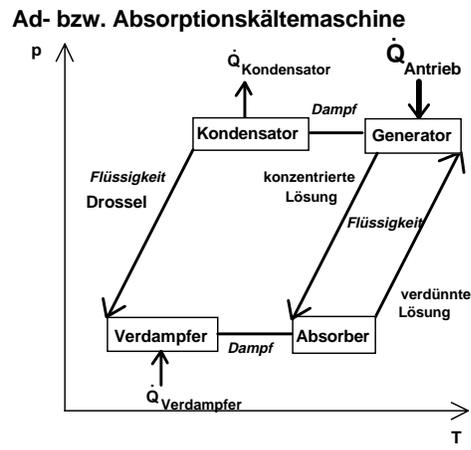
Zu den Grundlagen der Sorption siehe auch [Hen93] und [Rut84].

Das Sorptionssystem ersetzt den Kompressor dadurch, daß es bei niedrigen Verdampfdruck den Kältemitteldampf ab- bzw. adsorbiert und ihn durch die Desorption (Austreibung des Sorbates - hier Kältemittel) dem Kondensator beim höheren Kondensationsdruck zuführt. Die Desorption geschieht durch Wärmezufuhr in das Sorbens. In diesem Vorgang verbirgt sich der thermische Antrieb des Systems, speziell des „Ersatzkompressors“ der auch als **thermischer Kompressor** bezeichnet wird. Abbildung 2.3 skizziert beide Systeme und zeigt den Prozeß vergleichend im P-T-Diagramm.

Durch die Verbindung (den Phasenkontakt) des Kältemittels mit dem Sorptionsmaterial verschiebt sich die Dampfdruckkurve des Kältemittels. Dieser Effekt ermöglicht durch Zufuhr von Wärme eine Kompression (thermische Kompression) des Kältemitteldampfes. In Abbildung 2.3 ist im p-T-Diagramm der Prozeß einer Absorptionskältemaschine skizziert. Der eingezeichnete Lösungsmittelkreislauf mit konzentrierter und verdünnter Lösung ist nötig, um einen kontinuierlichen Betrieb zu gewährleisten. Bei Adsorptionskältemaschinen findet der Sorptionsprozeß an Feststoffen statt, so daß kein Kreislauf zwischen angereichertem und



Kompressionskältemaschine



Absorptionskältemaschine

Abbildung 2.3: Vergleich zwischen elektrisch und thermisch getriebenem Kälteprozeß. (Die Bezeichnungen „Dampf“ und „Flüssigkeit“ beschreiben den Aggregatzustand des Kältemittels während der entsprechenden Prozeßphase. Konzentrationsangaben beziehen sich auf das Lösungsmittel.)

getrockneten Sorptionsmittel möglich ist. Um hier einen kontinuierlichen Prozeß durchführen zu können, werden mindestens zwei Sorptionssysteme periodisch mit dem Kältemittel beladen und regeneriert.

Für die in Abbildung 2.3 dargestellte ideale thermisch angetriebene Kältemaschine läßt sich der exergetische Wirkungsgrad ζ (vgl. Gleichung 1.13) einfach bestimmen:

$$\begin{aligned} \zeta &= \frac{\dot{E}_Q}{\dot{E}_Q + \dot{E}_V} \Leftrightarrow \zeta = \frac{\dot{S}_{\text{Verdampfer}}}{\dot{S}_{\text{Generator}}} \cdot \frac{\vartheta_{\text{Kondensator}} \Leftrightarrow \vartheta_{\text{Verdampfer}}}{\vartheta_{\text{Generator}} \Leftrightarrow \vartheta_{\text{Kondensator}}} \\ &= \frac{\frac{|\dot{Q}_{\text{Verdampfer}}|}{\vartheta_{\text{Verdampfer}}}}{\frac{\dot{Q}_{\text{Antrieb}}}{\vartheta_{\text{Generator}}}} \cdot \frac{\vartheta_{\text{Kondensator}} \Leftrightarrow \vartheta_{\text{Verdampfer}}}{\vartheta_{\text{Generator}} \Leftrightarrow \vartheta_{\text{Kondensator}}} = \frac{|\dot{Q}_{\text{Verdampfer}}| \cdot \left(\frac{\vartheta_{\text{Kondensator}} \Leftrightarrow \vartheta_{\text{Verdampfer}}}{\vartheta_{\text{Verdampfer}}} \Leftrightarrow 1 \right)}{\dot{Q}_{\text{Antrieb}} \cdot \left(1 \Leftrightarrow \frac{\vartheta_{\text{Kondensator}}}{\vartheta_{\text{Generator}}} \right)} \quad (2.1) \end{aligned}$$

Absorptionsprozesse werden schon seit mehr als 100 Jahren zur Kühlung genutzt. Die durchschnittlich benötigten Antriebstemperaturen von $80 \Leftrightarrow 100^\circ\text{C}$ lassen diese Technik auch als Anwendung für Solarkollektoren möglich erscheinen, stellen aber gleichzeitig wegen der für Kollektoren schon hohen Temperaturen hohe Anforderungen an die Effizienz der Kollektoren.

Der thermische COP (COP_{therm}) einer **Absorptionskälteanlage** berechnet sich im idealen Grenzfall aus der Verdampfungswärme r_0 des Kältemittels und der Summe aus Verdampfungswärme r_0 und Lösungs- oder Bindungswärme l :

$$COP_{therm,ideal} = \frac{r_0}{r_0 + l} \leq 1 \text{ für } l \geq 0 \quad (2.2)$$

In realisierten Anlagen werden Werte von ca. 0.7 für COP_{therm} erreicht.

Die in Abbildung 2.3 betrachtete Systemverschaltung beinhaltet einen Generations- und einen Absorptionsprozeß. Aus diesem Grund wird diese Verschaltung auch als **Single-Effect** Variante bezeichnet. Um die im Generator eingesetzte Antriebswärme möglichst effektiv zu nutzen, sind einige Varianten zu dieser Prozeßführung entwickelt worden. Im sogenannten **Double-Effect** Prozeß wird ein zweiter Generator zur Regenerationsunterstützung der verdünnten Lösung und ein zweiter Kondensator auf mittlerem Temperatur- und Druckniveau eingefügt. Die Kondensationswärme des Kondensators bei hoher Temperatur wird als Antriebswärme im zweiten Generator genutzt. Im idealen Grenzfall kann bei der Double-Effect-Maschine die Wärme r_0 einmal am ersten Generator und ein zweites Mal als Kondensationswärme vom Kondensator kommend im zweiten Generator genutzt werden, so daß sich als Grenzwert für den thermischen COP 2 ergibt (Werte für reale Maschinen liegen bei 1.2 [Ent]). Eine weitere Verschaltung zur effizienten Ausnutzung der eingesetzten Regenerationswärme ist der **Dual-Loop**-Prozeß [Rei84]. Diese Variante besteht aus zwei getrennten Single-Effect-Maschinen, die untereinander Wärme-, jedoch nicht das Kältemittel austauschen. Hier sind beide Stoffkreisläufe vollständig voneinander getrennt. Die Sorptions- und Kondensationswärme des Sorptionssystems 1 wird als Antriebswärme für den Generator 2 des zweiten Sorptionssystems genutzt, während die Kondensationswärme des Systems 2 für die Verdampfung des Kältemittels im System 1 genutzt wird. Als besonders geeignet für die Nutzung von Solarenergie sei noch auf die vom ZAE Bayern [Lam95, CS96] entwickelte als **Single-Effect Double-Lift** Schaltung bezeichnete Variante verwiesen. Hier wird durch einen zusätzlichen Single-Effect Prozeß über ein zweites Sorptionssystem erreicht, daß die zum Antrieb eingesetzte Wärme insgesamt an drei Generatoren bei unterschiedlichen Temperaturniveaus genutzt werden kann. Werden die drei Generatoren nacheinander von einem Wärmeträger in nach ihrem Temperaturniveau abfallender Reihenfolge durchströmt, so kühlt dieser deutlich stärker aus als bei einer Single-Effect-Anlage. Genau diese Eigenschaft ist für die Integration von Solarkollektoren bedeutsam, da diese bei niedrigen Temperaturen einen höheren Wirkungsgrad erzielen. Der COP dieser Verschaltung liegt zwischen dem einer Single-Effect (0.7) und dem einer Double-Lift Anlage (0.4) und bestimmt sich je nach Aufteilung der zugeführten Wärme auf die drei Generatoren.

Im Gegensatz zur Absorptionskältemaschine findet bei den **Adsorptionskältemaschinen** der Sorptionsprozeß an einem Feststoff statt, weshalb das Sorptionsmittel innerhalb des Systems nicht leicht beweglich ist. Für den kontinuierlichen Betrieb des Sorptionsprozesses müssen deshalb mindestens zwei Sorptionskammern betrieben werden, die im Wechsel das Kältemittel adsorbieren und selbst wieder regeneriert werden. Die Maschinen können bereits bei Temperaturen ab 60°C Kälte bereit stellen, was sie für thermische Solarkollektoren sehr interessant werden läßt¹. Die zwei in Deutschland erhältlichen Adsorptionskältemaschinen [mG, ALB] arbeiten mit Silikagel als Sorptionsfeststoff und Wasser als Kältemittel. Der thermische COP wie er in Gleichung 1.6 definiert wurde beträgt ca. 0.67 [mG].

2.2 Bewertung der genutzten Solarenergie

Ein bedeutender Unterschied zwischen solar erzeugter Kälte im Vergleich zu solarer Wärme besteht darin, daß bei der solaren Kühlung die solar gewonnene Energie nicht direkt genutzt wird, sondern als Antrieb für einen Energiewandler dient. Erst dieser Energiewandler (Kälte-, Klimatisierungsanlage) erzeugt über einen thermodynamischen Prozeß die nutzbare Kälte- bzw. Klimatisierungsleistung wie Abbildung 2.4 verdeutlicht.

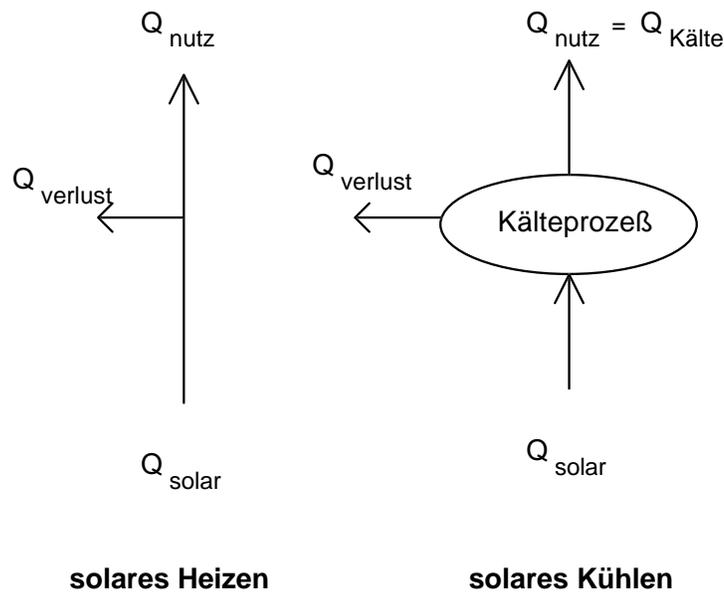


Abbildung 2.4: *Vergleich der Nutzung von solarer Wärme bei Heizsystemen und thermisch getriebenen Kälteanlagen*

¹Ein entsprechendes Projekt wird vom Fraunhofer ISE mit der Universitätsklinik Freiburg durchgeführt [Kae98].

Soll nicht die Effektivität des Kühl- oder Klimatisierungssystems wie in Abschnitt 1.1 über den Coefficient of Performance bestimmt werden, sondern, wie effizient die Solarenergie genutzt wird, so muß eine neue Größe definiert werden. A. Ileri [Ile97] führt zur besseren Unterscheidung zwei unterschiedliche Größen ein. Ausgehend von der Energie, die dem System zugeführt wird, wird der solare Anteil über das *Fraction of Non-Purchased Energy (FNP)* bewertet.

$$FNP = \frac{Q_{solar}}{Q_{total}} \quad , \text{ wobei: } Q_{total} = Q_{Antrieb} + W_{elektr} \quad (2.3)$$

Entscheidend ist, daß Q_{solar} in Gleichung 2.3 den Bruttowärmeertrag des Kollektors angibt und nicht die solare Wärme, die für den **Antrieb** des Systems benötigt wird.

FNP ist damit für solare Heizanwendungen die naheliegende Größe zur Messung des solaren Nutzens, da beim Heizprozeß die (Heiz-) Last durch die solare Wärme direkt verringert wird. Für einen thermisch angetriebenen Kälteprozeß muß FNP jedoch noch modifiziert werden, da hier der Anteil der solar eingebrachten Wärme nicht direkt über deren Beitrag am Gesamtenergieeinsatz bestimmt ist, sondern über deren Anteil am Betrieb des thermodynamischen Kälteprozesses (siehe auch Abbildung 2.4). FNP könnte somit die Effizienz der solaren Nutzung verfälschen, wenn die Solarenergie aufgrund ihres thermischen Niveaus im Prozeß nur als *Abfallwärme* bilanziert würde. FNP hätte den gleichen Wert unabhängig davon, ob die Solarwärme vollständig, nur zum Teil oder gar nicht benötigt würde. [Ile97] führt deshalb für die Bestimmung der solaren Effizienz der genutzten Solarenergie bei einem Kühlprozeß mit dem *Solar Performance Coefficient (SPC)* eine zweite Größe ein.

$$SPC = 1 \Leftrightarrow \frac{Q_{aux}}{Q_{Last}} \quad (2.4)$$

Der Quotient in Gleichung 2.4 gibt an, wieviel Hilfswärme pro Energieeinheit der Last bereitgestellt werden muß. SPC ist somit eine von dem Betrag der verfügbaren Solarwärme unabhängige Größe. Lediglich indirekt kommt der solare Nutzen zum Tragen: je effizienter die solare Wärme genutzt werden kann, desto kleiner wird Q_{aux} und umso größer SPC.

Für den Heizfall ergibt sich unter idealen Randbedingungen (verlustfreie Nutzung der in das System eingebrachten Wärme und Vernachlässigbarkeit der elektrischen Hilfsenergie) eine Gleichheit zwischen FNP und SPC:

$$FNP = \frac{Q_{solar}}{Q_{total}} = \frac{Q_{Last} \Leftrightarrow Q_{aux}}{Q_{Last}} = 1 \Leftrightarrow \frac{Q_{aux}}{Q_{Last}} = SPC \quad (2.5)$$

Die Kennzahl SPC entspricht genau einer anderen verbreiteten Kennzahl für solar betriebene Anwendungen: dem

solaren Deckungsanteil SD oder auch ***Solar Fraction SF***

$$SD \equiv \frac{\text{solar gedeckte Last}}{\text{gesamt zu deckende Last}} = 1 \Leftrightarrow \frac{\text{über Hilfsenergie gedeckte Last}}{\text{gesamt zu deckende Last}} \quad (2.6)$$

In Gleichung 2.6 wird sofort deutlich, daß SPC und SD exakt gleich sind. Lediglich ihre Bestimmung gestaltet sich anders. Bei der Berechnung von SD muß der genutzte Anteil der solaren Wärme bekannt sein, wohingegen bei der Bestimmung von SPC die benötigte Hilfswärme in die Berechnung eingeht.

2.3 Sorptionsgestützte Klimatisierung (SGK)

Sorptionsgestützte Klimatisierungssysteme sind in den vergangenen Jahren in der Klima- und Kältebranche in den Vordergrund getreten. Deutlich wird dies unter anderem an dem Versuch, in Deutschland einen geeigneten Terminus für diese Systeme zu finden. Begonnen wurde mit dem anglikanischen Begriff **Desiccant Cooling System (DCS)**. Das *Institut für Luft- und Kältetechnik gemeinnützige Gesellschaft mbH, Dresden* (ILK) führte die Bezeichnung **Desiccative and Evaporative Cooling (DEC)** ein. 1996 wurde dann vom *Fachinstitut Gebäude Klima e.V.* der heute verbreitete Terminus **Sorptionsgestützte Klimatisierung (SGK)** [e.V96] eingeführt. Diese Begriffsentwicklung dokumentiert das gewachsene Interesse an der Technik. Die Tatsache, daß ein passender Begriff nicht so selbstverständlich gefunden wurde, verdeutlicht auch das besondere an diesem System. Es ist komplex und vereint mehrere Effekte, deren Benennung in der Begriffsentwicklung zu berücksichtigen versucht wurde.

1994 wurde in der Fachzeitschrift *KI Luft- und Kältetechnik* [Heite] mit einer Folge von Beiträgen die Thematik der sorptionsgestützten Klimatisierung einem breiten Publikum im deutschsprachigen Raum als alternative Kühltechnik vorgestellt.

„Desiccative and Evaporative Cooling, das ist eine neuartige Technologie im Bereich der Klima-Kältetechnik, die energetische und wirtschaftliche Vorteile verspricht.“ [Hei94]

Die von Heinrich zitierten Aussichten bestimmen den Inhalt der folgenden Kapitel: es wird das energetische und wirtschaftliche Potential von SGK-Systemen untersucht. Analysiert wird diese Problematik anhand primärenergetischer Betrachtungen. Spezifisch für diese Arbeit wird neben der Untersuchung reiner SGK-Systeme die Integration der Solartechnik in diese Systeme sein.

In den U.S.A. wurden SGK-Systeme in den 60er bis weit in die 80er Jahre hinein untersucht und einige Prototypen entwickelt [AAP92]. 1968 realisierte Munters [Mun68] erstmals den auf Pennington [Pen55] zurückgehenden Zyklus. Da die Arbeiten größtenteils vom *Institute of Gas Technology (IGT)* finanziert wurden, stand die solare Anwendung nicht im Vordergrund. Seit 1995 gibt es ein nationales Programm, das sich in Zusammenarbeit mit der entsprechenden Industrie um die Entwicklung und Verbreitung von Desiccant Cooling

Systemen kümmert [Fis95]. 1998 ist eine erste Norm für „Desiccant Dehumidification Components“ [AIR98] veröffentlicht worden, in der Standardgrößen und Standardtests beschrieben werden.

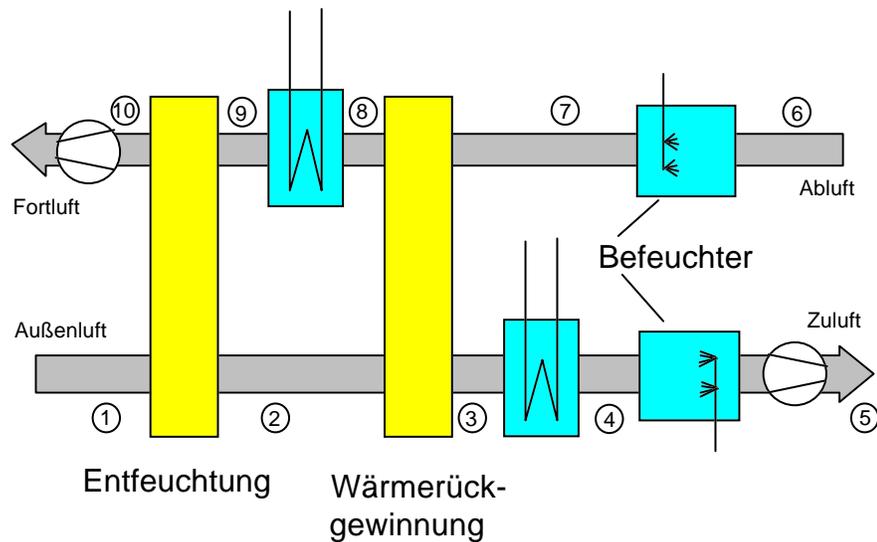
In Japan wurde - ausgelöst durch die Ölkrise - in den 80er Jahren an Universitäten, nationalen Instituten und in der Industrie an der Entwicklung solarer SGK-Systeme gearbeitet [KM92]. Eine weitere Kommerzialisierung dieser Systeme wurde jedoch trotz vielversprechender Einsatzmöglichkeiten durch den niedrigen Preis für fossile Energieträger verhindert. ([Loe92] und [Rob92] geben eine ausführliche Zusammenfassung der Technik und ihres Entwicklungsstandes.)

Seit 1998 wird im Rahmen der *International Energy Agency (IEA)* in einer Task des „Solar Cooling and Heating Programme“ die Möglichkeit der solaren Klimatisierung untersucht [HMH98].

2.3.1 Funktionsweise eines SGK-Systems

Wie schon in Abschnitt 2.1 erwähnt, unterscheiden sich SGK-Systeme von thermisch getriebenen Ab- und Adsorptionskältemaschinen dadurch, daß sie ein offenes System darstellen. Sowohl das Kältemittel Wasser als auch das zu kühlende Medium Luft stehen einerseits mit der Umgebung und andererseits auch untereinander in Kontakt und gegenseitigen Austausch. Verdeutlicht wird dies in der Prinzipskizze Abbildung 2.5 und der dazugehörigen Tabelle mit den einzelnen Prozeßschritten. Dieser Systemaufbau entspricht dem klassischen *Pennington Cycle* [Pen55], auch als *Ventilation Cycle* bezeichneten Aufbau.

Zwei weitere schon angesprochene Unterschiede zwischen SGK-Systemen und Ab- bzw. Adsorptionskälteanlagen ist das konstante Druckniveau bei dem das System arbeitet (Umgebungsdruck). Es ist keine Druckänderung zwischen Verdampfer und Kondensator nötig. Der zweite, vielmehr die Anwendung betreffende Unterschied, besteht in der erzeugten Nutzleistung. Bei den geschlossenen Systemen wird ein Kaltwassersatz bereitgestellt, der zur weiteren Anwendung genutzt werden kann. Mit einem SGK-System wird dagegen sowohl die Temperatur als auch die Feuchte der durchströmenden Luft direkt konditioniert, so daß dieses System als vollständiges Klimatisierungsgerät betrachtet werden muß. Ab- und Adsorptionskälteanlagen müssen demgegenüber mit ihrer produzierten Kälte zusätzlich noch ein Klimagerät antreiben, um Raumluft vollständig zu konditionieren.

Abbildung 2.5: *Systemskizze eines SGK-Systems*

Zustandsänderung	Prozeßverlauf
1 - 2	adiabate Entfeuchtung der Umgebungsluft über das Sorptionsrad. Die freiwerdende Adsorptionswärme erhitzt die Luft.
2 - 3	Sensible Abkühlung der entfeuchteten Luft über das Wärmerückgewinnungsrad im Gegenstrom zur kälteren Abluft.
3 - 4	Zulufterwärmung (nur im Heizfall aktiv!)
4 - 5	Weitere Abkühlung durch Verdunstungseffekt aufgrund von Luftbefeuchtung. Regelbare Befeuchter bieten zusätzliche Kontrolle.
5 - 6	Aufnahme der Kühllast des Raumes. Erwärmung durch innere und äußere Lasten sowie evtl. Feuchteaufnahme.
6 - 7	möglichst maximale Befeuchtung der Abluft, um ihr Kältepotential in vollem Umfang zu nutzen.
7 - 8	Aufnahme der Wärme aus getrockneter Zuluft über das Wärmerückgewinnungsrad ohne Feuchteänderung. „Kälteübertragung“ an die Zuluft
8 - 9	Zufuhr der Antriebswärme über Luftherhitzer.
9 - 10	Regeneration des Sorptionsrades. Die warme Regenerationsluft desorbiert das Rad durch adiabate Feuchteaufnahme. Der von der Regenerationsluft aufgenommene Wasserdampf wird an die Umgebung abgegeben

Die den einzelnen Prozessschritten entsprechenden Zustandsänderungen der konditionierten Luft sind in Abbildung 2.6 für einen Kühlfall beispielhaft dargestellt.

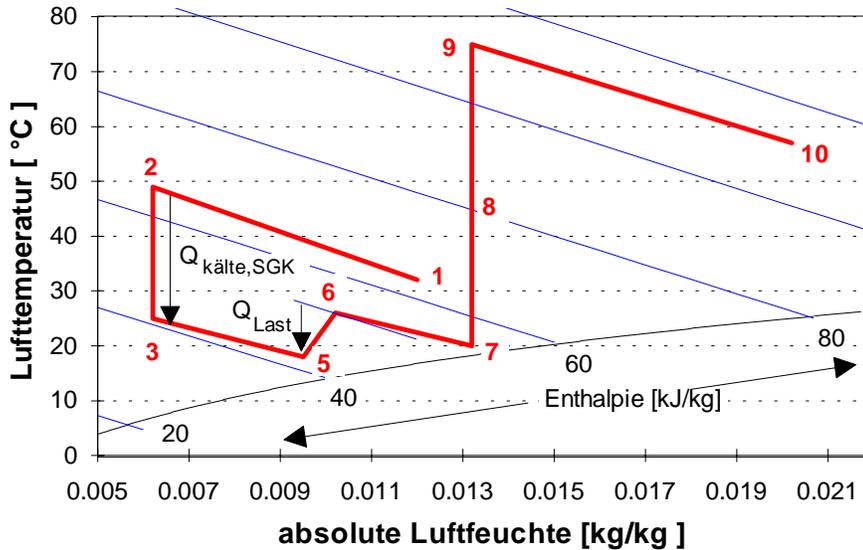


Abbildung 2.6: Zustandsänderungen innerhalb eines SGK-Systems dargestellt im h - x -Diagramm

Die Prinzipskizze und der Prozeßverlauf verdeutlichen die folgenden Charakteristika eines SGK-Systems:

- die Kühllast des Raumes wird durch Ventilation mit konditionierter Umgebungsluft abgeführt
- sensible Kühlung geschieht ausschließlich durch Verdunstungskühlung und Wärmerückgewinnung
- Sorption erhöht das Verdunstungspotential und dient der Feuchtekontrolle
- Kältemittel Wasser ist in direktem Kontakt mit der Raumluft
- direkte Beeinflussung des Raumluftzustandes
- die Zulufttemperatur ist durch den Taupunkt der befeuchteten Zuluft limitiert

2.3.2 Varianten zum klassischen Aufbau - Recirculation und Dunkle Cycle

Selbstverständlich lassen sich die Komponenten eines SGK-Systems beliebig kombinieren und in anderer Anordnung zusammenstellen [KC82]. Eine Variante stellt der **Recirculation Cy-**

cle dar. Hier wird die Raumzu- und -abluf in einem geschlossenen Kreis geführt und die Regeneration des Entfeuchtungsrotors mit Umgebungsluft betrieben (vgl. Abbildung 2.7). Der Vorteil gegenüber dem Ventilation Cycle besteht darin, daß die im Vergleich zur Umgebungsluft kühlere und oft auch trockenere Raumabluf gerade wegen dieser Eigenschaften ein größeres Kühlpotential enthält als die Umgebungsluft. Wie in Abbildung 2.7 zu erkennen ist, wird bei diesem Systemaufbau das niedrigere Kühlpotential der Umgebungsluft für die sensible Kühlung der Zuluft am Wärmerückgewinner eingesetzt, was wiederum als Nachteil gegenüber dem Ventilation Cycle angesehen werden kann.

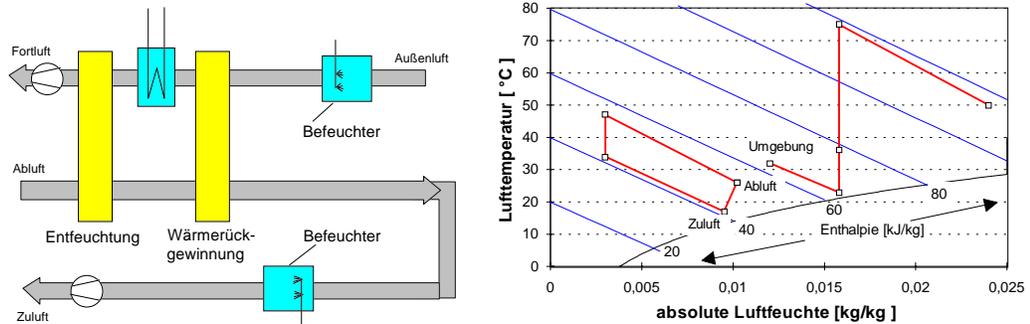


Abbildung 2.7: *Systemverschaltung im Recirculation Cycle*

Die jeweiligen Vorteile des Ventilation Cycles und des Recirculation Cycles vereint das dritte betrachtete System: der **Dunkle Cycle** (vgl. Abbildung 2.8). Hier wird sowohl das Kühlpotential der Abluft für die Zuluftkühlung als auch die niedrigere Kühlmtemperatur am Wärmeübertrager durch Befeuchtung der Abluft ausgenutzt. Der komplexere Systemaufbau und der zusätzlich benötigte Wärmeübertrager sind Nachteile dieser Systemvariante.

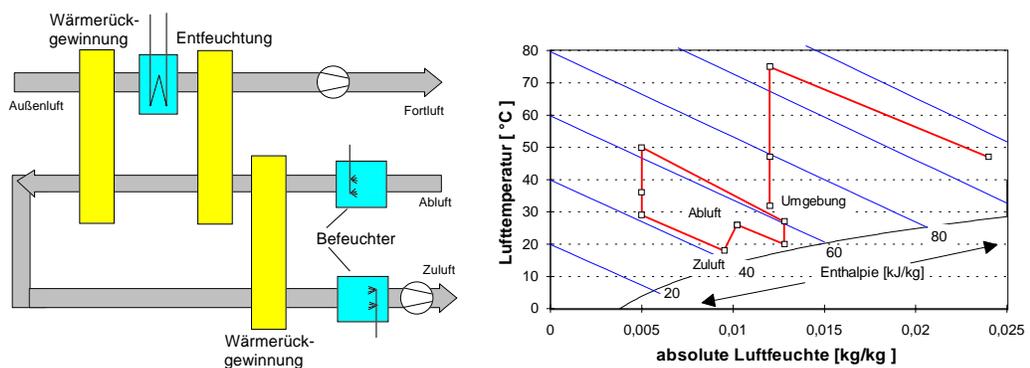


Abbildung 2.8: *Systemverschaltung im Dunkle Cycle*

Ein prinzipieller Nachteil der beiden im Umluftbetrieb arbeitenden Systeme gegenüber dem Ventilation Cycle stellt die nur teilweise Versorgung mit Frischluft dar. Im Recirculation und im Dunkle Cycle dringt Frischluft in den zu klimatisierenden Raum nur anteilig ein. Aufgrund hoher Behaglichkeitsanforderungen kann dies eine zusätzliche aufwendige Luftaufbereitung bedeuten.

Schon an dieser Stelle wird deutlich, daß das geeignete Klimatisierungssystem nur unter Berücksichtigung der Umgebungsluftzustände und der zu erwartenden Kühllasten im Raum gefunden werden kann.

2.3.3 Bewertung eines SGK-Systems

Die entscheidende Zustandsänderung, um eine Enthalpieerniedrigung in der Zuluft zu bewirken, ist aufgrund des im idealen Fall isenthalpen Sorptionsprozesses und der isenthalpen Verdunstungskühlung der sensible Wärmeaustausch über das Wärmerückgewinnungsrad. Nur an dieser Stelle erfolgt in der Zuluft ein Sprung in der Enthalpie wie in Abbildung 2.6 zu erkennen ist. Das heißt, die erzeugte Kälteleistung, die sich mit der von geschlossenen Kältemaschinen vergleichen läßt, definiert sich genau über diesen Enthalpiesprung (Voraussetzung ist, daß alle weiteren Zustandsänderungen isenthalp verlaufen!).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Kälte,SGK} &= \dot{V} \cdot \rho_L \cdot (h_1 \Leftrightarrow h_5) \\ &= \dot{V} \cdot \rho_L \cdot (h_2 \Leftrightarrow h_3)\end{aligned}\quad (2.7)$$

Zur Erhöhung der Kälteleistung wäre es wünschenswert, den Sorptionsprozeß isotherm statt isenthalp führen zu können. Dies würde schon bei der Sorption einen deutlichen Enthalpiesprung bewirken (siehe Abbildung 2.9). Die Abbildung verdeutlicht durch den dünn eingezeichneten isenthalpen Vergleichsprozeß, daß der Kühlbeitrag über die Wärmerückgewinnung zu Lasten der gekühlten (isothermen Sorption) verringert werden kann.

Zur Bewertung der Leistung des SGK-Systems wird auf den in Abschnitt 1.1.2 definierten Klimatisierungs-COP zurückgegriffen. Die Kälteleistung des SGK-Systems wird über $COP_{Kälte,SGK}$ in Gleichung 2.8 bestimmt.

$$COP_{Kälte,SGK} = \frac{\dot{m}_{zu}}{\dot{m}_{reg}} \cdot \frac{h_{Umg} \Leftrightarrow h_{zu}}{\Delta h_{reg}} = \frac{\dot{V}_{zu} \cdot \rho_L}{\dot{V}_{reg} \cdot \rho_L} \cdot \frac{h_1 \Leftrightarrow h_5}{h_9 \Leftrightarrow h_8} \quad (2.8)$$

$$COP_{Klima,SGK} = \frac{\dot{m}_{zu}}{\dot{m}_{reg}} \cdot \frac{h_{ab} \Leftrightarrow h_{zu}}{\Delta h_{reg}} = \frac{\dot{V}_{zu} \cdot \rho_L}{\dot{V}_{reg} \cdot \rho_L} \cdot \frac{h_6 \Leftrightarrow h_5}{h_9 \Leftrightarrow h_8} \quad (2.9)$$

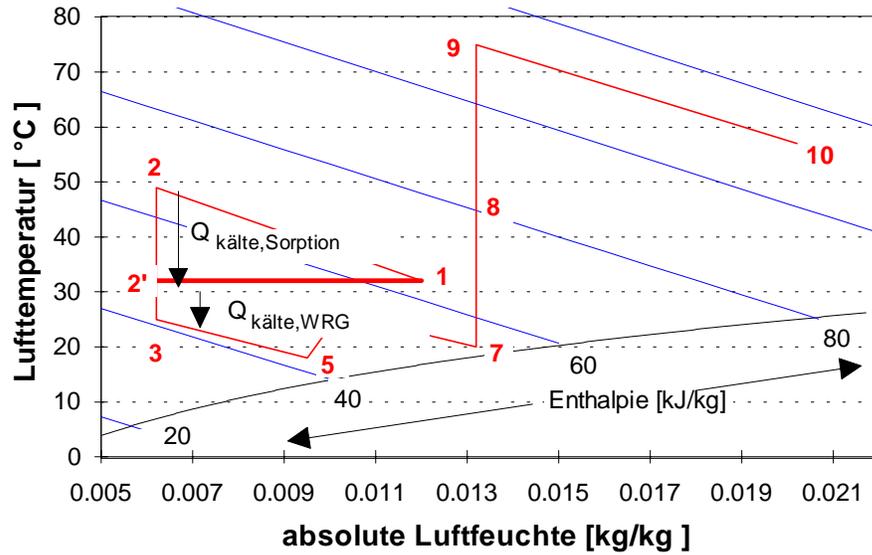


Abbildung 2.9: Zustandsänderungen im SGK-System bei isothermem Sorptionsprozeß

Lavan [ZL23] diskutiert die Grundlagen zur Berechnung von $COP_{Kälte,SGK}$ in offenen Klimatisierungssystemen und führt durch die Einführung von *Carnot-Temperaturen* ϑ' diesen COP auf die Berechnungsform für reversible Kältemaschinen aus Gleichung 2.1 in Abschnitt 2.1 zurück. Dazu werden die charakteristischen Temperaturen der drei Komponenten *Verdampfer*, *Kondensator* und *Generator* (Antrieb) für das SGK-System bestimmt. Das heißt, es findet eine Übertragung des SGK-Prozesses auf den klassischen Kälteprozeß statt. Die Carnot-Temperaturen bilden dabei die Transformationsvorschrift.

$$COP_{Kälte,SGK} = \frac{1 \Leftrightarrow \frac{\vartheta'_{Kondensator}}{\vartheta'_{Generator}}}{\frac{\vartheta'_{Kondensator}}{\vartheta'_{Verdampfer}} \Leftrightarrow 1} \quad (2.10)$$

$$\text{mit : } \vartheta'_{Kondensator} = \frac{h_{fort} \Leftrightarrow h_{ab}}{s_{fort} \Leftrightarrow s_{ab}}$$

$$\vartheta'_{Generator} = \frac{h_{reg,out} \Leftrightarrow h_{reg,in}}{s_{reg,out} \Leftrightarrow s_{reg,in}}$$

$$\vartheta'_{Verdampfer} = \frac{h_{zu} \Leftrightarrow h_{Umg}}{s_{zu} \Leftrightarrow s_{Umg}}$$

Tabelle 2.1 enthält berechnete Werte der beiden Bewertungsgrößen für das Beispiel aus Abbildung 2.6.

Bewertungsgröße	Beispiel
COP_{Klima}	0.45
$COP_{Kälte,SGK}$	0.3

Tabelle 2.1: **Beispielwerte für $COP_{Klima,SGK}$ und $COP_{Kälte,SGK}$ für SGK-System**

Der in Tabelle 2.1 bestimmte $COP_{Klima,SGK}$ fällt mit weniger als 0.5 eher niedrig aus. Es scheint offensichtlich, daß dies in der hohen Enthalpiedifferenz im Regenerationsluftstrom ($h_9 \leftrightarrow h_8 = 26.3kJ/kg$) begründet liegt. Neben dieser benötigten Antriebswärme hängt der Wert von $COP_{Klima,SGK}$ jedoch noch von weiteren Parametern ab. Dazu haben [KC82, Col86] ausgehend von thermodynamischen Untersuchungen zum Sorptionsverhalten unterschiedlicher Materialien in einer computergestützten Systemanalyse anhand einer Parameterstudie den Einfluß des Sorptionsverhaltens auf den $COP_{Klima,SGK}$ und dessen obere Grenzen bestimmt. Collier gibt als Maximum den Wert 0.85 bis 1.05 an, der bereits mit dem Sorbens Silikagel erreicht werden kann. Mit einem idealen Sorptionsmaterial könnte dieser Wert auf 1.3 bis 1.4 gesteigert werden. Am **National Renewable Energy Research Laboratory (NREL)** wurde daraufhin in einer Reihe von Experimenten und Untersuchungen auf dem Gebiet der Polymere nach dem idealen Material gesucht [Cza89a]. Nachdem handelsübliche Polymere untersucht worden waren [Cza89b] und ein vielversprechender Materialtyp identifiziert wurde [AC91, AC94], stoppten die Untersuchungen, da keine weitere Unterstützung bereitgestellt wurde.²

Generell wird außer vom Material und den Systemkomponenten die Kühlleistung des SGK-Systems durch eine Kombination von passiver adiabater Kühlung (über die Befeuchter) und aktiver thermisch angetriebener Kühlung (sorptive Entfeuchtung) bestimmt. Da der passive Anteil bei der Bestimmung der Leistungszahlen nicht als Aufwand bilanziert wird, sind diese Leistungszahlen mit denen anderer Systeme nicht direkt vergleichbar. Als Folge der kombinierten Kühlung fallen $COP_{Kälte,SGK}$ und COP_{Klima} mit steigender Kühlleistung, da mit steigender Leistung mehr Wärme investiert werden muß, während der Anteil der passiven Kühlung sinkt. Abbildung 2.10 zeigt dies für ein berechnetes Beispiel.

Die Bestimmung von $COP_{Klima,SGK}$ für SGK-Systeme ist unter den Fachleuten ein viel diskutiertes Problem. So gibt es gegenüber der Definition aus Gleichung 2.9 den Einwand, daß dieser Wert für Betriebszustände bei denen der Luftvolumenstrom \dot{V}_{zu} größer ist als der aus hygienischen Gesichtspunkten gemäß DIN 1946 (s. Tabelle 1.2) erforderliche, zu hoch ausfällt. Als Argument für diese Kritik wird eingewendet, daß der erhöhte Luftvolumenstrom durch die zu geringe Kälteleistung des Systems verursacht wird. Die Erhöhung des Volumenstromes stellt eine Klimatisierungsleistung zur Verfügung, die nicht vom charakteristischen thermodynamischen Kühlprozeß des SGK-Systems erbracht wird. Deshalb soll im Zähler von $COP_{Klima,SGK}$ nur der hygienisch erforderliche Luftvolumenstrom berücksichtigt werden. Der so berechnete Klimatisierungs-COP $COP'_{Klima,SGK}$ ist stets kleiner - maximal

²persönliches Gespräch mit Herrn A.W. Czanderna, Freiburg Sommer 1996

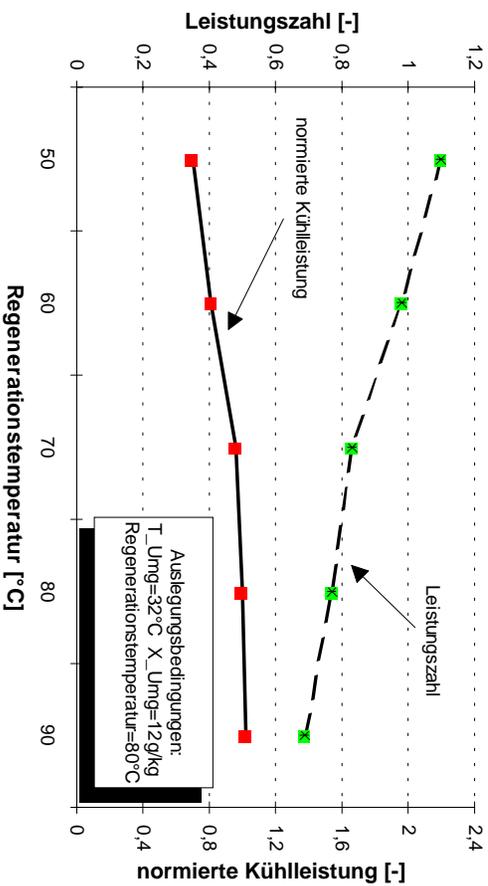


Abbildung 2.10: **Leistungs- und Kälteleistung eines SGK-Systems für unterschiedliche Regenerationstemperaturen**

gleich - $COP_{Klima,SGK}$:

$$COP_{Klima,SGK} \equiv \frac{\dot{V}_{zu,hygienisch} \cdot \rho_L}{\dot{V}_{reg} \cdot \rho_L} \cdot \frac{h_{ab} \Leftrightarrow h_{zu}}{\Delta h_{reg}} \leq COP_{Klima,SGK} \quad (2.11)$$

2.3.4 SGK mit isothermem Sorptionsprozeß

Leider sind unter den kontinuierlich arbeitenden Systemen wie das in Abbildung 2.5 gezeigte keine mit einem isothermem Sorptionsprozeß marktfähig. Es gibt jedoch Systeme bei denen der Sorptionsprozeß in Zyklen stattfindet. Ein solches System besitzt zwei Sorptionskammern, in denen abwechselnd die Zuluft entfeuchtet und regeneriert wird [Gmb]. In den Sorptionskammern befindet sich das Sorptionsmittel auf einem temperierten Trägermaterial aufgebracht. Neben dem komplizierteren Systemaufbau benötigt ein solches System für den isothermen Sorptionsprozeß zusätzliche Kälteenergie. Jedoch muß dieser Nachteil mit der erhöhten Kälteleistung aufgrund der isothermen Entfeuchtung und des verbesserten Sorptionsverhaltens bei niedrigeren Temperaturen abgewogen werden.

In diesem Zusammenhang eröffnet sich für SGK-Systeme mit flüssigen *desiccants* ein großes Potential. In einem solchen SGK-System wird das Sorptionsrad durch einen Sorptionsreaktor ersetzt. Die Luft durchströmt temperierte Austauschflächen an denen eine hygroskopische Lösung entlang fließt und wird dabei getrocknet. Zur Regeneration der Lösung (Aufkonzentrierung) durchströmt warme Luft den Reaktor und nimmt dabei Wasser in Form von Dampf aus der verdünnten Lösung auf [Keß97, EL96]. Der Nachteil bei diesem System ist die hohe Korrosionsgefahr für Systemkomponenten, die mit der hygroskopischen Lösung in Kontakt stehen.

Ein weiterer Vorteil der beschriebenen isothermen SGK-Systeme ist die Speicherfähigkeit. In den Sorptionskammern bzw. der Lösung kann Wärme, die zur Regeneration in das System eingebracht wird, in Form von trockenem Sorptionsmaterial bzw. konzentrierter Lösung gespeichert werden. Keßling gibt für hygroskopische Salze maximale Speicherdichten von 2142 MJ/m^3 für $\text{LiCl} \Leftrightarrow \text{H}_2\text{O}$ - Lösung und 2169 MJ/m^3 für eine als Klimat 3930* bezeichnete CaCl_2 - haltige Lösung an [Keß97]. Bei festen Sorbentien sind dagegen nach [WS94] bei Zeolith Speicherdichten von 648 MJ/m^3 und nach [WM97] bei Silikagel Speicherdichten von 849 MJ/m^3 möglich.

2.4 Vergleich der Systeme

Tabelle 2.2 vergleicht die drei thermisch angetriebenen Sorptionssysteme und faßt die wichtigsten Daten zusammen.

	Absorptions- Kältemaschine	Adsorptions- Kältemaschine	SGK- System
Kühlprozeß	thermische Kompression	thermische Kompression	Verdunstungs- kühlung
erzeugte Kälte niedrigste Temperatur (bestimmt durch)	Kaltwassersatz	Kaltwassersatz	konditionierte Luft
	Taupunkttemperatur für Entfeuchtung	Taupunkttemperatur für Entfeuchtung	zulässige Raumein- trittstemperatur
COP_{therm}	0.7 (Single-Effect) 1.2 (Double-Effect) <0.7 (Single-Effect- Double-Lift)	0.67	≤ 1.05

Tabelle 2.2: *Vergleich der drei thermisch angetriebenen Sorptionssysteme für die solare Kühlung*

Zur Vergleichbarkeit der in Tabelle 2.2 angegebenen Leistungszahl des SGK-Systems mit COP_{therm} bei Ad- und Absorptionskälteanlagen siehe Abschnitt 2.3.3. Der in der Tabelle angegebene Wert entspricht dem Kälte-COP $COP_{Kälte,SGK}$ (Gleichung 2.8).

Kapitel 3

Modellierung und Simulationsgrundlagen

Um die speziellen Erfahrungen, die an der Pilotanlage gewonnen wurden, allgemeingültig auf solar unterstützte SGK-Systeme übertragen zu können, müssen Modelle entwickelt werden, mit denen das Systemverhalten der Anlage simuliert werden kann. Nur so können spezielle Fragestellungen zur Betriebsführung, Energie- und Leistungsbedarf und letztendlich auch zu Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen gemacht werden, ohne daß stets die entsprechende Anlage aufgebaut und betrieben werden muß.

Bevor jedoch das vollständige System und damit das Zusammenwirken der einzelnen Komponenten simuliert werden kann, müssen die Prozesse innerhalb der einzelnen Komponenten durch physikalisch-mathematische Modelle abgebildet werden. Für alle Bauteile des SGK-Systems außer dem Sorptionsrad gibt es allgemein verfügbare Modelle. Für das Sorptionsrad existieren bei den Herstellern dieses Bauteiles selbstverständlich Auslegungsprogramme und Modelle zur Bestimmung der Luftzustände am Rad. Diese Modelle werden jedoch von den Firmen nicht veröffentlicht.

Am Fraunhofer ISE wurde deshalb ein stationäres Effektivitätsmodell auf der Basis von Materialdaten für Silikagel entwickelt¹, das anhand der Zustände der in das Rad einströmenden Luft die Austrittswerte bestimmt. Im folgenden Abschnitt wird dieses Modell zusammen mit anderen vorgestellt.

3.1 Entfeuchtermodell

Grundlegende Annahme des Modells ist die **Massen-** und die **Enthalpieerhaltung** innerhalb des betrachteten Sorptionsrades. Die Enthalpie und die Wassermenge, die auf der

¹Die Modellidee und die Programmierung des Entfeuchtersrotors wurden von H.-M. Henning entwickelt. Es gibt noch keine Veröffentlichung, die das Modell beschreibt. In [Koe96], [tNK97], [Lan97] und [Amm97] wird mit dem Modell gearbeitet und dessen Grundlagen beschrieben.

einen Radhälfte der Luft entzogen wird, wird auf der anderen Radhälfte der entgegengesetzt durchströmenden Luft zugeführt (Gleichung 3.1 und 3.2).

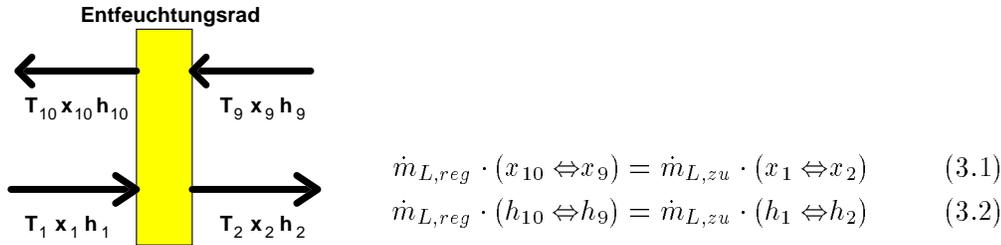


Abbildung 3.1: *Skizze und Basisgleichungen zum Entfeuchtungsmodell*

3.1.1 Modellierung des Sorptionsprozesses über den Sorptionspfad

Das Modell bildet den Sorptionsprozeß über einen Sorptionspfad [EL92, Kas88] im h - x -Diagramm ab. Mathematisch betrachtet ist der Sorptionspfad eine Funktion der Variablen T und x im h - x -Diagramm, deren Verlauf durch eine *implizite Funktion* bestimmt wird, die die Veränderung der beiden Größen definiert. Durch die Eintrittszustände (Luftzustand 1 und Luftzustand 9 sind bekannt) sind die Grenzen innerhalb derer der Sorptionspfad verläuft, vorgegeben. Luftzustand 1 (T_1, x_1, h_1) stellt den Startpunkt im Raum des Sorptionspfades (h - x -Diagramm) dar. Der Endpunkt wird von Zustand 9 vorgegeben. Die treibende Kraft für den Sorptionsprozeß ist die Differenz zwischen dem Wasserdampfpartialdruck der Luft und dem im Sorptionsmaterial. Da der Wasserdampfpartialdruck für die einzelnen Luftzustände im Modell nicht bekannt ist, muß zur Modellierung des Sorptionsprozesses die Wasserdampfpartialdruckdifferenz über die Größen Temperatur und Feuchte substituiert werden. Mit der Annahme, daß Luft und Sorptionsmaterial sich im gleichen Temperaturzustand befinden, kann die Druckdifferenz über die Differenz der relativen Feuchten beider Zustände ersetzt werden (vgl. Abschnitt A.1).

Die über Zustand 9 vorgegebene Grenze wird jedoch nicht durch einen Punkt im Zustandsraum definiert, sondern über eine Grenzfunktion: der relativen Feuchte $\varphi_9 \equiv \varphi(T_9, x_9)$. Das Modell bestimmt somit ausgehend von (T_1, x_1) den Zustand 2 (T_2, x_2), indem die durch den Sorptionsprozeß bedingten Änderungen in der Temperatur und Feuchte nachgestellt werden, bis der durch φ_9 bestimmte Grenzzustand erreicht wird. φ_9 repräsentiert den Wasserdampfpartialdruck an den sich der Luftzustand 2 über den Sorptionsprozeß angleicht. Der Sorptionspfad ist der Weg, der ausgehend vom Zustand 1, bestimmt durch die Materialeigenschaften des Sorptionspaares zum Endzustand 2 (T_2, x_2) führt, der auf der Grenzfunktion φ_9 liegt. Abbildung 3.2 verdeutlicht den Sorptionspfad und seine Grenzen.

Zur Berechnung der Zustände entlang des Sorptionspfades ist es notwendig, die Enthalpieänderungen während des Sorptionsprozesses bestimmen zu können. Diese Enthalpieände-

rungen werden durch die beladungsabhängige Adsorptionenthalpie h_{Ad} beziffert², die sich aus der Kondensationswärme r_0 und der differentiellen Adsorptionswärme $h_d(x)$ zusammensetzt [Hen93]:

$$h_{Ad}(x) = r_0 + h_d(x) \quad (3.3)$$

Der Sorptionspfad kann damit durch das folgende Integral dargestellt werden (r_0 ist hier negativ, da die Kondensationswärme beim betrachteten Adsorptionsprozeß frei wird):

$$h_2 = h_1 + \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} h_{Ad}(x) dx \quad (3.4)$$

$$= h(T_1, x_1) + r_0 \cdot (x_2 \Leftrightarrow x_1) + \int_{\varphi(T_1, x_1)}^{\varphi(T_2, x_2)} h_d(x) dx \quad (3.5)$$

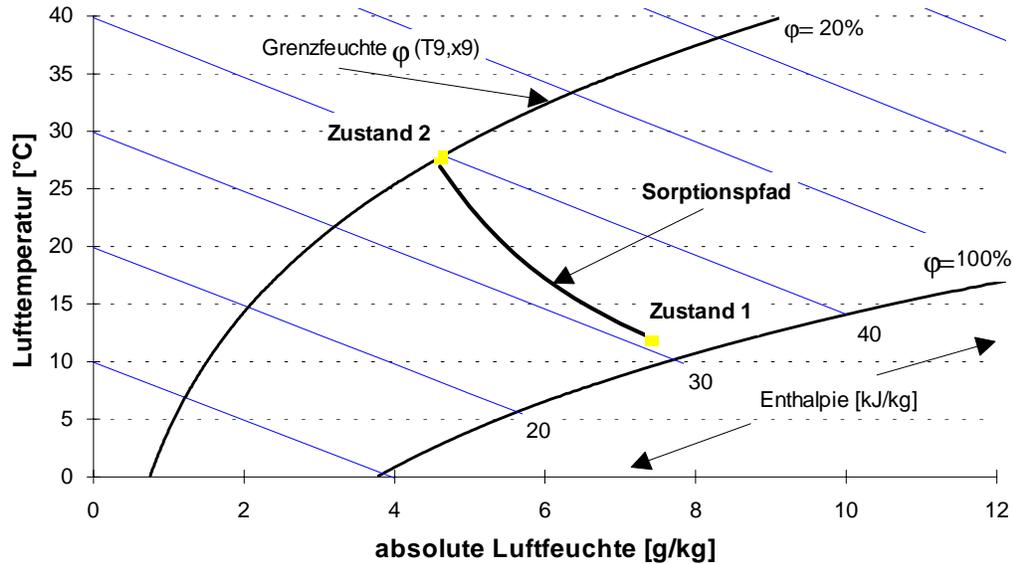


Abbildung 3.2: Sorptionspfad im Entfeuchtermodell

In Gleichung 3.5 und Abbildung 3.2 wird der Sorptionspfad ausschließlich durch die materialspezifische differentielle Adsorptionenthalpie h_d bestimmt. Der so ermittelte Sorptionspfad kann als ideal betrachtet werden, da alle Irreversibilitäten eines realen Prozesses wie Übertragung der Regenerationswärme durch den aus dem Regenerationsbereich in den

²im zu Beginn dieses Abschnittes angesprochenen mathematischen Sinne repräsentiert h_{Ad} die implizite Funktion des Sorptionspfades

Entfeuchtungssektor sich hineindrehenden Rotor (sog. *Schleppwärme*) nicht mit berücksichtigt werden. Außerdem wird hier die oben gemachte Annahme zur Substitution des Wasserdampfpartialdruckes durch die relative Feuchte, daß Luft und Sorptionsmaterial den gleichen Temperaturzustand haben, vorausgesetzt. Diese Annahme ist in der Realität lediglich eine gute Näherung. Für die in Abschnitt 5 vorgestellten Simulationsrechnungen wurde h_d daher den Wärmeverhältnissen am realen Entfeuchtungsrotor angepaßt und somit auch der Sorptionspfad. In Abbildung 3.3 sind die jeweils sich ergebenden Sorptionspfade für Beispielbedingungen dargestellt.

Auch der ideale Sorptionspfad ist begrenzt. Die Grenze ist durch den rein isenthalpen Sorptionsprozeß definiert, der durch die Randbedingung

$$h_d(x) = 0 \text{ für alle } x \quad (3.6)$$

bestimmt ist. In Abbildung 3.3 ist neben dem realen und dem ideal materialabhängigen Sorptionspfad auch der rein isenthalpe Sorptionspfad bei gleichen Randbedingungen mit dem Entfeuchtungsmodell berechnet, dargestellt. Wie zu erwarten, erreicht der isenthalpe Prozeß die größte Entfeuchtungsleistung und die niedrigste Temperatur bei der entfeuchteten Luft (Zustand 2).

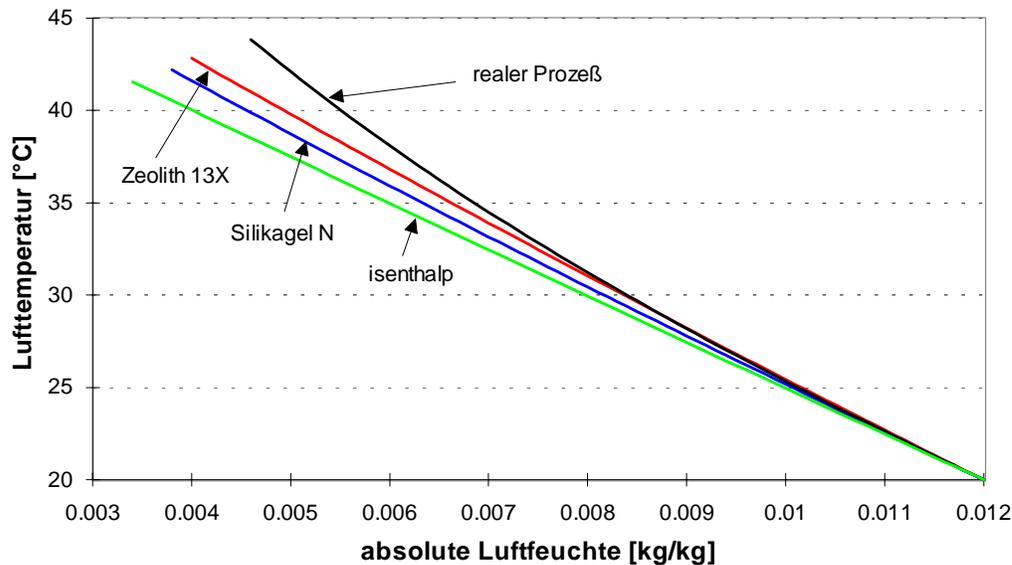


Abbildung 3.3: *Sorptionspfad für isenthalpen Prozeß, ideal materialbestimmten Prozeß für Silikagel N und Zeolith 13X sowie realen Bedingungen bei (20°C, 12g/kg) Luftzustand 1 und (70°C, 12g/kg) Luftzustand 9*

Abbildung 3.3 zeigt, daß der Verlauf des Sorptionspfades vom Sorptionsmaterial abhängt. Bei Zeolith13X wird mehr Bindungswärme frei als bei SilikagelN, was dazu führt, daß der

Sorptionspfad von Zeolith13X zu höheren Temperaturen verschoben ist. Neben der Materialabhängigkeit des Sorptionspfades zeigt Abbildung 3.3 deutlich, daß der Verlauf des Pfades viel mehr durch die realen Randbedingungen am Rad als durch das Material bestimmt ist.

3.1.2 Entfeuchtungseffizienz

Der an das reale Sorptionsverhalten angepaßte Sorptionspfad stellt trotz der Anpassungen für das zu modellierende Entfeuchterrad einen Grenzpfad dar, der durch weitere Randbedingungen nicht immer vollständig durchlaufen werden kann. So kann durch unterschiedliche Raddicken der Kontakt der durchströmenden Luft mit dem Sorptionsmaterial nicht ausreichend lang sein, um den Sorptionspfad bis zum Endpunkt zu durchlaufen. Um diese Effekte im Modell berücksichtigen zu können, wurde die Entfeuchtungseffektivität η_{sorp} eingeführt. Sie beschreibt das Verhältnis zwischen tatsächlich erreichter Entfeuchtungsleistung zur maximal möglichen:

$$\eta_{sorp} = \frac{\Delta x_{real}}{\Delta x_{max}} = \frac{x_1 \Leftrightarrow x_{2,real}}{x_1 \Leftrightarrow x_2^*} \quad (3.7)$$

$$\Leftrightarrow x_{2,real} = x_2^* \cdot \eta_{sorp} \Leftrightarrow x_1 \cdot (1 + \eta_{sorp}) \quad (3.8)$$

Δx_{real} gibt die erzielte Entfeuchtungsmenge und Δx_{max} die durch die Materialeigenschaften des Rades bestimmte maximal mögliche Entfeuchtungsmenge bei gleichen Randbedingungen wider. Die maximal mögliche Entfeuchtungsmenge ist durch die Gleichgewichtsbeladung x_2^* in der entfeuchteten Luft bestimmt.

Die Berechnung des Zustandes der entfeuchteten Luft erfolgt ebenfalls nach Gleichung 3.5. Jedoch wird Zustand 2 aus Abbildung 3.2 nicht als Endzustand, sondern als ideal erreichbarer Zustand (h_2^*, T_2^*, x_2^*) bewertet. Über Gleichung 3.8 wird anhand der vorgegebenen Entfeuchtungseffizienz η_{sorp} die reale Feuchte x_2 berechnet. Die entsprechende reale Temperatur T_2 und Enthalpie h_2 liegen - genau wie T_2^* und h_2^* auch - auf dem Sorptionspfad, nur nicht auf der Grenzfunktion φ_9 , sondern bei dem realen x_2 . Um diesen Zustand zu bestimmen, wird ausgehend von Zustand 2* der Pfad wieder rückwärts bis zur realen Feuchte x_2 durchlaufen:

$$h_{2,real} = h_2^* + \int_{x_2^*}^{x_{2,real}} h_{Ad}(x) dx \quad (3.9)$$

$$= h_2^* + r_0 \cdot (x_2 \Leftrightarrow x_2^*) + \int_{x_2^*}^{x_{2,real}} h_d(x) dx \quad (3.10)$$

Abbildung 3.4 zeigt alle im Modell bestimmten Größen und verdeutlicht den modellierten Prozeß.

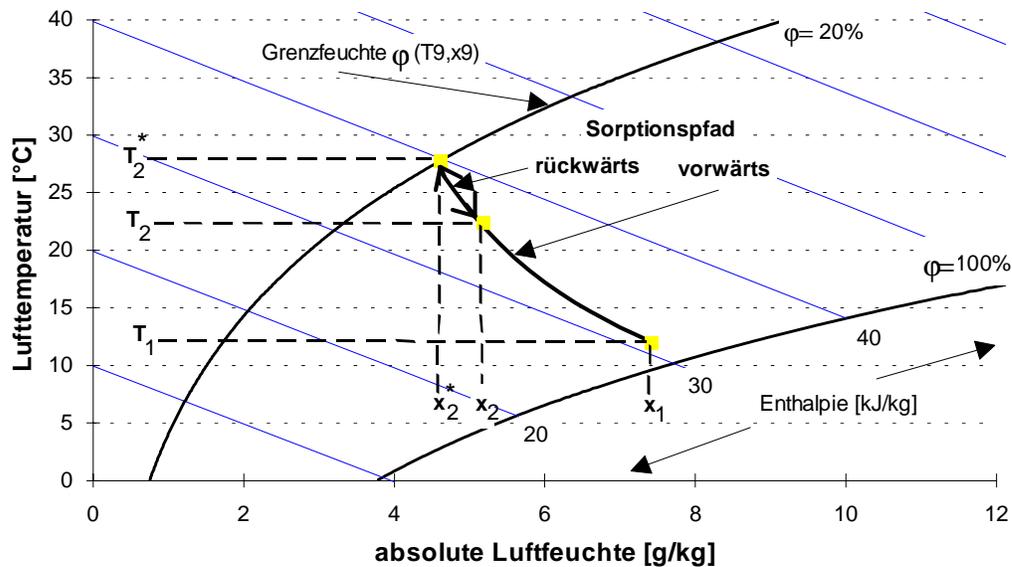


Abbildung 3.4: *Vollständiger, realer Sorptionspfad im Entfeuchtermodell mit $\eta_{sorp} = 0.85$*

3.1.3 Modellvalidierung

In Abbildung 3.5 ist die Validierung des Modells anhand des Vergleiches zwischen gemessenen und berechneten Werten für die Menge adsorbierten Wasserdampfes bei unterschiedlichen Randbedingungen dargestellt [HMH96]. Unterschiedliche Randbedingungen bedeuten Variationen des Luftzustandes der zu entfeuchtenden Luft und Variationen beim Regenerationsluftzustand. Auf beiden Seiten (Umgebung und Regeneration) wurden Zustände mit unterschiedlicher Temperatur und Feuchte sowie wechselnde Luftvolumenströme berücksichtigt. Die modellierten Werte wurden mit einer Entfeuchtungseffizienz von $\eta_{sorp} = 0.85$ berechnet. Alle Meßwerte wurden bei optimierten Steuergrößen des Rotors aufgenommen. Dies bedeutet, daß die Drehzahl des Entfeuchtungsrotors und die Bypassstellung dem Regenerationsluftzustand so angepaßt wurden, daß die optimal mögliche Entfeuchtungsleistung erzielt werden konnte (vgl. Abschnitt 4.4.4).

3.1.4 Weitere Modelle

In [AAP92] wird die Entwicklung der Modellierung von Desiccant Cooling Rotoren zusammengefaßt. In den späten 70er Jahren wurde der Wärme- und Massenaustausch in einem Entfeuchtungsrotor sehr detailliert über Finite-Differenzen-Methoden modelliert. Diese Modelle verlangen umfangreiche Parameterangaben und sie sind durch diese Vielzahl von Einflußgrößen gut geeignet, das Sorptionsverhalten detailliert zu modellieren. Für Modellierungen komplexerer Systeme, in denen der Entfeuchtungsrotor lediglich ein Baustein des Systems

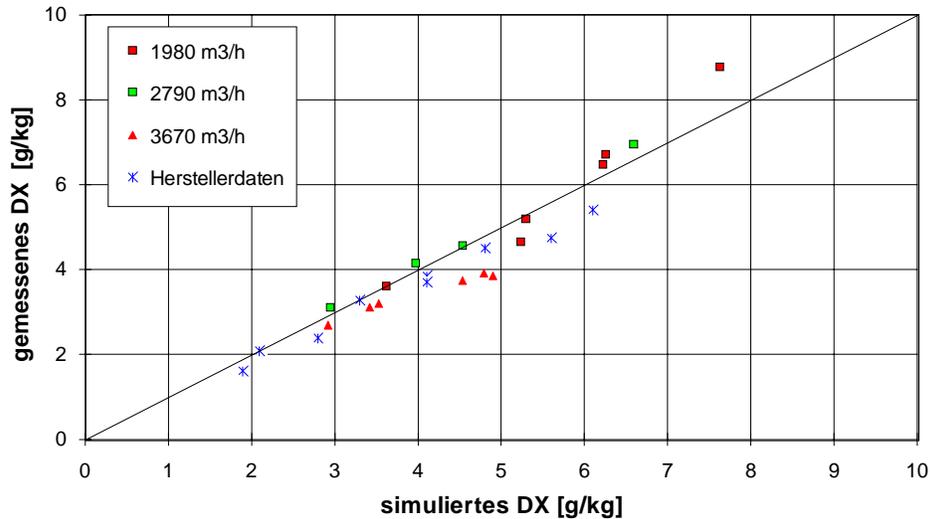


Abbildung 3.5: *Validierung des Entfeuchtermodells anhand von Meßwerten und Herstellerdaten (isolierte Vermessung des Rades)*

darstellt, sind sie dagegen aufgrund ihrer hohen Rechenzeit³ weniger geeignet. Banks [PJB72] hat ein einfacheres Modell entwickelt, das den Massen- und Wärmeaustausch im Rotor über zwei unabhängige Potentiale beschreibt. Diese Potentiale bestimmen die Austrittszustände der entfeuchteten Luft und der Regenerationsluft über charakteristische Kurven im h-x-Diagramm. Ihr Verlauf ist durch die Eintrittsluftzustände am Rotor vorgegeben. Über den Schnittpunkt dieser beiden Kurven wird der Austrittszustand der Prozeßluft ermittelt. Ihr Verlauf im h-x-Diagramm entspricht dem einer Isenthalpen und einer *Isopleten* (Linie konstanter relativer Feuchte), was einem ähnlichen Modellierungsansatz wie dem von Henning entspricht. Denn auch bei Henning ist der Prozeßaustrittszustand abhängig von einem Isenthalpen ähnlichen Verlauf (Sorptionspfad) und begrenzt durch eine Isoplete, die durch den Regenerationsluftzustand bestimmt ist.

3.2 Systemsimulation

Eine gute und realitätsnahe Simulation des SGK-Systems ist die zwingende Voraussetzung für alle weiteren Betrachtungen und Untersuchungen zur optimalen Betriebsführung sowie zur Potentialabschätzung. Entsprechend groß sind an diesem Punkt die Anforderungen an die gewählte Simulationssoftware. Die in dieser Arbeit vorgestellten Simulationsrechnungen wurden weitestgehend mit dem Programm TRNSYS 14.2 [UoW97] durchgeführt, das aufgrund seiner Verbreitung bei dynamischen Simulationen von Gebäuden und Solarsystemen

³Dieses Argument ist durch die anhaltende Entwicklung im Bereich der Computerprozessoren sicherlich mehr und mehr zu relativieren.

wegen der Qualität der einzelnen Module und der zeitlichen Auflösung am geeignetsten für die Abbildung solar getriebener Klimatisierungssysteme erscheint.

Zum besseren Verständnis der Diskussion über die Entwicklung der Simulation des SGK-Systems soll im folgenden Abschnitt kurz die Idee und die Struktur der Simulationssoftware TRNSYS vorgestellt werden.

3.2.1 Simulationsumgebung TRNSYS

TRNSYS bietet die Möglichkeit, das zu modellierende System durch Verknüpfung der einzelnen Komponenten direkt im Rechner abzubilden. Die im Programm realisierte Verknüpfung entspricht im wesentlichen dem Schaltplan des Systems. Jede Komponente wird durch ein **Symbol** repräsentiert, von dem der Anwender nur weiß, wie es mit anderen Symbolen verknüpft ist und welche Parameter angegeben werden müssen. So entsteht durch die Verbindungen zwischen den Symbolen der Schaltplan des Systems (s. Abbildung 3.7). Die Programmebene, auf der diese Verbindungen erstellt werden, heißt **DEK**. Im DEK können auch Gleichungen und Variablen definiert werden. Außerdem wird hier der Simulationsablauf durch Angabe des Simulationszeitraumes, des Simulationszeitschrittes, der Genauigkeit und der Datenausgabe sowie Dateneingabe festgelegt.

Über die Symbole, die in TRNSYS als **TYPE** bezeichnet werden, wird der Prozeß, den das jeweilige TYPE repräsentiert, durch ein entsprechendes Modell physikalisch abgebildet. In Abbildung 3.6 ist der prinzipielle Aufbau eines TRNSYS-TYPE's dargestellt. Abbildung 3.7 zeigt einen mit der grafischen Oberfläche IISiBaT [TF97] erstellten *Schaltplan*, wie er durch die Verknüpfung mehrerer TYPEs im DEK entsteht.

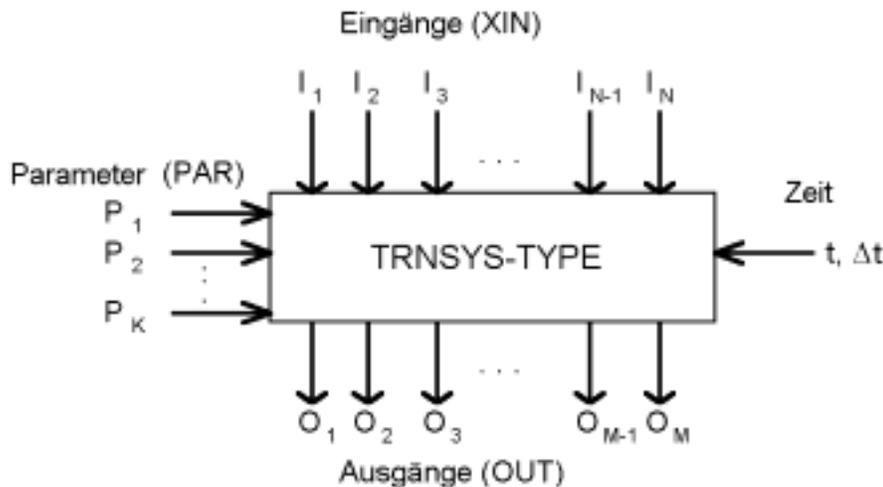


Abbildung 3.6: *allgemeine Darstellung eines TRNSYS-TYPE's*

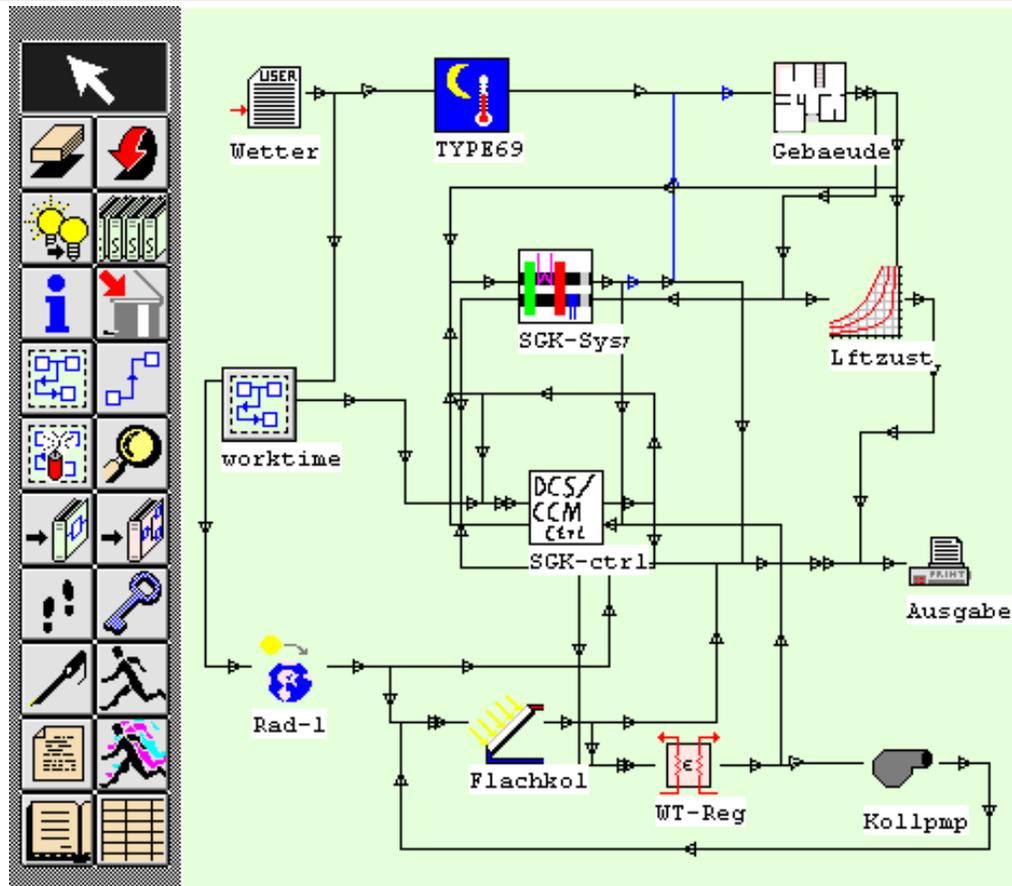


Abbildung 3.7: *Beispiel für ein TRNSYS-DEK in der grafischen Umgebung von IisiBat*

3.2.2 Simulation des SGK-Systems

Die Erstellung des vollständigen Systems inklusive Betriebsführung wurde auf zwei unterschiedlichen Wegen durchgeführt.

1. jede Systemkomponente der SGK-Anlage wird als isolierter Baustein abgebildet. Über die Verbindung der einzelnen Bausteine wird das gesamte SGK-System simuliert.
2. Trennung von Systemabbildung und Systemregelung. Alle Systemkomponenten werden in einem das gesamte SGK-System wiedergebenden Simulationsbauteil zusammengefaßt. Die Regelung wird über einen separaten Baustein in die Simulation integriert.

Der erste Modellierungsansatz hat den Vorteil, daß alle Bausteine dem Nutzer auf der DEK-Ebene zugänglich sind. Es ist ein absolut transparenter Systemaufbau. Durch die

Rückkopplungen der beiden Rotatoren werden jedoch komplexere Rechnungen aufgrund des TRNSYS immanenten Lösungsverfahrens schnell instabil, so daß keine Lösung gefunden wird. Bei TRNSYS werden die Anfangswerte in jedem Zeitschritt solange iteriert, bis alle Werte der miteinander verknüpften In- und Outputs innerhalb des Toleranzbereiches liegen. Gerade wenn Regelungsstrategien über Gleichungen in das DEK eingebunden werden, erhöhen sich die Anforderungen an das Lösungsverfahren derart, daß die Simulation sehr instabil wird⁴.

Konsequenterweise wurden daraufhin die Rechnungen, die für die Rückkopplungen verantwortlich sind, von der DEK-Ebene in die TYPE-Ebene verschoben. Damit wird erreicht, daß die für die rückgekoppelten Berechnungen nötigen Iterationen nur innerhalb des entsprechenden TYPE's durchgeführt werden und nicht für alle im DEK verknüpften Bausteine.

So entstanden ist das in Abbildung 3.8 skizzierte **TYPE275**, welches das komplette SGK-System bis auf den Regenerationswärmetauscher beinhaltet. Der Regenerationswärmetauscher ist bewußt herausgenommen worden, da die Wärmeübertragung anwendungsspezifisch modelliert werden soll. Dies kann mit entsprechenden TYPEs auf DEK-Ebene geschehen.

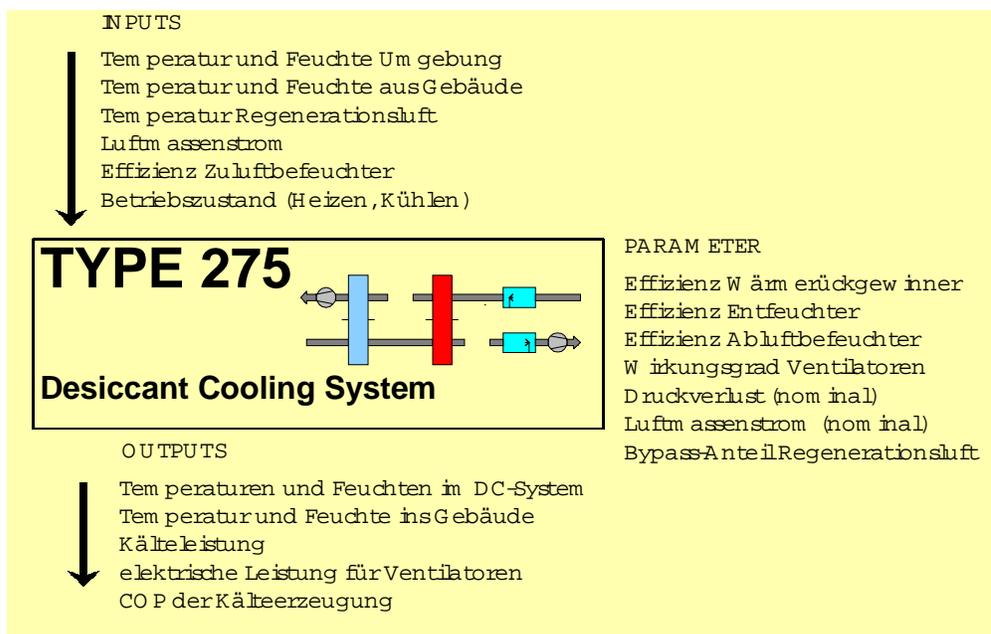


Abbildung 3.8: *Abbildung des SGK-Systems über das TYPE275*

⁴aufgrund dieser Problematik ist Wittwer [Wit99] insbesondere zur Untersuchung regelungstechnischer Fragestellungen von TRNSYS abgegangen und hat ein eigenes Simulationswerkzeug **ColSim** entwickelt. Eine weitere Alternative stellt das Simulationsprogramm **SMILE** [MB95] dar.

Tabelle 3.1 listet die erforderlichen INPUTS und PARAMETER des TYPE's auf sowie die berechneten OUTPUTS. Neben den berechneten physikalischen Größen *Temperatur* und *Feuchte* werden auch Leistungen und der thermische COP über OUTPUTS an das DEK weitergegeben. Die Berechnung dieser charakteristischen Prozeßgrößen ist ein weiterer wesentlicher Vorteil von TYPE275.

PARAMETER	
Nr.	Beschreibung
1	Effektivität des Wärmerückgewinners
2	Entfeuchtungseffektivität des Sorptionsrades
3	Effektivität des Abluftbefeuchters
4	Effektivität für Enthalpierückgewinnung (falls Sorptionsrad als Enthalpietauscher arbeitet)
5	Effektivität für Feuchterückgewinnung (falls Sorptionsrad als Enthalpietauscher arbeitet)
6	Ventilatorwirkungsgrad (hydraulisch/elektrisch)
7	Anteil der Regenerationsluft, die im Desiccant Cooling Betrieb über den Bypass geführt wird (0..1)
8	Druckabfall in der Anlage
9	maximaler Luftvolumenstrom [m^3/h]
INPUTS	
Nr.	Beschreibung
1	Umgebungstemperatur [$^{\circ}C$]
2	Umgebungsfeuchte [kg/kg]
3	Raumablufttemperatur [$^{\circ}C$]
4	Raumabluftfeuchte [kg/kg]
5	Regenerationstemperatur [$^{\circ}C$]
6	aktueller Luftvolumenstrom [m^3/h]
7	Effektivität des Zuluftbefeuchters
8	Betriebsmodus
OUTPUTS	
Nr.	Beschreibung
1-10	Temperaturen entlang des SGK-Systems [$^{\circ}C$]
11-20	Feuchten entlang des SGK-Systems [kg/kg]
21	aktueller Luftvolumenstrom [m^3/h]
22	Kälteleistung des SGK-Systems [kJ/h]
23	Kühlleistung des SGK-Systems [kJ/h]
24	Regenerationsleistung des SGK-Systems [kJ/h]
25	elektrische Leistungsaufnahme der Ventilatoren im SGK-System [kJ/h]
26	thermischer COP (> 0 nur im Desiccant Cooling Betrieb)

Tabelle 3.1: **PARAMETER, INPUTS und OUTPUTS des TYPE275**

Abbildung 3.9 verdeutlicht die Einbindung von TYPE275 in das numerische Lösungsverfahren von TRNSYS sowie die Struktur des TYPE's.

In der Abbildung ist zu erkennen, daß alle Luftzustände des SGK-Systems innerhalb des Aufrufes von TYPE275 über die INPUTS, PARAMETER und die Unterprogramme der einzelnen Systemkomponenten berechnet werden. Auf TRNSYS-Ebene müssen lediglich die OUTPUTS von TYPE275 konvergieren, die als INPUTS für andere TYPEs dienen. Bei der Modellierung des Systems nach dem ersten Ansatz (SGK-System durch separate Bausteine abgebildet) werden dagegen alle Verknüpfungen zwischen den einzelnen Systemkomponenten auf der Ebene der TRNSYS-Iteration auf ihre Konvergenz überprüft, insbesondere auch die rückgekoppelten INPUTS des Entfeuchtungs- und des Wärmerückgewinnungsrades, was den numerischen Aufwand deutlich erhöht und auch öfter nicht zur Konvergenz führt.

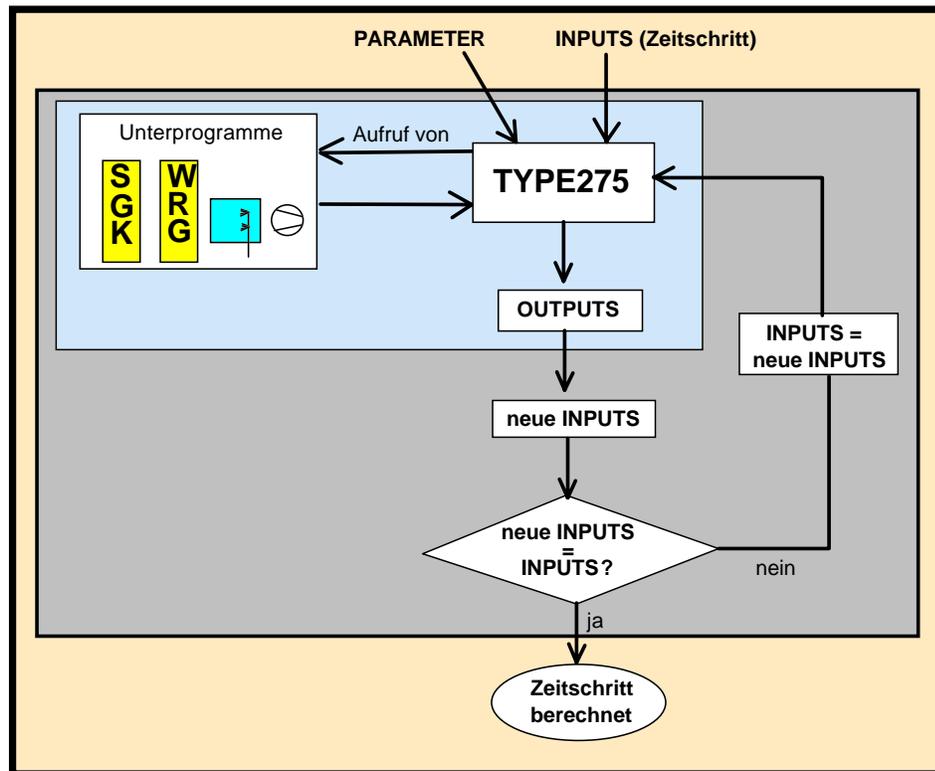
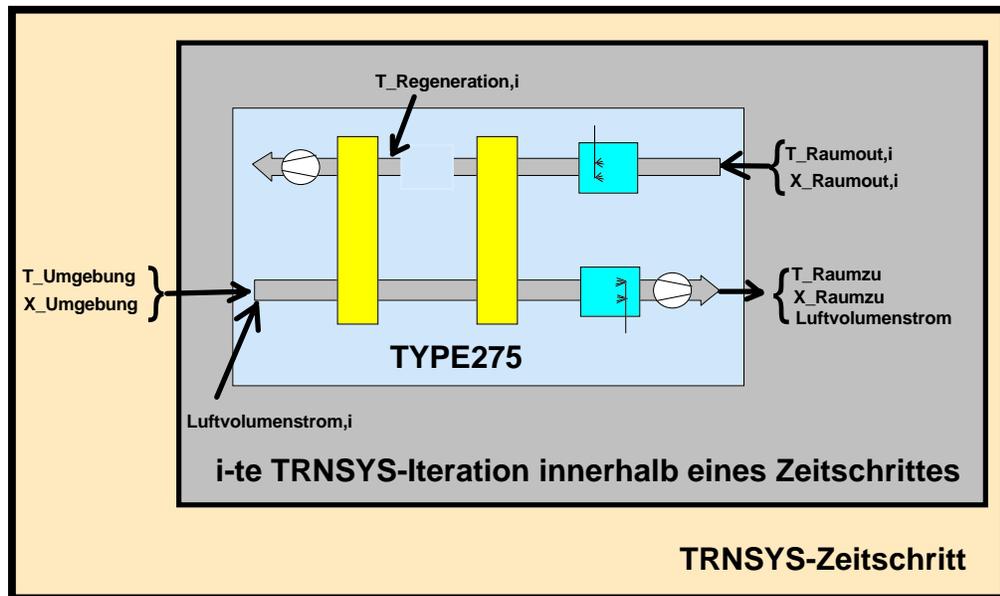


Abbildung 3.9: *Integration von TYPE275 in das Lösungsverfahren von TRNSYS. Der Vergleich zwischen aktuellen und neuen Inputs entspricht der Konvergenzprüfung*

Kapitel 4

Pilotanlage zur solaren Klimatisierung

Das Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE hat in einem vom Land Sachsen geförderten Projekt [JG95] am technologieorientiertem Gründerzentrum (TGZ) Riesa-Großenhain ein solar betriebenes SGK-System als Pilotanlage geplant, installiert und wissenschaftlich betreut. Die Anlage wird am TGZ zur Klimatisierung des dortigen Seminarraumes genutzt. Das System ist bundesweit das erste, das unter der Maßgabe solarer Klimatisierung geplant und installiert wurde. Eine vergleichbare Anlage mit gleicher Zielsetzung wurde vom ILK Dresden auf dessen Institutsgelände aufgebaut [Sch97]. Während die Anlage am ILK Dresden hauptsächlich experimentellen Charakter hat, soll mit dem System in Riesa unter realen Nutzungsanforderungen die Leistungsfähigkeit eines solarthermisch betriebenen SGK-Systems und damit die Möglichkeit dieser Systemkombination zur effektiven Gebäudeklimatisierung untersucht werden. Außerdem können durch die Messungen des realen Betriebes die Simulationsrechnungen und damit die Prozeßmodellierung aus Kapitel 5 wie auch die Modellvalidierung aus Kapitel 3 überprüft werden.

Abbildung 4.1 zeigt das TGZ-Riesa mit dem installierten solaren SGK-System. In der dazugehörigen Tabelle 4.1 sind die charakteristischen Größen der Gesamtanlage zusammengefaßt.

maximale Kälteleistung	maximaler Luftwechsel	installiertes Kollektorfeld	Solarspeicher	installierte elektr. Leistung
18 kW	8 l/h 2640 m ³ /h	20m ² SOLVIS „F50“ Flachkollektoren	SOLVIS Stratos P2002 2m ³ Schichtenspeicher	5 kW

Tabelle 4.1: *charakteristische Daten der solaren Klimatisierung am TGZ-Riesa*

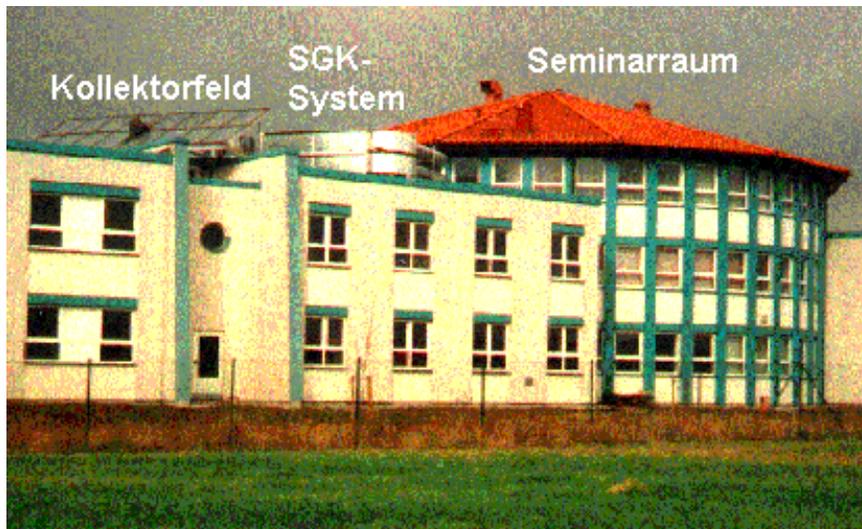


Abbildung 4.1: *Foto des TGZ-Riesa-Großenhain mit installiertem solarem SGK-System*

4.1 Systemaufbau

Wie in dem Foto aus Abbildung 4.1 zu erkennen ist, wurde sowohl das Kollektorfeld als auch das SGK-System in unmittelbarer Nähe des zu klimatisierenden Seminarraumes außerhalb des Gebäudes auf dessen Dach aufgebaut. Die räumliche Dichte der Systemkomponenten hat den Vorteil, daß sowohl kurze und damit verlustarme Kanalstrecken für die konditionierte Luft als auch kurze Verbindungsleitungen zwischen Kollektorfeld und SGK-System geschaffen wurden. Die konditionierte Zuluft wird unter das Dach oberhalb der Decke des Seminarraumes geführt und dort über einen Luftverteiler durch Deckenlufteinlässe entlang der Fensterfront in den Seminarraum eingeblasen. Die verbrauchte Raumluft wird über Luftauslässe entlang der den Fenstern gegenüber liegenden Raumseite durch die Raumdecke in den Abluftkanal der SGK-Anlage weitergeleitet, um von dort an die Umgebung abgeführt zu werden. In Abbildung B.1 ist der Grundriß des Seminarraumes sowie die vorhandene Lüftungsanlage skizziert.

Die charakteristischen Größen des Raumes und seiner Nutzung sind in Tabelle 4.2 aufgelistet. Der zeitliche Verlauf der Kühllast wurde, wie in Abschnitt 5.3.1 vorgestellt, über eine umfangreiche Gebäudesimulation und die maximale Kühllast nach den VDI-Kühllastregeln (VDI 2078) bestimmt [Koe96].

4.1.1 Einbindung des Solarsystems

Das Projekt zur solaren Klimatisierung [JG95] wurde verwirklicht als das TGZ schon fertiggestellt war und genutzt wurde. Deshalb mußte insbesondere das thermische (Solar-) System

Fläche	Personen- belegung	hygienisch erforderlicher Luftvolumenstrom	max. Kühllast
110m ²	60 maximal	1800m ³ /h personenbezogen 1650m ³ /h flächenbezogen	13.7kW

Tabelle 4.2: *charakteristische Daten des Seminarraumes am TGZ Riesa [Koe96]*

in die vorhandene Heizungsanlage eingebunden werden. Insgesamt wurden mit dem Projekt drei neue Komponenten in das bestehende Heizungssystem integriert. Neben dem Kollektorfeld für die solare Klimatisierung erzeugen ein katalytischer Brenner und eine Brennstoffzelle zusätzlich Wärme, die in der Heizungsanlage genutzt wird. In Abbildung B.2 ist das thermische Gesamtsystem sowie dessen Anbindung an die Heizungsanlage und das Klimatisierungssystem als Schaltbild dargestellt.

Im Schaltbild ist zu erkennen, daß der Schichtenspeicher die zentrale Systemkomponente ist, die alle Wärmequellen (Solarkollektoren, katalytischer Brenner, Brennstoffzelle und Brennwärmtank) integriert und die Heiz- bzw. Klimatisierungsanwendung zentral mit Wärme versorgt.

Ebenfalls im Schaltschema zu erkennen sind die installierten Temperaturfühler (gekennzeichnet durch „Tx.x“), Wärmestromzähler (gekennzeichnet durch „WZx.x“) sowie die zur Betriebsführung angesteuerten Pumpen („Px.x“) und Ventile („Vx.x“).

4.1.2 Anlagenschema und einzelne Bauteile der SGK-Anlage

In einer Test- und Aufbauphase wurde die Anlage am Fraunhofer ISE mit Meß- und Regelungstechnik ausgestattet und die einzelnen Systemkomponenten in einer umfangreichen Meßkampagne vermessen. Abbildung 4.2 zeigt ein Foto der aufgebauten Anlage und Abbildung B.3 die entsprechende Planungsskizze. Schwerpunktmäßig wurde mit den Messungen das Sorptionsverhalten am Entfeuchtungsrotor untersucht. Es handelt sich dabei um ein Rad der Firma Munters [Gro], bei dem das Sorptionsmaterial Silikagel-Titaniumoxid in einer wellenförmigen Struktur im Rotor angeordnet ist (vgl. Abbildung 4.3).

Der innere Aufbau des Systems entspricht dem klassischen Ventilation Cycle aus Abbildung 2.5. Abluftseitig wurde jedoch ein Bypass zur Umströmung des Entfeuchtungsrotors eingefügt. Über den Bypass wird die durch das Rad strömende Regenerationswärme kontrolliert - eine zusätzliche Möglichkeit, die Entfeuchtungsleistung zu beeinflussen. Weiterhin verringert sich durch die Bypassnutzung der Gesamtdruckverlust in der Abluft. Abbildung 4.4 gibt ein plastischeres Bild des Systemaufbaus.



Abbildung 4.2: *Foto der Pilotanlage auf dem Testgelände des Fraunhofer ISE*

Planungsgrundlage für die Auslegung der einzelnen Bausteine waren die Klimatisierungsanforderungen, die sich aufgrund der Nutzung des zu klimatisierenden Seminarraumes ergeben. Die Beschreibung der einzelnen Systemkomponenten und ihrer technischen Daten ist ausführlich in [Koe96] dokumentiert. Die wichtigsten Angaben sind in Tabelle B.1 zusammengefaßt.

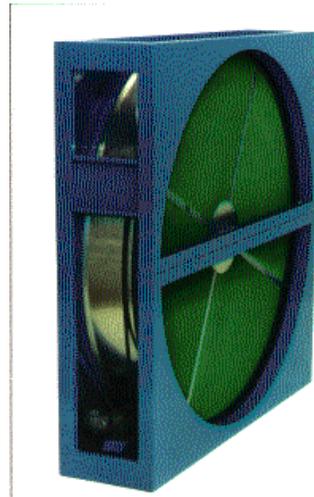


Abbildung 4.3: *eingesetztes Sorptionsrad der Fa. Munters*

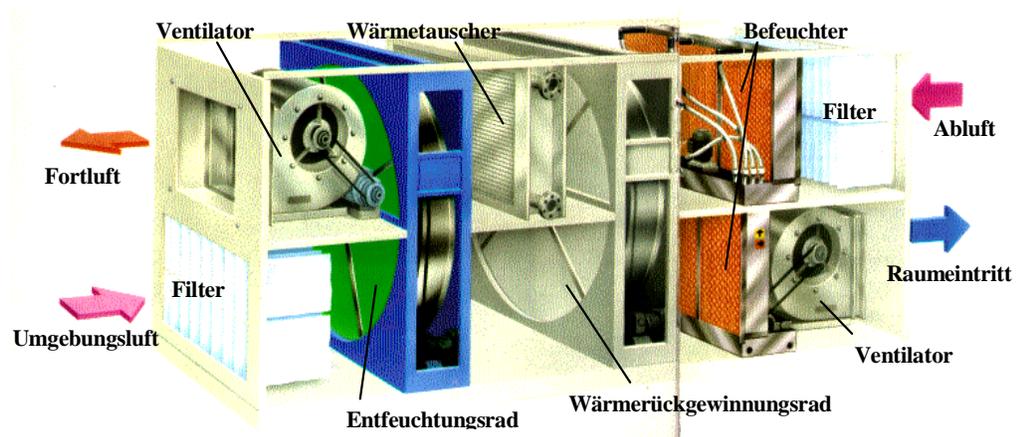


Abbildung 4.4: *anschauliche Darstellung eines SGK-Systems [Gro]*

4.2 Meßkonzept

Da es sich bei der Anlage um ein Demonstrationsprojekt mit wissenschaftlicher Begleitung handelt, wurde die Anlage mit einer Vielzahl von Meßsensoren ausgestattet, um jede potentielle Luftzustandsänderung und die Regelgrößen für die Betriebsführung zu dokumentieren. Im wesentlichen handelt es sich hierbei um Temperatur- und Feuchtesensoren. Die jeweilige Positionierung zeigt Abbildung 4.5. Die eingesetzten Meßsensoren und ihre Spezifikationen sind in Tabelle B.2 aufgeführt.

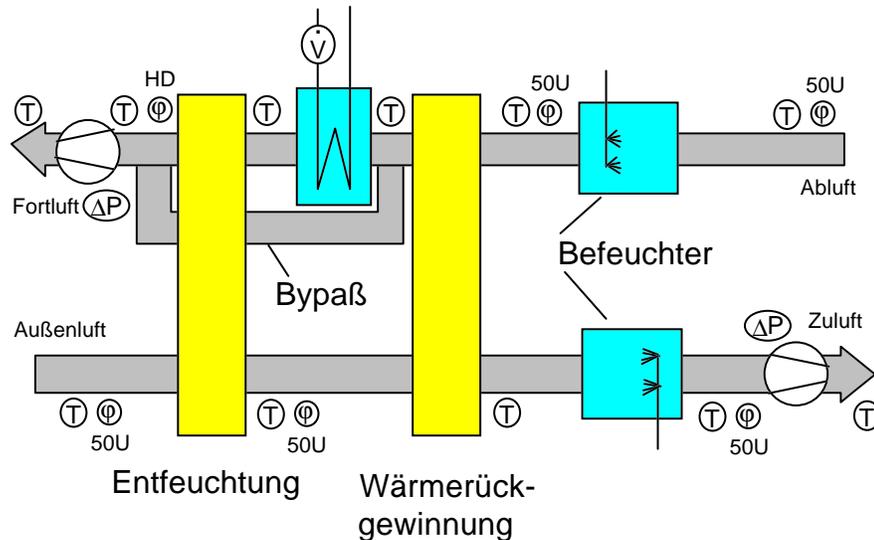


Abbildung 4.5: *Positionierung der Meßsensoren in der Pilotanlage* (T : Temperatur, φ : relative Feuchte - HD : Klimatherm-Sensor, $50U$: Humitter (vgl. Tabelle B.2, ΔP : Differenzdruck und \dot{V} : Volumenstrom)

Zur einfacheren Bestimmung der Luftzustände und zur besseren Kontrolle der Ent- und Befeuchtungsleistung werden die Feuchten nicht als relative Feuchten φ , sondern als absolute Feuchten x in kg Wasser bezogen auf kg trockene Luft betrachtet. Die Umrechnung des Meßwertes (φ) in x ist im Anhang in Abschnitt A.1 dokumentiert.

Die Temperaturmessung erfolgt über PT-100 und die Feuchtemessung über hygroskopische Fühler. Die Verarbeitung des Temperaturmeßwertes sowie die Beschreibung der für beide Fühlertypen (Feuchte- und Temperatursensoren) durchgeführten Kalibrierung ist ebenfalls in Abschnitt A.1 und A.2 wiedergegeben.

Für die energetische Auswertung sind neben den unterschiedlichen Luftzuständen die Massen- und Volumenströme im System wichtig. Der Luftvolumenstrom zu- und abluftseitig ist für die Leistungsbewertung des Klimatisierungssystems nach Abschnitt 2.3.3 erforderlich,

genauso wie der Massenstrom im Regenerationsluftherhitzer. Der Luftvolumenstrom wird jeweils anhand der Druckdifferenz am entsprechenden Ventilator über den aus der Bernoulli-Gleichung und der Ventilator Kennlinie abzuleitenden Zusammenhang dieser beiden Größen bestimmt (siehe dazu Abschnitt A.4).

Der Massenstrom des Wärmetauscherfluids im Regenerationswärmetauscher wird über einen magnetisch induktiven Volumenstromzähler gemessen. Die Angaben zu diesem und zu dem Differenzdrucksensor finden sich in Tabelle B.2.

4.3 Datenerfassung und Steuerung

Sowohl die Meßdatenerfassung wie auch die Steuerung aller schalt- und regelbaren Komponenten erfolgt von einem Personal Computer aus. Über das Meßprogramm „tplus“¹ kommuniziert der PC durch ein RS485-Bussystem mit Datenloggern, an denen sowohl die Meß- wie auch die Schalt- und Regelleitungen der einzelnen Systemkomponenten angeschlossen sind. Datenlogger und Meßprogramm ermöglichen eine wechselseitige Kommunikation, das heißt, die Meßdaten und die aktuellen Schalterstellungen können vom Datenlogger an den PC gesandt werden und umgekehrt kann der Datenlogger vom Programm Daten empfangen, um zum Beispiel Schalterstellungen zu ändern. Das Programm regelt diesen Datenaustausch. Gleichzeitig kann in einem parallel zum Meßprogramm ablaufenden Prozeß auf die mit dem Programm empfangenen Daten zugegriffen und diese können weiter verarbeitet werden. Umgekehrt kann das Programm auch auf Daten, die ein parallel ablaufender Prozeß auf dem PC bereitstellt, zugreifen und diese an den Datenlogger senden. Dies ermöglicht einerseits die systematische Datenerfassung und Archivierung auf dem PC und andererseits den parallelen Ablauf eines Betriebsführungsprogrammes, das hardwareunabhängig ist. So wurde das installierte Betriebsführungsprogramm in der Programmiersprache C programmiert und kompiliert und anschließend die ausführbare Datei auf den Rechner übertragen. Diese offene Struktur ermöglicht es, Änderungen am Betriebsführungsprogramm schnell und flexibel vorzunehmen.

Der Rechner für die Datenerfassung und Betriebsführung der Pilotanlage ist über ein Local Area Network (LAN) mit einem weiteren PC, der als EDV-Arbeitsplatz eingerichtet ist, vernetzt. Über eine ISDN-Verbindung mit dem Fraunhofer ISE besteht ein externer Zugang zu den Daten und der Betriebsführung. Abbildung 4.6 skizziert den Datentransfer und die Vernetzung.

Die beschriebene Kommunikation zwischen Klimaanlage und Meßrechner findet im Dreisekudentakt statt. Für die Archivierung der Meßdaten werden aus den anfallenden Meßwerten Zehnminutenmittelwerte bei Temperaturen, Feuchten und Druck und Zehnminutensummen bei Impulsmessungen für die Volumenströme, Schalterzustände und Steuerspannungen gebildet.

¹Ein am Fraunhofer ISE von A. Gerber entwickeltes Meß- und Regelprogramm auf der Basis von C++ für das Betriebssystem OS/2

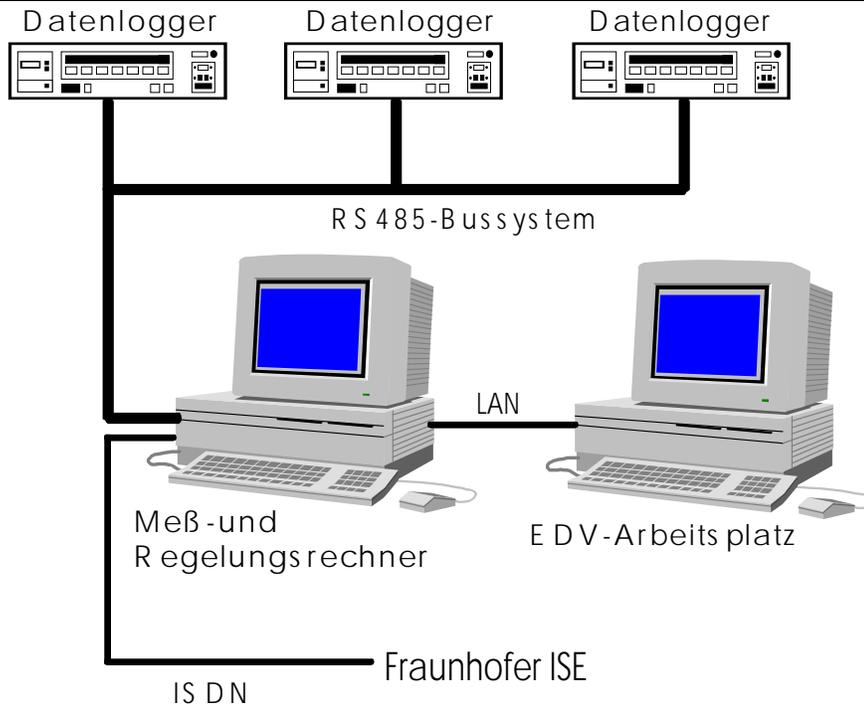


Abbildung 4.6: *Schema des Datentransfers zwischen Pilotanlage und Nutzer*

4.4 Vermessung einzelner Komponenten

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der am Fraunhofer ISE zwischen April und Juli 1996 durchgeführten Meßkampagne vorgestellt und hinsichtlich spezieller Fragestellungen ausgewertet. Die Vermessung dient vor allem dazu, die geeigneten Steuergrößen für die Betriebsführung der einzelnen Komponenten im Klimatisierungsbetrieb am TGZ Riesa kennen zu lernen.

4.4.1 Wärmerückgewinnungsrotor

Die Wärmeübertragung am Wärmerückgewinnungsrotor (WRG-Rotor) geschieht durch den Wärmeübertrag der im Rotormaterial gespeicherten Wärme an die durchströmende Luft. Außer von diesem konvektivem Wärmeübergang durch den Kontakt zwischen Luft und Rotor, ist die Übertragungseffizienz von der Rotationsgeschwindigkeit des Rotors abhängig.

1. **Zu schnelle Rotation:** Wärmeübertragung findet nur unvollständig statt. Das Rad dreht sich noch erwärmt in den Bereich der Wärmeaufnahme wieder zurück.
2. **Zu langsame Rotation:** keine vollständige Erwärmung der durchströmenden Luft. Diese kommt schon mit ausgekühltem Teil des Rotors in Kontakt, da dieser bereits

deutlich vor dem Eintritt in den Bereich der Wärmeaufnahme seine Wärme vollständig abgegeben hat. Es wird nicht schnell genug Wärme „nachgeliefert“.

Der entscheidende Parameter zur Optimierung der Wärmeübertragungseffizienz η_{WRG} ist die Rotationsgeschwindigkeit des WRG-Rades in Abhängigkeit des Volumenstromes. Mit der Annahme gleicher Luftvolumenströme im Bereich der Wärmeaufnahme und im Bereich der Wärmeabgabe, kann η_{WRG} über die einfache Beziehung:

$$\eta_{WRG} = \frac{T_{hot,in} \Leftrightarrow T_{hot,out}}{T_{hot,in} \Leftrightarrow T_{cold,in}} = \frac{T_{cold,out} \Leftrightarrow T_{cold,in}}{T_{hot,in} \Leftrightarrow T_{cold,in}} \quad (4.1)$$

bestimmt werden. Allgemein gilt nach [Kay84]:

$$\eta_{WRG} = \frac{C_{hot}}{C_{min}} \cdot \frac{T_{hot,in} \Leftrightarrow T_{hot,out}}{T_{hot,in} \Leftrightarrow T_{cold,in}} = \frac{C_{cold}}{C_{min}} \cdot \frac{T_{cold,out} \Leftrightarrow T_{cold,in}}{T_{hot,in} \Leftrightarrow T_{cold,in}} \quad (4.2)$$

wobei: $C_{hot} = \dot{m}_{hot} \cdot c_{p,hot}$
 $C_{cold} = \dot{m}_{cold} \cdot c_{p,cold}$
 $C_{min} = \text{Minimum}(C_{hot}, C_{cold})$

Abbildung 4.7 zeigt eine Messung bei konstantem Luftvolumenstrom für variierende Rotationsgeschwindigkeiten des WRG-Rades.

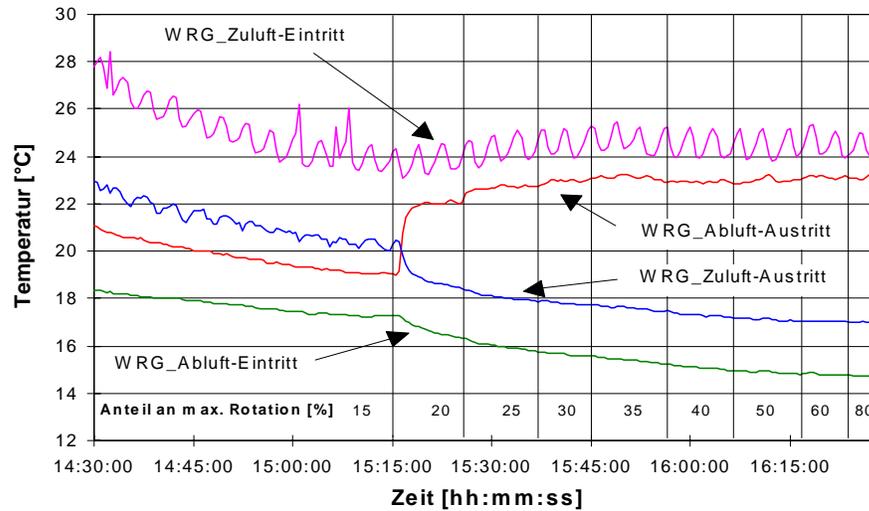


Abbildung 4.7: Vermessung des WRG-Rades bei $3150 \text{ m}^3/\text{h}$ Luftvolumenstrom in Abhängigkeit der Rotationsgeschwindigkeit

Die Messung zeigt den Effekt des zu langsam rotierenden WRG-Rades sehr deutlich. Denn erst ab 20% der Maximaldrehzahl tritt eine effektive Wärmeübertragung sprunghaft ein, die sich bei weiterer Erhöhung der Drehzahl nur noch geringfügig verbessert, was sich auch für andere Luftvolumenströme bestätigt (vgl. Abbildung 4.8).

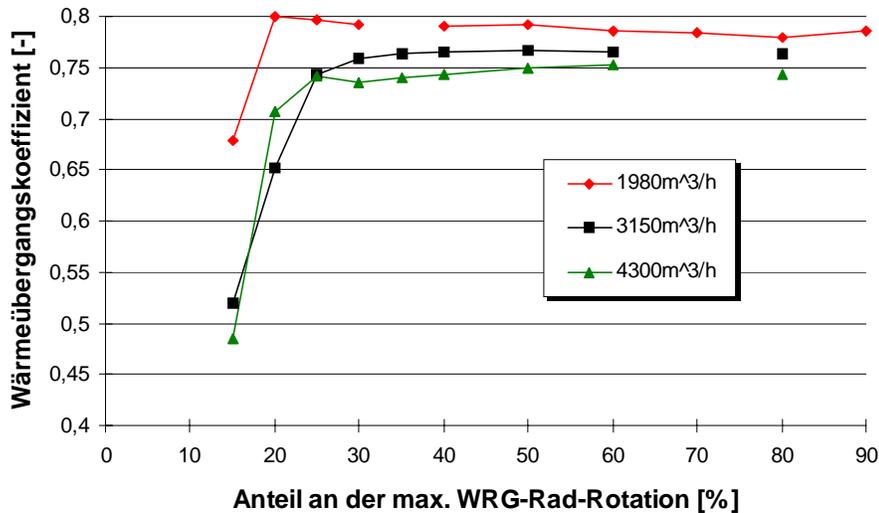


Abbildung 4.8: *Abhängigkeit von η_{WRG} von der Rotationsgeschwindigkeit für unterschiedliche Luftvolumenströme*

Aufgrund dieser Messungen wurde beschlossen, keine angepasste Drehzahlregelung des WRG-Rades an den Luftvolumenstrom für den Betrieb am TGZ Riesa vorzusehen. Die Steuerspannung des Rades wurde auf konstant 50% der Maximaldrehzahl festgestellt.

4.4.2 Entfeuchtungsrotor

Der Entfeuchtungsrotor (Sorptionsrad) wurde als das Herzstück einer SGK-Anlage am umfangreichsten vermessen, da die (Entfeuchtungs-) Leistung des Rotors von unterschiedlichen Parametern abhängt. So sind neben der Regenerationstemperatur die Luftzustände der in das Rad eintretenden Luft (Feuchte und Temperatur der Zu- und Regenerationsluft) von entscheidender Bedeutung für die Entfeuchtungsleistung. Regenerationsseitig ermöglicht der eingebaute Bypass ebenfalls Variationen. Ähnlich wie beim WRG-Rad hat auch beim Sorptionsrad die Rotationsgeschwindigkeit einen Einfluß auf die Leistung des Rades:

- 1. Zu schnelle Rotation:** sowohl Regeneration als auch Zuluftentfeuchtung bleiben unvollständig.
- 2. Zu langsame Rotation:** keine vollständige Entfeuchtung der Zuluft, da das Rad schon deutlich vor dem Eintritt in den Regenerationsbereich die maximal mögliche

Feuchte aufgenommen hat.

Bei der in Abbildung 4.9 und Abbildung 4.10 zugrunde liegenden Messung wurde versucht, die Eintrittsluftzustände konstant zu halten, während die Drehzahl des Sorptionsrades variiert wurde. Die Konstanz der Eintrittswerte konnte bei den Temperaturen (Abbildung 4.9) bis auf 4 Kelvin sehr gut verwirklicht werden. Die Feuchten (Abbildung 4.10) schwanken dagegen im Verlauf der Messung um ca. 2 g/kg . Trotz dieser Schwankungen ist der Einfluß der Rotationsgeschwindigkeit auf das Sorptionsverhalten des Rades deutlich zu erkennen.

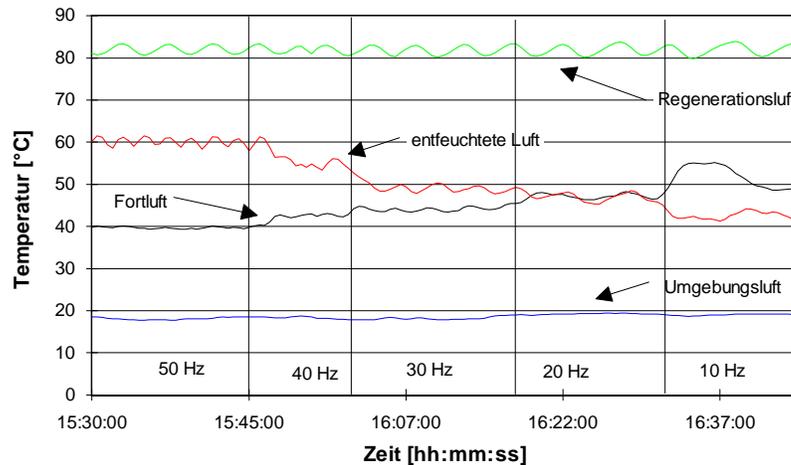


Abbildung 4.9: *Temperaturmessung am Sorptionsrad bei $1780\text{ m}^3/\text{h}$ Luftvolumenstrom in Abhängigkeit der Rotationsgeschwindigkeit*

Die Feuchtemessung zeigt eine Verbesserung der Entfeuchtungsleistung mit sinkender Drehzahl. Die dazu korrespondierenden Temperaturkurven weisen auf eine weitere Eigenschaft des Sorptionsrades hin. Es ist zu beobachten, daß die Temperatur der entfeuchteten Luft mit steigender Entfeuchtungsleistung (abnehmender Drehzahl) sinkt. Diese Feststellung verdeutlicht neben der Entfeuchtungseigenschaft auch die Wärmeübertragungseigenschaft des Sorptionsrades, das allgemein durch seine Funktion als Feuchte- und Wärmeübertrager auch als **Enthalpietauscher** [Rei94] bezeichnet wird. Im Winter während des Heizfalles wird diese Eigenschaft des Rades genutzt, um die kalte und trockene Umgebungsluft über den Enthalpieaustausch aus der warmen und feuchten Abluft zu befeuchten und zu erwärmen. Entsprechend wird hierzu die Drehzahl ca. verzehnfacht.

Das Absinken der Temperatur in der getrockneten Luft mit steigender Entfeuchtungsleistung ist auch ein Hinweis darauf, daß der Sorptionsprozeß im Idealfall durch einen adiabatischen Verlauf begrenzt ist. Dies ist in Abbildung 4.11 anhand des Entfeuchtungsprozesses für unterschiedliche Drehzahlen des Sorptionsrades im h-x-Diagramm dargestellt. In der Ab-

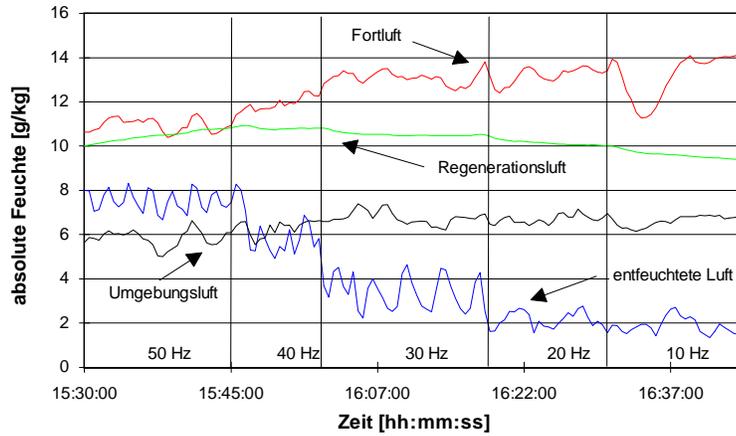


Abbildung 4.10: *Feuchtemessung am Sorptionsrad bei $1780\text{m}^3/\text{h}$ Luftvolumenstrom in Abhängigkeit der Rotationsgeschwindigkeit*

bildung ist gut zu erkennen, daß der Prozeß sich um so mehr dem idealen isenthalpen Verlauf annähert, je größer die Entfeuchtungsleistung wird.

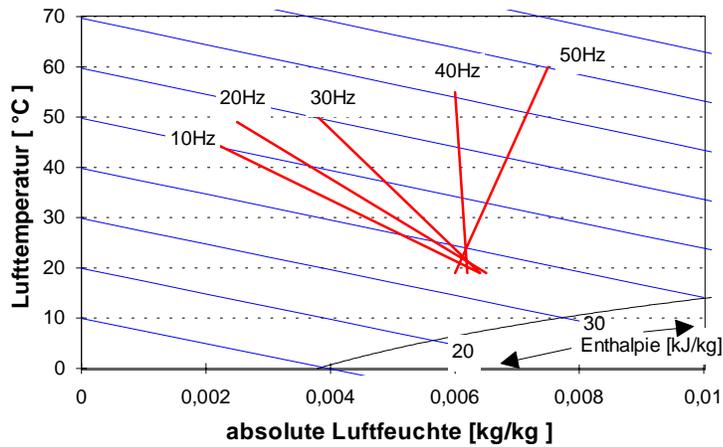


Abbildung 4.11: *Gemessene Entfeuchtungsprozesse in Abhängigkeit der Rotationsgeschwindigkeit des Entfeuchtungsrades dargestellt im h-x-Diagramm*

Weiterhin fällt bei den Meßwerten des Luftzustandes der getrockneten Luft auf, daß sowohl Feuchte als auch Temperatur einen periodischen Verlauf zeigen, der mit der Drehzahl des Entfeuchtungsrades korreliert. Dies ist eine Folge davon, daß das Rad aus zwei Hälften zusammengesetzt ist, die anscheinend ein unterschiedliches Sorptionsverhalten aufweisen².

Zur Bewertung der Entfeuchtungsleistung wird die in Gleichung 3.7 definierte Entfeuchtungseffizienz η_{sorp} verwendet. Die Messungen zur Abhängigkeit der Entfeuchtungsleistung von der Rotationsgeschwindigkeit des Sorptionsrades wurden für unterschiedliche Luftvolumenströme durchgeführt und mit η_{sorp} bewertet (zur Bestimmung von η_{sorp} siehe Abschnitt 3.1.2). Somit können hinsichtlich der Steuerung des Entfeuchtungsrotors im Systembetrieb die geeigneten Steuerspannungen in Abhängigkeit des Luftwechsels bestimmt werden, die die Entfeuchtungsleistung maximieren. Abbildung 4.12 zeigt die anhand der Entfeuchtungseffizienz ausgewerteten Messungen.

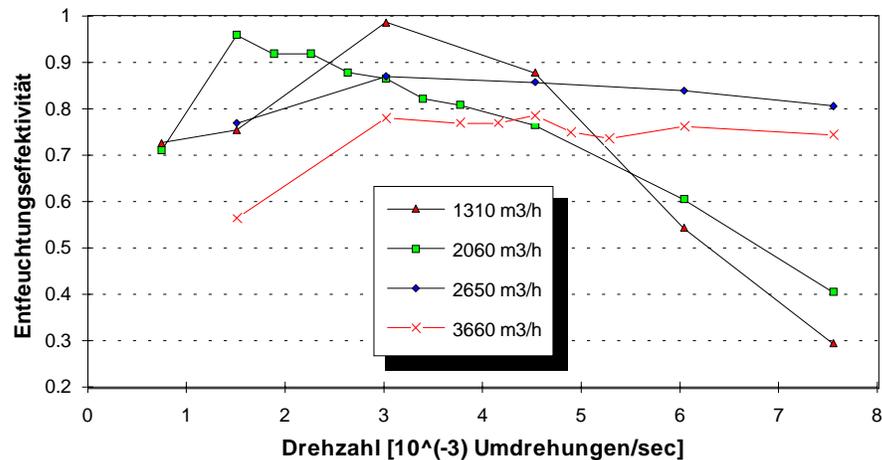


Abbildung 4.12: η_{sorp} in Abhängigkeit der Radumdrehung für verschiedene Volumenströme

4.4.3 Bypass

Der Bypass ist in den vorherigen Abschnitten als Bauteil zur Kontrolle der Regenerationswärme und als Variationsmöglichkeit der Entfeuchtungsleistung vorgestellt worden.

Direkt wird über den Bypass die Größe des Regenerationsluftvolumenstromes eingestellt, denn nur die Luft, die nicht durch den Bypass strömt, wird im Regenerationswärmetauscher zur Regeneration des Entfeuchtungsrotors erhitzt. Da die im Wärmetauscher abgegebene Wärme proportional zum Luftvolumenstrom ist, wird die Regenerationswärme indirekt über den Bypass kontrolliert. Die Regeneration des Entfeuchtungsrotors ist abhängig von der

²Rückfragen bei der Firma Munters bestätigen diese Beobachtung

Menge Wasser, die mit Hilfe der Regenerationsluft aus dem Sorptionsmittel ausgetrieben werden kann. Die beiden Größen Temperatur und durchströmende Luftmasse des Regenerationsluftstromes bestimmen neben der Rotationsgeschwindigkeit (vgl. Abschnitt 4.4.2) auch die Menge des ausgetriebenen Wassers und damit die mögliche Entfeuchtungsleistung des Rotors.

Die beiden folgenden Abbildungen 4.13 und 4.14 zeigen Messungen des Luftentfeuchtungs- und des gleichzeitigen Regenerationsprozesses für unterschiedliche Öffnungszustände am Bypass. Die abgegebene Regenerationswärme ist in der unteren Grafik der Abbildungen normiert auf die maximal eingesetzte Wärme bei geschlossenem Bypass bilanziert.

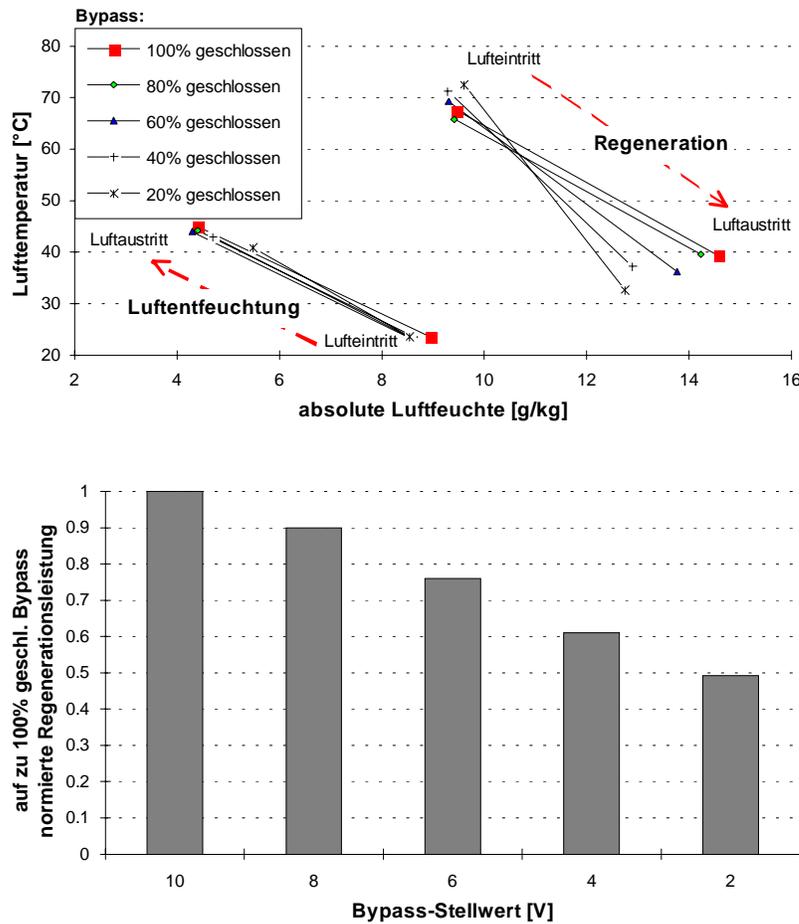


Abbildung 4.13: *Gemessenes Sorptionsverhalten (obere Grafik) und normierte Regenerationswärme (untere Grafik) bei auf 70°C geregelter Regenerationstemperatur für unterschiedliche Bypassöffnungen (10V ≙ 100% geschlossener Bypass)*

Die deutlichsten Änderungen in Abhängigkeit der Bypassöffnung sind in Abbildung 4.13 bei der absoluten Feuchte im Regenerationsprozeß zu beobachten. Je mehr Luft über den Bypass strömt, desto geringer wird die ausgetriebene Wassermenge, was an der Differenz der absoluten Feuchten zwischen Regenerationseintritts- und -austrittsluft abzulesen ist. Die Ursache hierfür ist die sinkende Regenerationswärme, die an die Luft abgegeben wird, wie die untere Grafik verdeutlicht. Gegenüber dem vollständig geschlossenen Bypass fällt die Regenerationsleistung unter 50% bei zu 20% geschlossenem Bypass. Die Entfeuchtungsleistung läßt dagegen erst bei einem zu 20% geschlossenem Bypass merklich nach.

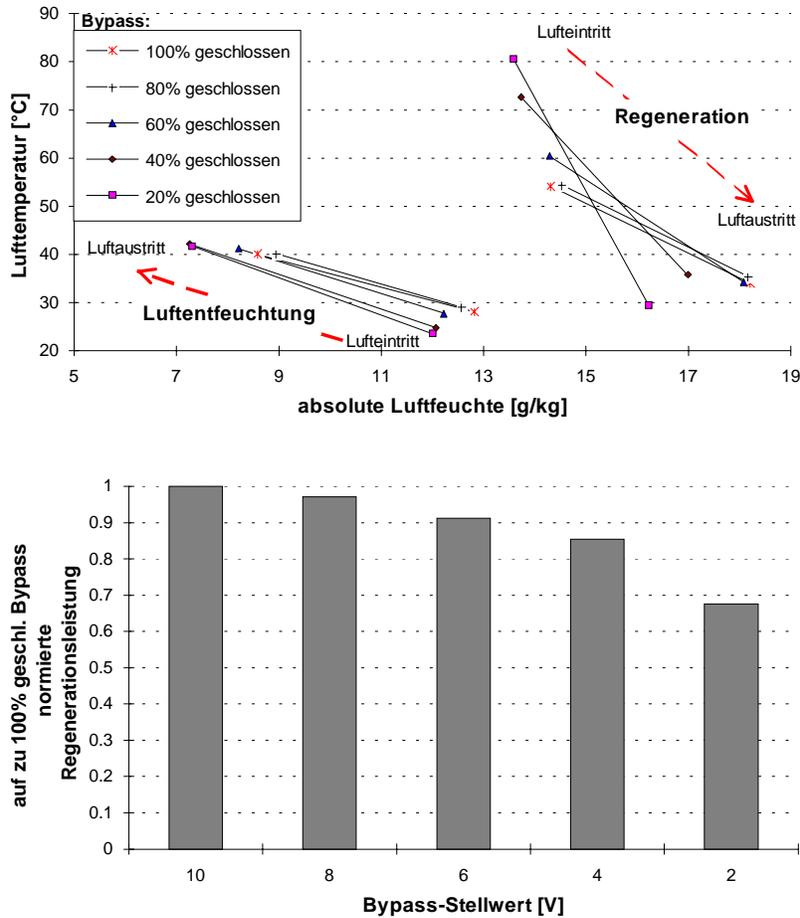


Abbildung 4.14: *Gemessenes Sorptionsverhalten (obere Grafik) und normierte Regenerationswärme (untere Grafik) bei geregelter Regenerationswärme für unterschiedliche Bypassöffnungen (10V ≐ 100% geschlossener Bypass)*

Bei den in Abbildung 4.14 dargestellten Prozessen sind die deutlichsten Änderungen neben der absoluten Feuchte vor allem bei der Temperatur des Regenerationsprozesses in Abhängigkeit der Bypassöffnung zu beobachten. Mit sinkendem Regenerationsluftanteil steigt die Regenerationstemperatur und gleichzeitig sinkt die Menge des ausgetriebenen Was-

sers. Der größte Sprung ist bei zu 40 und zu 20% geschlossenem Bypass festzustellen. Beim Entfeuchtungsverhalten ist korrespondierend bei einem zu 40 und zu 20% geschlossenem Bypass eine deutlich höhere Entfeuchtungsleistung zu erkennen. Die steigenden Regenerationstemperaturen sind in der geringeren Abnahme der Regenerationswärme gegenüber den Messungen aus Abbildung 4.13 zu erklären. In der unteren Grafik von Abbildung 4.14 ist die normierte Regenerationsleistung dargestellt. Bei den Messungen mit einem zu 20% geschlossenem Bypass beträgt die Regenerationsleistung immer noch ca. 70% derjenigen bei vollständig geschlossenem Bypass.

4.4.4 Fazit für die Betriebsführung

Die Vermessung der einzelnen Komponenten in Abhängigkeit ihrer Steuergrößen liefert die Grundlage für die spätere Regelung der dann in das SGK-System integrierten Komponenten während des Klimatisierungsbetriebes. Nur anhand des gemessenen Verhaltens können die Komponenten von der Betriebsführung so angesteuert werden, daß sie ihre Aufgabe im Klimatisierungsprozeß optimal erfüllen. Die Komponenten, die während der Betriebsführung geregelt werden können, sind die beiden Rotoren und die Bypassöffnung.

Für das Wärmerückgewinnungsrad hat sich gezeigt, daß die Wärmeübertragungseffizienz η_{WRG} sich nicht proportional zur Rotationsgeschwindigkeit ändert, sondern eher sprunghaft ab einer Grenzgeschwindigkeit auf den Maximalwert ansteigt (vgl. Abschnitt 4.4.1 und Abbildung 4.8). Die Messungen haben ergeben, daß bei 50% der Maximalgeschwindigkeit (entspricht einer Steuerspannung von 5V) für den kompletten Klimatisierungsbetrieb der optimale Wärmeübertrag gewährleistet werden kann. Deshalb ist die Steuerspannung auf konstant 5V festgelegt worden.

Die Rotationsgeschwindigkeit des Entfeuchtungsrotors ist dagegen für den effizienten Betrieb dieser Komponente von entscheidender Bedeutung. Nicht nur ob das Rad als Entfeuchter oder als Enthalpietauscher arbeitet, hängt von der Rotationsgeschwindigkeit ab, sondern insbesondere auch die Effizienz der Entfeuchtung. Hier haben die Messungen ergeben, daß in Abhängigkeit des durchströmenden Luftvolumenstromes die Radrotation zur Optimierung der Entfeuchtungsleistung geregelt werden sollte (vgl. Abschnitt 4.4.2 und Abbildung 4.12). Für die Betriebsführung wurden deshalb die in Tabelle 4.3 aufgeführten Abstufungen der Steuerspannung festgelegt.

\dot{V} [m^3/h]	0-1000	1000-1850	1850-2150	2150-2450	2450-
Steuerspannung [V]	2	3	4	6	8

Tabelle 4.3: *Abstufung der Steuerspannung des Entfeuchtungsrotors für den geregelten Betrieb in Abhängigkeit des Luftvolumenstromes*

Eine weitere Regelungsgröße für die Entfeuchtungsleistung und vor allem für die Höhe der eingesetzten Regenerationswärme ist die Öffnung des Bypasses. In Abschnitt 4.4.3 ist der Einfluß der Bypassöffnung auf das Sorptionsverhalten in den Abbildungen 4.13 und 4.14 dokumentiert. Für die Betriebsführung wurde ebenfalls wie beim Entfeuchtungsrotor

eine vom Luftvolumenstrom abhängige abgestufte Regelung der Bypassöffnung festgelegt. Tabelle 4.4 gibt diese Zuordnung wieder.

\dot{V} [m^3/h]	0-1850	1850-2150	2150-2450	2450-
Steuerspannung [V]	3	4	6	8

Tabelle 4.4: *Abstufung der Steuerspannung für die Bypassöffnung im geregelten Betrieb in Abhängigkeit des Luftvolumenstromes*

Kapitel 5

Betriebsführung und Auslegung eines solaren SGK-Systems

Ziel dieser Arbeit ist es, das Systemverhalten eines solaren SGK-Systems zu analysieren und daraus das Potential für diese Kombination aus Solar- und Klimatisierungssystem abzuschätzen. Neben den Erkenntnissen aus den experimentellen Untersuchungen (Kapitel 4 und Kapitel 6) sind qualitative Einschätzungen basierend auf Simulationsrechnungen von entscheidender Bedeutung, um vorzeitig Hinweise auf das Systemverhalten zu erhalten. Ebenfalls sehr hilfreich ist die Simulation bei der Analyse von Betriebsführungsstrategien, insbesondere, um den gegenseitigen Einfluß der beiden Systeme (Solar- und Klima-) zu untersuchen.

In diesem Kapitel wird das Betriebsverhalten des kompletten Systems anhand von Simulationsrechnungen untersucht. Ziel der Simulationen ist es, eine energetisch optimierte Betriebsführung zu finden, die die angebotene Solarenergie so weit wie möglich dem System nutzbar macht. Neben der optimierten Betriebsführung wird vor allem die für diesen Betrieb geeignete Auslegung des Solarsystems über die Simulationen bestimmt.

In den Kapiteln 1, 2, und 4 sind die Parameter, die das Systemverhalten beeinflussen und diejenigen, die die Zielgröße (den Raumkomfort) bestimmen, bereits genannt worden. Tabelle 5.1 faßt diese nochmal zusammen und bietet damit eine Liste der Größen, die als Regelgrößen von der Betriebsführung kontrolliert werden müssen und Größen, auf deren Veränderung die Regelung reagieren muß. Die Variationsgrößen für die Auslegung des Solarsystems sind in Tabelle 5.2 wiedergegeben.

Die Vielzahl der Einflußgrößen in Tabelle 5.1 weist darauf hin, daß nicht die Änderung eines einzelnen Parameters, sondern nur die optimale Kombination aller Parameter zielführend sein kann. Die Drehzahl des Entfeuchtungsrotors und die Bypassstellung werden in den Simulationsrechnungen nicht als Parameter variiert, da dies Stellgrößen der realen Betriebsführung sind, die im Entfeuchtermodell nicht direkt berücksichtigt werden. Wie in Abschnitt 4.4.4 beschrieben, wird für die Simulationen vorausgesetzt, daß beide Parameter optimal eingestellt sind, so daß die maximal mögliche Entfeuchtungsleistung erzielt wird.

Gebäude	Solarsystem	SGK-System
Belegung	Temperatur der nutzbaren Wärme	Drehzahl des Entfeuchtungsrotors
innere Lasten		Bypassstellung
Komfortanforderungen		Effizienz des Zuluftbefeuchters

Tabelle 5.1: *Parameter für die Betriebsführung eines solaren SGK-Systems*

Speicher	Kollektor
mit / ohne Speicher	
Größe (Volumen)	Größe (Fläche)
über Hilfswärme bereitgestellte Speichertemperatur	

Tabelle 5.2: *Parameter für die Auslegung des Solarsystems*

5.1 Betriebsstufen des SGK-Systems

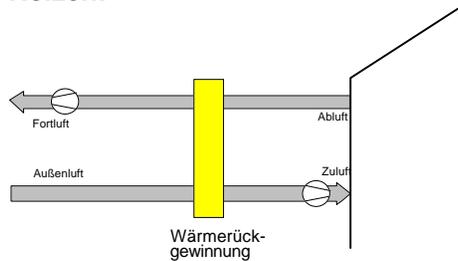
Grundsätzlich kann nach der Klimatisierungsaufgabe zwischen den Betriebsarten **Kühlen** und **Heizen** unterschieden werden, welche den Betrieb der Anlage in einen Sommer- und Winterbetrieb trennen. Abhängig von der Kühl- bzw. Heizlast und den Umgebungsluftzuständen, können angepaßt an die benötigte Heiz- bzw. Kühlleistung innerhalb der Betriebsarten verschiedene Betriebsstufen mit der SGK-Anlage realisiert werden. In Tabelle 5.3 sind die einzelnen Betriebsstufen qualitativ nach ihrer Leistung geordnet. Die dazugehörigen Systemverschaltungen sind in Abbildung 5.1 skizziert. Die Betriebsweisen und Leistungsfähigkeit der einzelnen Stufen werden in den folgenden Abschnitten beschrieben.

Last	Heiz/Winterbetrieb (Stufe)	Kühl/Sommerbetrieb (Stufe)
klein	Lüftung mit Wärmerückgewinnung (2)	freie Lüftung (3)
mittel	Lüftung mit Wärme- und Enthalpierückgewinnung (1)	adiabate Abluftbefeuchtung (4)
hoch	Zulufterwärmung mit Wärme- und Enthalpierückgewinnung (0)	Desiccant Cooling (5)

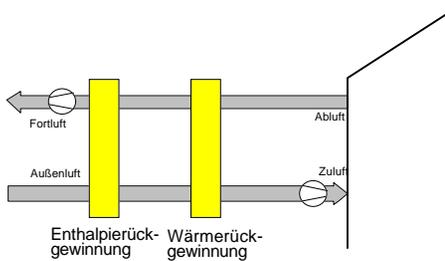
Tabelle 5.3: *Qualitative Unterteilung der Betriebsstufen einer SGK-Anlage*

Abbildung 5.1: Verschaltungsskizzen der Betriebsstufen eines SGK-Systems

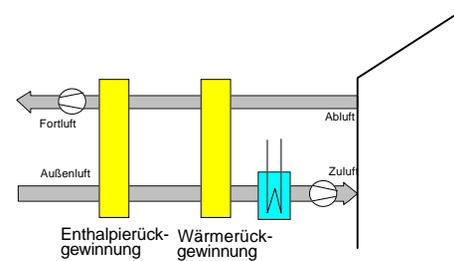
Heizen:



Wärmerückgewinnung

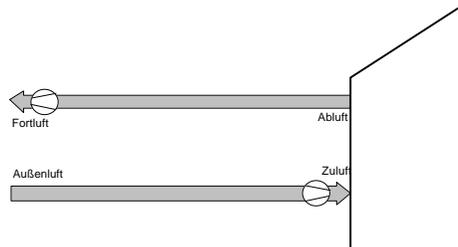


Wärme- und Enthalprierückgewinnung

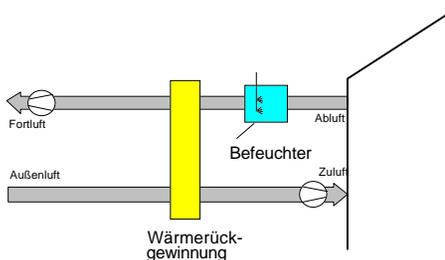


Wärme- und Enthalprierückgewinnung mit Zulufterwärmung

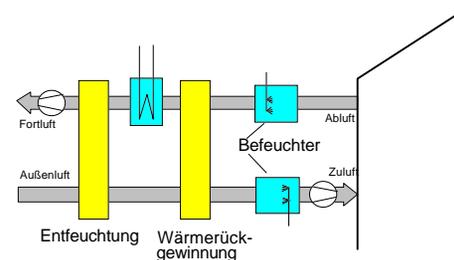
Kühlen:



freie Lüftung



adiabate Abluftbefeuchtung



Desiccant Cooling

5.1.1 Betriebsstufen im Heizfall

In diesem Abschnitt werden die einzelnen Betriebsstufen des Heizfalles und die jeweils bestimmenden Simulationsparameter erläutert.

Wärmerückgewinnung (2)

Der Umgebungsluftzustand reicht aus, um die Raumluft im Komfortbereich zu halten. Für die Erwärmung der Zuluft reicht das Wärmepotential der Abluft aus, welches über die Wärmerückgewinnung der Zuluft nutzbar gemacht wird.

Wärme- und Enthalprierückgewinnung (1)

Feuchte und Temperatur der Umgebungsluft unterschreiten die Komfortanforderungen. Über die Wärmerückgewinnung mit dem Wärmerückgewinnungsrad und dem Enthalpietauscher wird die Zuluft erwärmt. Zusätzlich wird über den Enthalpietauscher Feuchte aus der Abluft in die Zuluft übertragen.

Wärme- und Enthalprierückgewinnung mit Zulufterwärmung (0)

Zusätzlich zur Betriebsführung in Stufe (1) kann hier die Zuluft nacherwärmt werden, was die Möglichkeit bietet, Wärme aktiv in den Raum einzubringen. Entsprechend kann die Heizleistung des Systems über die Wärmezufuhr geregelt werden.

Die drei Betriebsstufen können abhängig davon, ob für den Heizprozeß Antriebsenergie bereitgestellt wird, in passive und aktive Stufen eingeteilt werden. Für den Betrieb innerhalb der beiden Stufen (1) und (2) wird ausschließlich Hilfsenergie zum Antrieb der Rotoren und der Ventilatoren benötigt, jedoch keine, um aktiv zu heizen. Deshalb werden diese beiden Betriebsstufen als **passiv**, Stufe (0) dagegen als **aktiv** bezeichnet.

Die beiden passiven Betriebsstufen (2) und (1) bieten per Definition keine Möglichkeit, dem Raum Wärme zuzuführen, weshalb eine Variation des Luftwechsels zur Regelung der Heizleistung in diesen Stufen nichts beitragen kann. Ist die Übertragungseffizienz der beiden Rotoren optimiert, so besteht keine Möglichkeit, die Heizleistung des SGK-Systems in diesen Betriebsstufen zu erhöhen. Erhöhung des Luftwechsels würde dem Raum lediglich mehr kalte Umgebungsluft zuführen.

5.1.2 Betriebsstufen im Kühlfall

Im Gegensatz zum Heizfall muß beim Kühlen die Kühllast aus dem Raum abgeführt werden, was nicht nur über Kältezufuhr, sondern auch über den Austausch der belasteten Luft mit Luft niedrigerer Enthalpie geschehen kann. Aus diesem Grund ist im Kühlfall der Luftwechsel ein entscheidender Regelungsparameter.

freie Lüftung (3)

Der Umgebungsluftzustand reicht aus, um die Raumluft im Komfortbereich zu halten. Der hygienisch vorgeschriebene Luftwechsel findet mit unkonditionierter Umgebungsluft statt. Lediglich über den Luftwechsel kann die Leistung des Systems variiert werden.

adiabate Abluftbefeuchtung (4)

Freie Lüftung reicht nicht mehr aus, um die Raumlufttemperatur in den Komfortbereich zu kühlen. Deshalb wird für die Abkühlung der Zuluft die Wärmerückgewinnung betrieben, die über die befeuchtete Abluft ein Kühlpotential bereit stellt. Auch hier kann lediglich über den Luftwechsel die Leistung des Systems variiert werden.

Desiccant Cooling Betrieb (5)

Das Kühlpotential der Abluft reicht nicht mehr aus. Der Zuluftbefeuchter ermöglicht eine weitere Abkühlung der Zuluft durch Verdunstungskälte. Über die vorweggeschaltete Sorption wird ein niedrigerer Taupunkt am Zuluftbefeuchter ermöglicht, so daß sich das Kühlpotential erhöht. Über das Zusammenspiel von Sorption und Zuluftbefeuchter wird die Raumluftfeuchte kontrolliert. Neben der Variation des Luftwechsels können die Befeuchtungseffizienz des Zuluftbefeuchters und die Entfeuchtungseffizienz am Sorptionsrad geregelt werden. Letztere hängt wiederum von der Regenerationstemperatur und der Bypassstellung ab.

Genau wie im Heizfall, so stellen auch im Kühlbetrieb die beiden leistungsschwächeren Betriebsstufen (3) und (4) passive Kühlleistung bereit, da auch hier lediglich Hilfsenergie zum Antrieb des WRG-Rotors, der Ventilatoren und des Abluftbefeuchters benötigt wird. Im Desiccant Cooling Betrieb (5) muß dagegen Regenerationsenergie zum Antrieb der Entfeuchtung und damit des Kühlprozesses aufgebracht werden, so daß in dieser Stufe ein aktiver Kühlbetrieb stattfindet.

5.1.3 Regelung der Betriebsstufen

Zwischen den jeweiligen Stufen findet durch zusätzliche Kühlmaßnahmen (Abluftbefeuchter bei Wechsel von Stufe (3) auf (4) bzw. Zuluftbefeuchter und Sorptionsrotor beim Wechsel in Stufe (5)) oder durch zusätzliche Heizmaßnahmen (Enthalprierückgewinnung bei Wechsel von Stufe (2) auf (1) bzw. Zulufterhitzer bei Wechsel in Stufe (0)) ein Leistungssprung statt. Soll dieser Sprung zu einem stetigen Übergang geführt werden, so muß innerhalb der einzelnen Betriebsstufen die Systemleistung variiert werden. Dies kann bei der Kühlung über

einen variablen Luftwechsel geschlehen oder aber durch kontinuierliche Leistungsregelung der zugeschalenen Komponente. Innerhalb der beiden leistungsstärksten Stufen (*Enthalpie- und Wärmerückgewinnung mit Zuluftherwärmung* und *Desiccant Cooling-Betrieb*) kann außer über den Luftwechsel die Leistung zusätzlich über die Antriebswärme variiert werden.

In Abbildung 5.2 ist beispielhaft in der oberen Grafik der Leistungsbereich der einzelnen Kühlstufen und in der unteren Grafik entsprechend der Bereich der Heizstufen zu erkennen. Für die beiden aktiven Kühlstufen wird die Temperatur der Antriebswärme variiert, so daß für diese Stufen unterschiedliche Verläufe des Volumenstromes dargestellt sind.

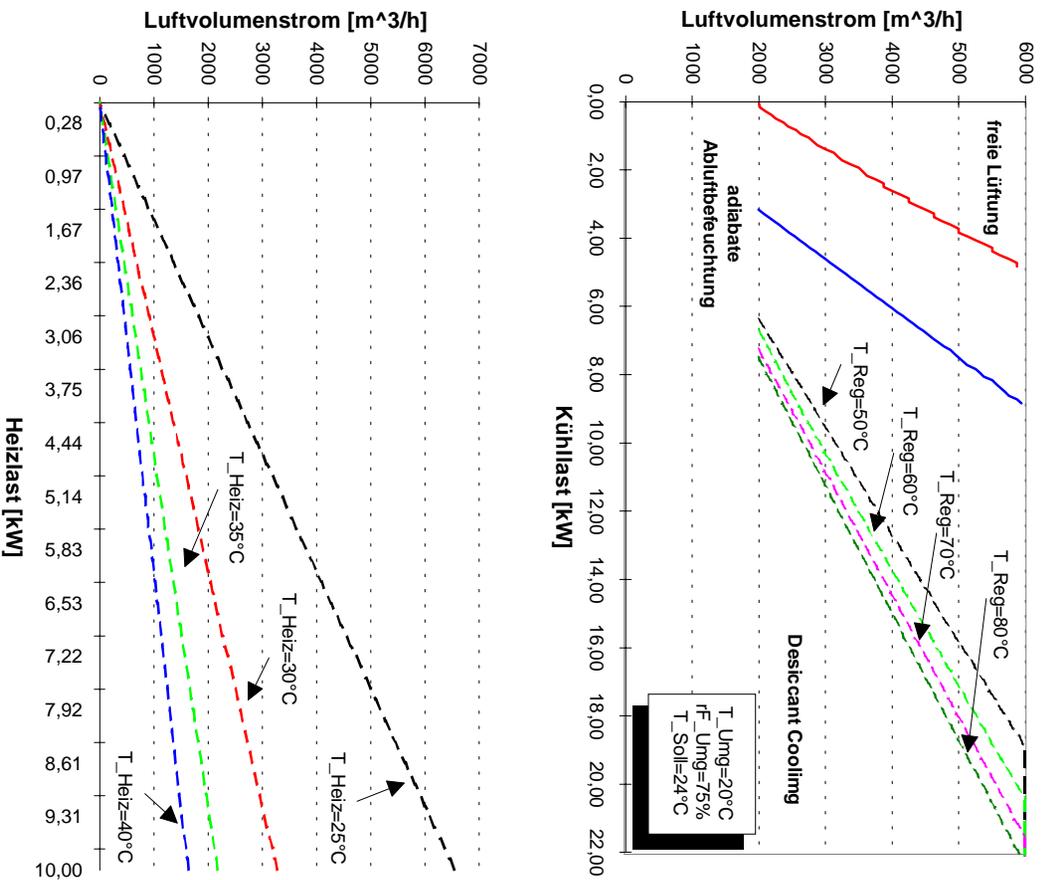


Abbildung 5.2: *Volumenstromabhängige Systemleistung im Kühlbetrieb (obere Grafik) und Heizbetrieb (untere Grafik)*

Der Verlauf der Systemleistungen innerhalb der aktiven Stufen in Abhängigkeit des Tem-

peraturniveaus der bereitgestellten Antriebswärme legt die Möglichkeit nahe, die Systemleistung bei konstantem Luftwechsel über die zugeführte Antriebswärme zu regeln. Ein sich daraus ergebender Regelungsablaufplan für Heiz- und Kühlbetrieb ist in Abbildung 5.3 skizziert.

Aus dem in Abbildung 5.2 dargestellten Verlauf des Luftvolumenstromes im Kühlbetrieb ist zu erkennen, daß der Luftwechsel in den passiven Betriebsstufen mit steigender Kühllast schnell ansteigt, so daß in diesen Stufen die Systemleistung nur über einen kleinen Bereich angepaßt werden kann. In Stufe (5) verläuft der Luftwechsellast deutlich flacher, was einen größeren Regelungsbereich bedeutet. Dieser Bereich kann durch den zweiten Variationsparameter, Regenerationstemperatur, zusätzlich erweitert werden.

Im Heizfall ist der Verlauf des Luftvolumenstromes sehr viel stärker von der Temperatur der zugeführten Wärme abhängig. Dies ist eine Folge des in Abschnitt 2.2 diskutierten prinzipiellen Unterschiedes zwischen solar erzeugter Wärme und Kälte, der sich daraus ergibt, daß die Wärme direkt genutzt werden kann, während im Kühlfall die Wärme erst einen thermisch getriebenen Kälteprozeß antreiben muß, um Kälte zu erzeugen.

Die Variationen der beiden Regelungsparameter *Luftvolumenstrom* und *Temperatur der Antriebswärme* nach dem Ablaufplan aus Abbildung 5.3 ist in Abbildung 5.4 an zwei Beispielen dargestellt.

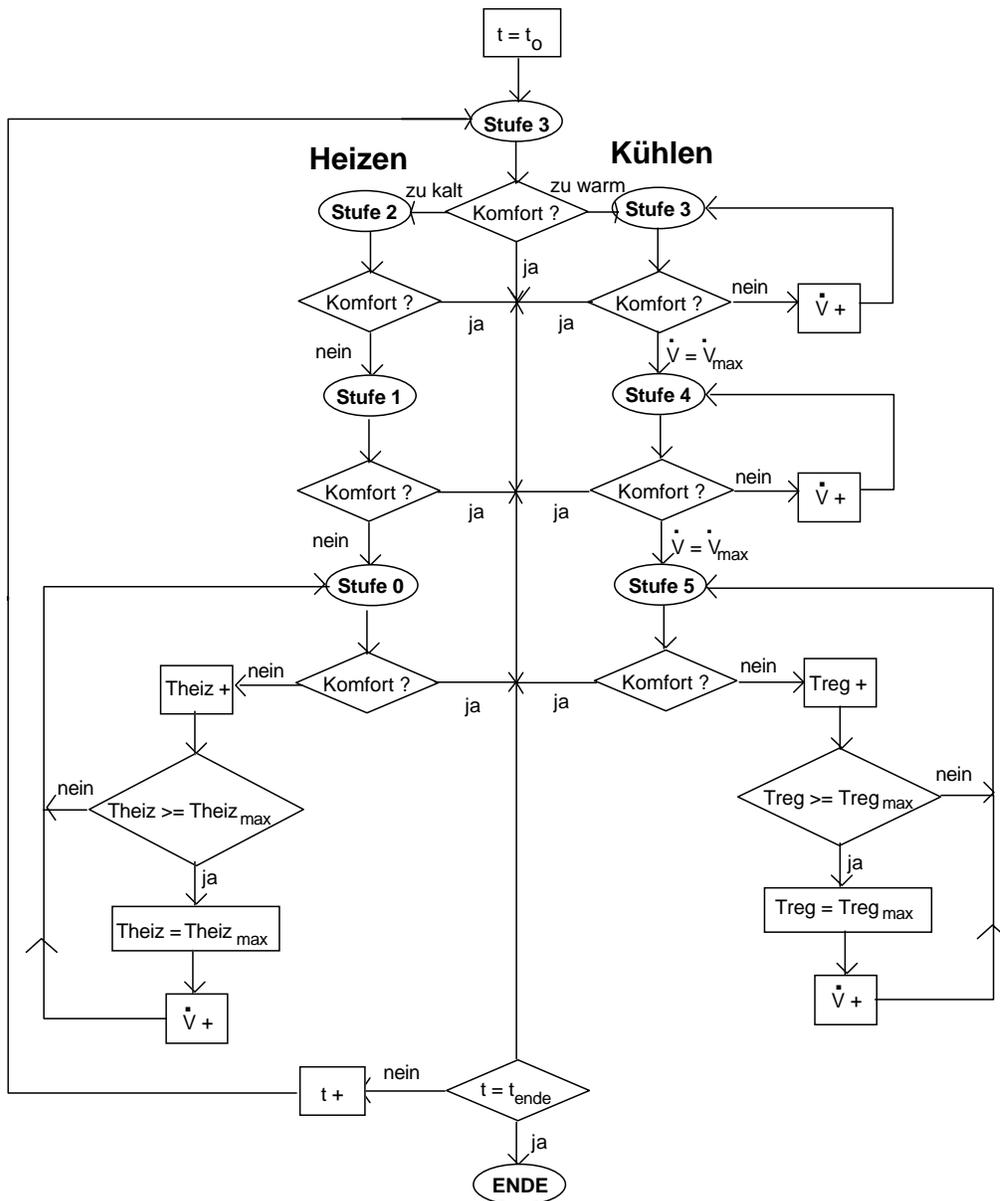


Abbildung 5.3: Ablaufplan für die Regelung des Heiz- und des Kühlbetriebes

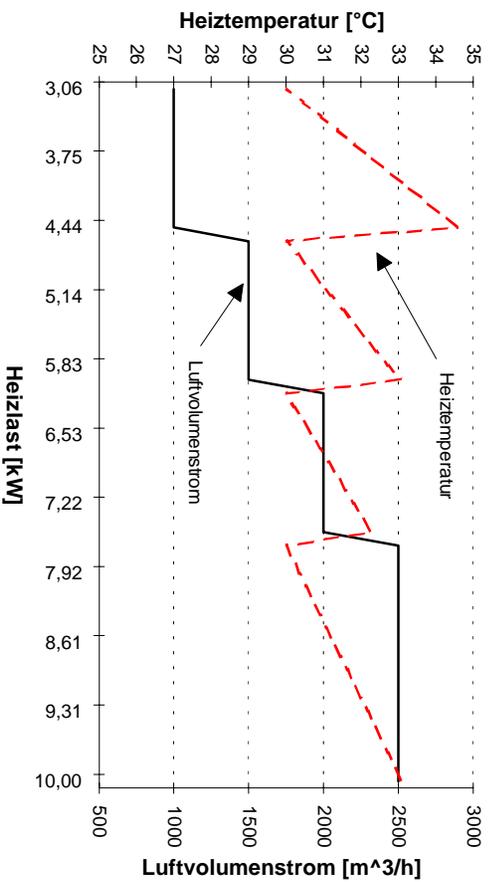
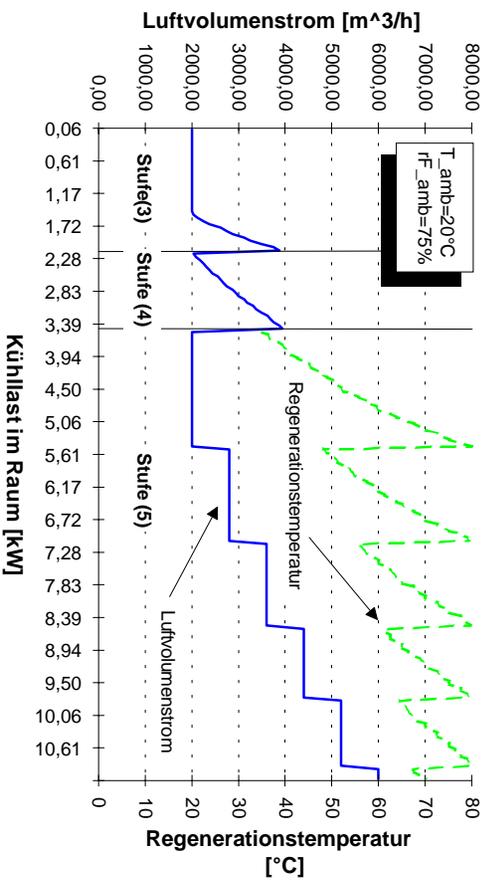


Abbildung 5.4: *Beispiele für die kombinierte Regelung im Kühlbetrieb (obere Grafik) und Heizbetrieb (untere Grafik)*

Der Verlauf der Regelungsparameter in Abbildungen 5.4 hängt wie in den Grafiken auch zu sehen ist, von Grenzwerten ab, die dem System von außen vorgegeben werden. Würde zum Beispiel eine höhere Regenerationstemperatur im Desiccant Cooling Betrieb zur Verfügung stehen, so würden sich die Intervalle konstanten Luftwechsels in der oberen Grafik von Abbildung 5.4 ausdehnen. Der Lastbereich, der durch die passiven Stufen abgedeckt wird, könnte sich durch Erhöhung des in diesen Stufen zulässigen Luftwechsels ebenfalls ausdehnen. Diese Diskussion verdeutlicht die Bandbreite der Parameter, die die Betriebsführung beeinflussen. Zur Strukturierung und als Leitfaden für die Wahl der Betriebsparameterkombination dient das am Beginn dieses Kapitels genannte Ziel einer energetisch optimierten Betriebsweise mit möglichst vollständiger Nutzung der angebotenen Solarenergie. Wie die Betriebsführung gestaltet werden muß, um dieser Zielsetzung gerecht zu werden, wird im Abschnitt 5.3 untersucht.

5.1.4 Feuchteregelung im Desiccant-Cooling-Betrieb

Für das Behaglichkeitsempfinden von entscheidender Bedeutung ist die Raumluchtfeuchte. Der Vorteil eines SGK-Systems gegenüber den anderen thermischen Kühlsystemen besteht - wie in Kapitel 2 ausgeführt - in der direkten Kontrolle der absoluten Feuchte der Raumlucht. Um die Raumluchtfeuchte zu kontrollieren, ist neben der geregelten Entfeuchtung der Zuluft auch ein regelbarer Zuluftbefeuchter erforderlich.

In [Hin98] wurde in das Regelungs-TYPE276 ein regelbarer Zuluftbefeuchter integriert. Der Zuluftbefeuchter wird so betrieben, daß seine Effizienz soweit wie möglich erhöht wird ohne die vorgegebene maximale relative Raumluchtfeuchte zu überschreiten. Dadurch wird die über das Verdunstungsprinzip maximal mögliche Kühlung der Zuluft erreicht. Gegenüber dem Betrieb mit einer konstanten mittleren Befeuchtereffizienz tritt die Zuluft somit kühler in den Raum ein, weshalb bei gleichem Luftwechsel eine höhere Kühllast aus dem Raum abgeführt werden kann als im Betrieb mit konstanter Befeuchtereffizienz. Dieser Unterschied ist in Abbildung 5.5 an einem Vergleich von Simulationsergebnissen mit geregelter und konstanter Zuluftbefeuchtereffizienz für den Monat August am Beispiel des TGZ-Riesa dargestellt.

5.2 Betriebsführung des Solarsystems

Abhängig vom Betriebszustand des Klimatisierungssystems gibt es vier Betriebsweisen für das Solarsystem:

1. thermische Versorgung des SGK-Systems während aktiver Kühlung (Desiccant-Cooling-Betrieb)
2. thermische Versorgung des SGK-Systems während aktiver Heizung (Betriebsstufe 0)

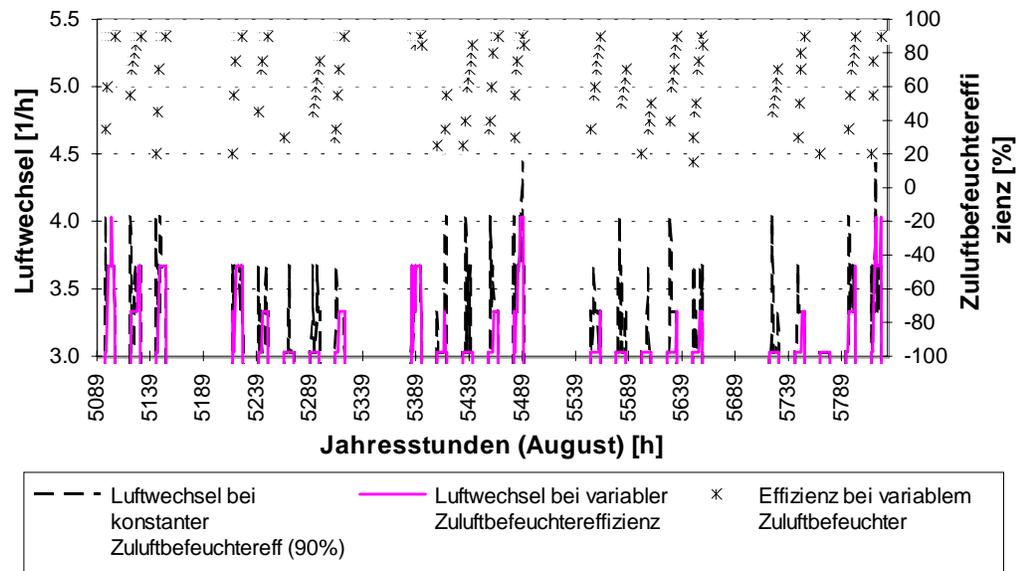


Abbildung 5.5: *Luftwechsel bei geregelter und ungeregelter Zuluftbefeuchtereffizienz am Beispiel des TGZ-Riesa*

3. Speicherbeladung während passiver Betriebsstufen
4. Kollektorsicherung: Umgebungsluft wird mittels des Abluftventilators durch den Regenerationswärmetauscher geführt, um die überschüssige Solarwärme abzuführen. Dadurch wird vermieden, daß sich der Kollektor überhitzt.

5.2.1 Regelung der thermischen Betriebsstufen

Ähnlich wie bei der Regelung der Betriebsstufen des SGK-Systems, so wird auch die Betriebsweise des thermischen Systems während des aktiven Klimatisierungsbetriebes (Stufe 0 und Stufe 5) leistungsabhängig geregelt. Im Gegensatz zur kontinuierlichen Kühl- bzw. Heizleistungsregelung der SGK-Anlage über die Variation des Luftwechsels, wird die thermische Leistung ausgehend vom Kollektorertrag über unterschiedliche Betriebsmodi geregelt:

1. Direkte Versorgung des SGK-Systems über das Kollektorfeld (Kollektorertrag reicht zum Antrieb des SGK-Systems aus)
2. Vorerwärmung des Wärmeträgers im Kollektor und Nacherwärmung über den vom Speicher versorgten Wärmetauscher (Kollektorertrag reicht nicht vollständig zum Antrieb des SGK-Systems aus)
3. Antrieb des SGK-Systems ausschließlich aus dem Speicher (Kollektor liefert keine nutzbare Wärme)

Durch entsprechende Ansteuerung der Ventile und Pumpen im Heizsystem (vgl. Abbildung B.2) werden die jeweiligen Betriebsmodi ermöglicht. Diese kollektorleistungsbezogene Betriebsregelung wurde vor dem Hintergrund, die solar bereitgestellte Energie möglichst optimal für die Kühlanwendung nutzen zu können, implementiert. Weiterhin bietet sie grundsätzlich die Möglichkeit, unterschiedliche Betriebsmodi zur thermischen Versorgung eines solaren SGK-Systems zu untersuchen.

Bei der Planung der Anlage wurde auf einen Zulufterhitzer verzichtet, so daß im Winter der zugeführten Luft nur indirekt über das dann als Enthalpietauscher arbeitende Entfeuchtungsrad und das Wärmerückgewinnungsrad Wärme zugeführt werden kann. Die Regelung für diese energetisch nicht optimale Betriebsführung erfolgt ebenfalls kollektorertragsabhängig nach den oben vorgestellten Einteilungen. Abbildung 5.6 zeigt den implementierten Ablaufplan für die Regelung des Solarsystems.

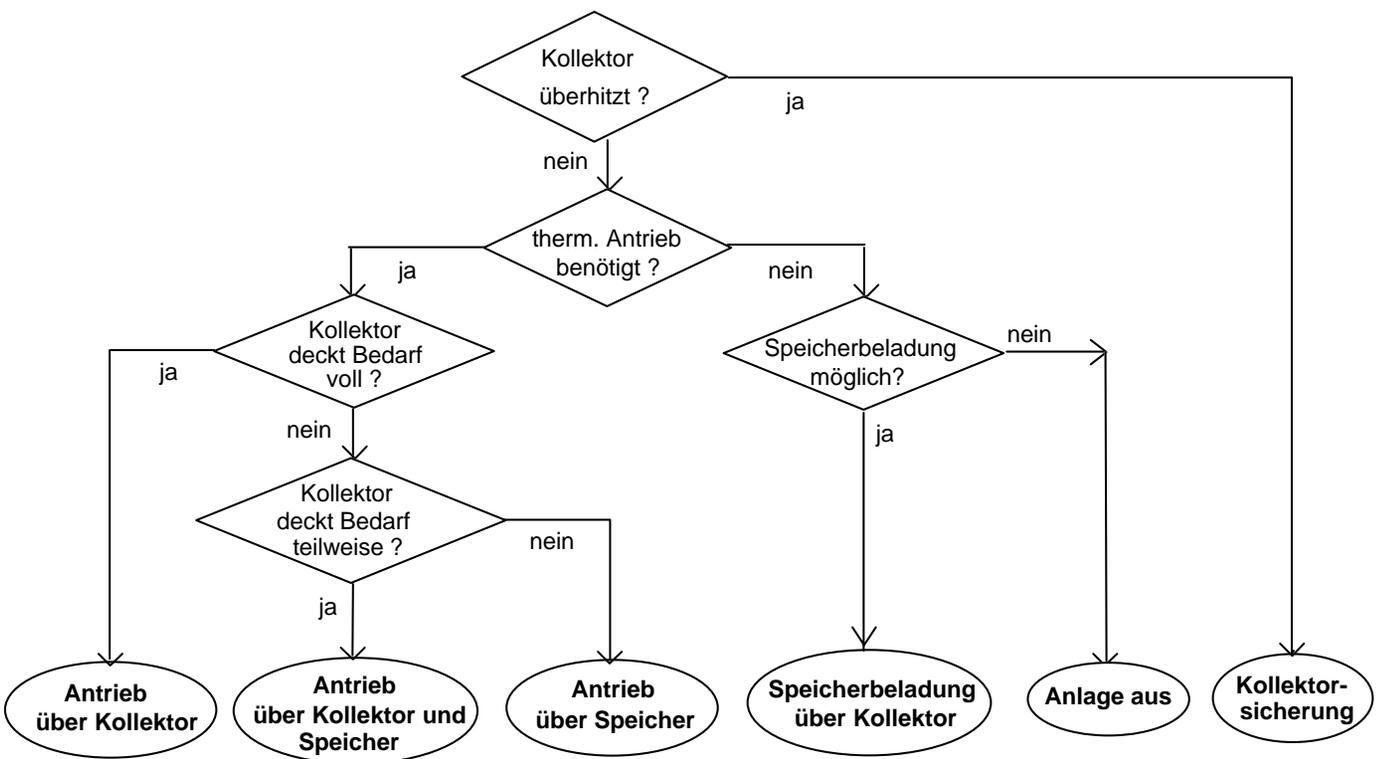


Abbildung 5.6: Ablaufplan für die Regelung des Solarsystems

5.3 Auslegung der Pilotanlage für einen primärenergetisch optimierten Betrieb

Die Überlegungen im letzten Abschnitt haben deutlich gemacht, daß die Klimatisierungsleistung durch den Luftwechsel im SGK-System und die Temperatur der Antriebswärme bestimmt ist. Damit setzt sich die Antriebsleistung des Systems $P_{SGK,Antrieb}$ aus der elektrischen Energie für die Ventilatoren P_{vent} und der aufzubringenden Antriebswärme $\dot{Q}_{Antrieb}$ zusammen¹:

$$P_{SGK,Antrieb} = P_{Vent} + \dot{Q}_{Antrieb}. \quad (5.1)$$

Bei der energetischen Bewertung der Leistung $P_{SGK,Antrieb}$ wird der solare Anteil der Antriebswärme auf der Habenseite verbucht, so daß die benötigte Antriebsleistung sich aus der Ventilatorleistung und der zusätzlich zur Solarenergie benötigten Hilfswärme \dot{Q}_{aux} addiert. Die primärenergetisch bewertete Antriebsleistung $PE_{SGK,Antrieb}$ bestimmt sich dann aus der folgenden Gleichung:

$$PE_{SGK,Antrieb} = \frac{P_{Vent}}{\eta_{elektr}} + \frac{\dot{Q}_{aux}}{\eta_{therm}}. \quad (5.2)$$

Vor dem Hintergrund des solarthermischen Antriebes des SGK-Systems erscheint es naheliegend, den Primärenergiebedarf des Systems dadurch zu minimieren, daß eine Verschiebung von der elektrischen Antriebsleistung hin zur thermischen, die möglichst solar gedeckt werden soll, stattfindet. Die Minimierung der elektrischen Leistung für die Ventilatoren kann dadurch erreicht werden, daß das Klimatisierungssystem stets beim niedrigsten erlaubten Luftwechsel betrieben wird.

Wie die Beispiele in Abbildung 5.4 zeigen, muß auch in den passiven Kühlstufen der Luftwechsel erhöht werden, um eine kontinuierliche Leistung mit dem SGK-System bereit zu stellen. Jedoch ist der Leistungsbereich im Vergleich zu den über die aktive Betriebsstufe abgedeckten Bereich sehr klein, so daß durch einen vorzeitigen Wechsel in die aktive Stufe - ohne Erhöhung des Luftwechsels in der passiven Betriebsstufe - ein nahezu kontinuierlicher Leistungsanstieg erreicht und der Luftwechsel in den passiven Stufen auf den minimal hygienisch erforderlichen reduziert werden kann.

Für einen primärenergetisch optimierten Betrieb, der der Minimierung von $PE_{SGK,Antrieb}$ in Gleichung 5.2 entspricht, müssen P_{vent} und \dot{Q}_{aux} minimiert werden. Für die Ventilatorleistung bedeutet dies, daß die Regenerationswärme stets so gewählt werden sollte, daß die Kühllast bei minimalem Luftvolumenstrom abgeführt werden kann. Die benötigte Hilfswärme \dot{Q}_{aux} wiederum hängt von der Temperatur der geforderten Wärme und von deren nutzba- ren solaren Anteil ab. Genau diese beiden Größen - **Regenerationstemperatur** und der

¹Hilfsenergien zum Antrieb der Rotoren und der Befeuchter werden aufgrund ihres vergleichsweise niedrigen Betrages bei der weiteren Analyse vernachlässigt.

Anteil der solar nutzbaren Wärme - werden in den Simulationen variiert. Die Variation dieser beiden Größen erfolgt über die Veränderung der Auslegungsgrößen des Solarsystems (vgl. Abbildung 5.7 und Tabelle 5.3)

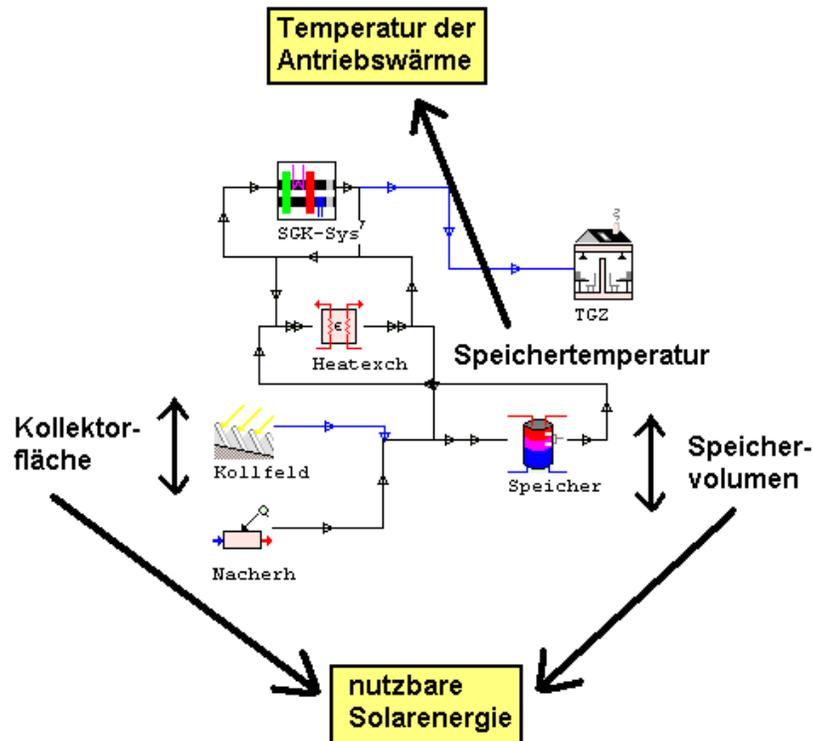


Abbildung 5.7: *Einfluß auf den primärenergetisch optimierten Betrieb durch Variation der Auslegungsgrößen des Solarsystems*

Temperatur der Antriebswärme	Nutzbare Solarenergie
Sollwert der oberen Speichertemperatur	Kollektorfläche
	Speichervolumen

Tabelle 5.4: *Simulationsgrößen zur Beeinflussung der Variationsparameter*

In den folgenden Abschnitten wird die Kühllast des Gebäudes ermittelt sowie der Einfluß der Variationsparameter auf das Systemverhalten während der gesamten Kühltage (Mai bis September) untersucht, um abschließend die Parameterkombination zu finden, die die Betriebsführung primärenergetisch optimiert.

5.3.1 Simulation der Pilotanlage

Zur Simulation der Pilotanlage am TGZ in Riesa müssen die Anbindung an die Umgebung, das spezifische solar betriebene SGK-System und der klimatisierte Raum im Simulationsprogramm abgebildet werden.

Für die Anbindung an die Umgebung sind die Klimadaten des Standortes Riesa nötig. Hier wurde auf das Testreferenzjahr (TRY) [Com85] für den Standort Essen (TRY3) zurückgegriffen, da für die Region Riesa keine Daten vorhanden waren.

Das simulierte Solarsystem wird durch ein Kollektorfeld, über das ein Schichtenspeicher beladen wird, abgebildet. Der Speicher wird bei nicht ausreichender solarer Beladung über einen externen Heizer beladen. Aus dem Speicher wird dann das SGK-System thermisch versorgt.

Das SGK-System wird wie in Abschnitt 3.2.2 dargestellt, durch die beiden TYPES 275 und 276 abgebildet. In Abbildung 5.8 ist der vollständige Aufbau der Simulation skizziert.

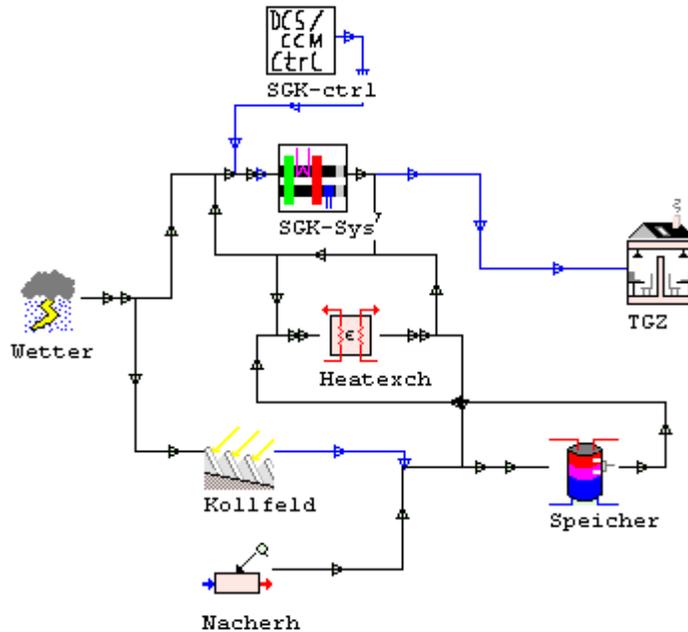


Abbildung 5.8: *Skizze des Simulationsaufbaus zur Simulation der Pilotanlage*

Da zur Kontrolle der Klimatisierungsleistung der Raumluftzustand entscheidend ist, wurde der Seminarraum des TGZ's sehr detailliert über eine dynamische Gebäudesimulation mit TRNSYS abgebildet. TRNSYS bietet die Möglichkeit, durch Spezifizierung von Wand- und Fenstermaterialien, der inneren Lasten und des Luftaustausches sowie des Einflusses der solaren Strahlung den Raumluftzustand detailliert und dynamisch zu berechnen. In [Koe96]

ist die Modellierung des Raumes detailliert beschrieben. Abbildung 5.9 zeigt den simulierten Lastverlauf des Gebäudes anhand von Monatssummen.

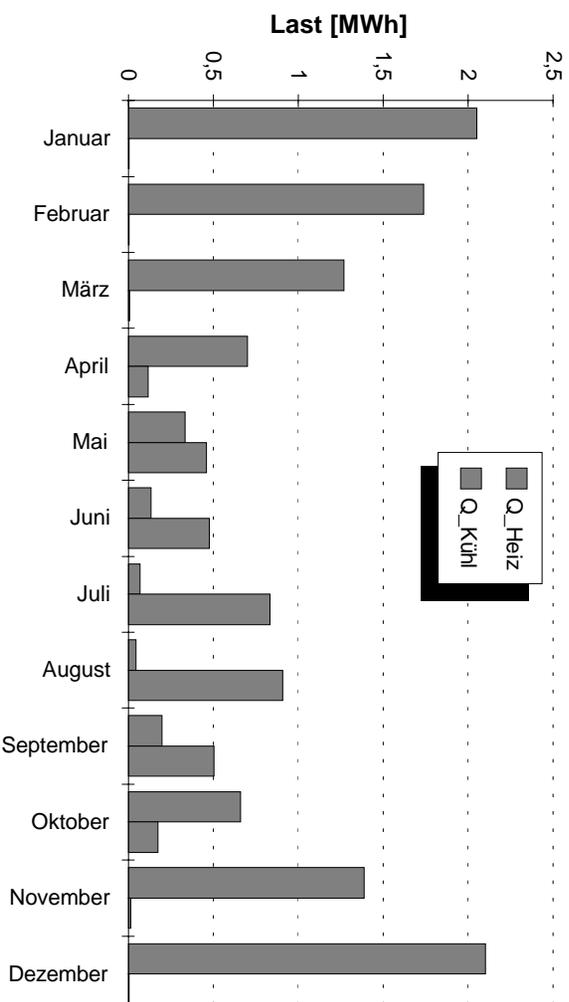


Abbildung 5.9: *simulierter Kühl- und Heizlastverlauf des Seminarraumes am TGZ-Riesa*

Die Randbedingungen für die Berechnung der Klimatisierungslast sind in Tabelle 5.5 zusammengestellt.

	Betrieb		Belegung	
Mo bis Fr	8 bis 18:00 Uhr	30 Personen		
Sa, So	-	0		

Tabelle 5.5: *Annahmen der Betriebsstunden und der Raumbelegung für die Berechnung der Kühllast*

5.3.2 Variation der Regenerationstemperatur

Direkt anknüpfend an die Ergebnisse zur Betriebsstufenregelung aus Abschnitt 5.1.3 soll zuerst der Einfluß der Regenerationstemperatur unabhängig vom Solarsystem auf die Luftwechselregelung und damit den elektrischen Primärenergiebedarf für die komplette KÜHLSAISON (Mai bis September) untersucht werden. Bei den Simulationen wurde dazu am TYPPE275 die entsprechende Regenerationstemperatur als konstant vorgegeben. In Abbildung 5.10 ist die resultierende prinzipielle Verteilung der Kühlstufen am Kühlbetrieb und der Einfluß der Regenerationstemperatur anhand der Luftwechselverteilung und des sich daraus ergebenden

elektrischen Energiebedarfes zu erkennen. Der elektrische Energiebedarf ist primärenergetisch bewertet dargestellt, wobei ein mittlerer Kraftwerkswirkungsgrad von $\eta_{elek} = 0.35$ zugrunde gelegt wird.

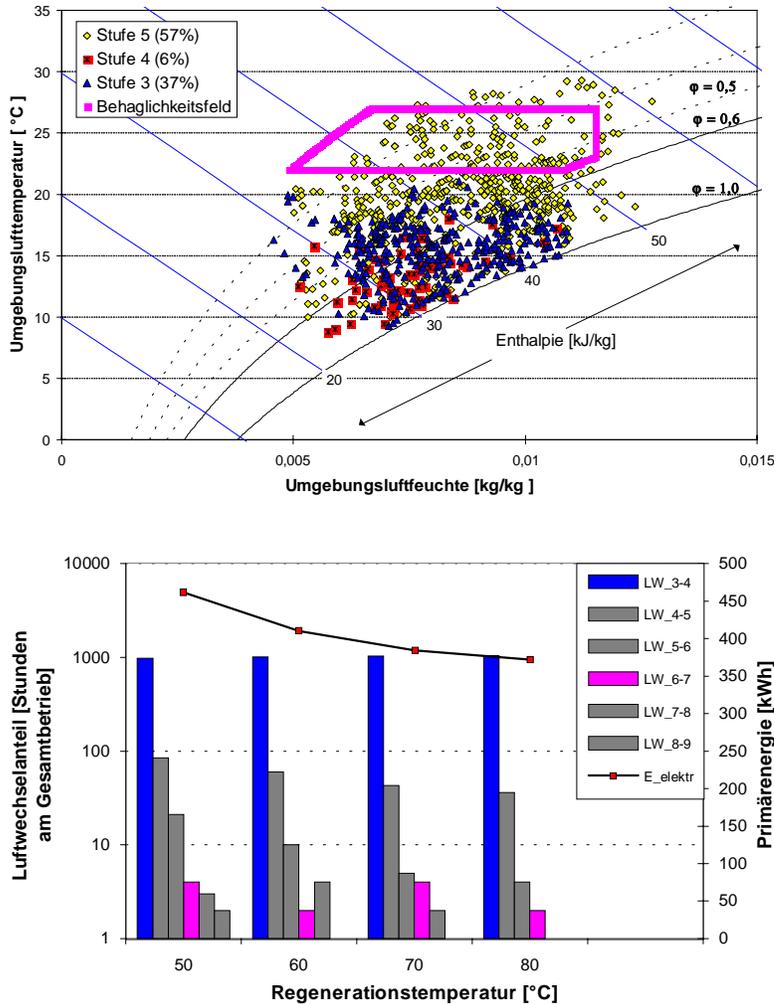


Abbildung 5.10: *Aufteilung der Kühlstufen anhand der Umgebungsluftzustände im $h-x$ -Diagramm (obere Grafik) bei einer Regenerationstemperatur von 60°C und Einfluß der Regenerationstemperatur auf den Luftwechselverlauf sowie den primärenergetisch bewerteten elektrischen Energiebedarf im Desiccant Cooling-Betrieb (untere Grafik) für die Kühlsaison*

Aus der Verteilung der Kühlstufen wird ersichtlich, daß zu mehr als einem Drittel aller Kühlfälle (37%) freie Lüftung (Stufe 3) zur Klimatisierung ausreicht, während Stufe 4 in nur sehr wenigen Stunden geeignet ist. Der Desiccant Cooling-Betrieb (Stufe 5) nimmt dagegen mit 57% den größten Anteil beim Kühlbetrieb ein. Die Grafik zeigt deutlich, daß alle

Umgebungsluftzustände, die durch eine hohe Temperatur oder eine hohe Feuchte bestimmt sind, den Desiccant Cooling-Betrieb erfordern. Da die Auswahl der Stufe neben dem Umgebungsluftzustand auch von der inneren Last des Raumes abhängt, können für die beiden passiven Stufen keine so deutlichen Grenzen im h-x-Diagramm der Umgebungsluftzustände angegeben werden.

Aus der Luftwechselverteilung in der unteren Grafik wird deutlich, daß der größte Teil der Kühlleistung beim minimalen Luftwechsel von 3 bereitgestellt wird (minimal 89% bei 50°C Regenerationstemperatur und maximal 96% bei 80°C Regenerationstemperatur von insgesamt 1090 Kühlbetriebsstunden), wodurch eine Reduzierung der elektrischen Leistung aufgrund höherer Regenerationstemperaturen nur begrenzt möglich ist. Entsprechend gering fallen die relativen Einsparungen bei der Ventilatorleistung mit steigender Regenerationstemperatur aus, wie in der gleichen Grafik zu sehen ist. Dieses geringe Verbesserungspotential ist jedoch eine Folge der gewählten Randbedingung konstanter Regenerationstemperatur. Ein Vergleich der Ergebnisse bei variabler Regenerationstemperatur, die in den folgenden Abschnitten vorgestellt werden, belegt dies deutlich.

5.3.3 Variation der Kollektorfläche

Das simulierte Solarsystem ist wie in Abbildung 5.7 skizziert durch das Kollektorfeld und den Schichtenspeicher aufgebaut. In diesem Abschnitt soll die Systemleistung in Abhängigkeit vom Kollektorfeld untersucht werden. Dazu wird das solare SGK-System solar autark simuliert. Das bedeutet, der Kollektor wird direkt ohne Speicher über einen Wärmetauscher mit dem SGK-System verknüpft.

Um im Wärmetauscher einen optimalen Wärmeaustausch zwischen dem Kollektorfluid und der Regenerationsluft zu erzielen, wird der Fluidmassenstrom im Kollektor an den Regenerationsluftmassenstrom so angepaßt, daß die beiden Kapazitätsströme C_L und $C_{Kolfuid}$ gleich groß sind:

$$1 = \frac{C_L}{C_{Kolfuid}} = \frac{c_L \cdot \dot{m}_L}{c_{Kolfuid} \cdot \dot{m}_{Kolfuid}} \quad (5.3)$$

$$\Leftrightarrow \dot{m}_{Kolfuid} = \dot{m}_L \cdot \frac{c_L}{c_{Kolfuid}} \quad (5.4)$$

In Abbildung 5.11 ist die sich ergebende Luftvolumenstromverteilung und die benötigte elektrische Ventilatorenergie sowie die bei der betrachteten Kollektorfläche maximal erreichte Regenerationstemperatur dargestellt. Trotz Betriebsstufenregelung wird der Raumluftkomfort nicht zu allen Stunden erreicht. Diese **Fehlstunden** ($|T_{Raum} \Leftrightarrow T_{soll}| > 1$) sind ebenfalls in Abbildung 5.11 mit dargestellt. Daß es zu diesen Fehlstunden kommt, liegt an den von außen dem System vorgegebenen Leistungsgrenzen. Zum einen ist dies die momentane Regenerationstemperatur und andererseits der maximal mögliche Luftwechsel.

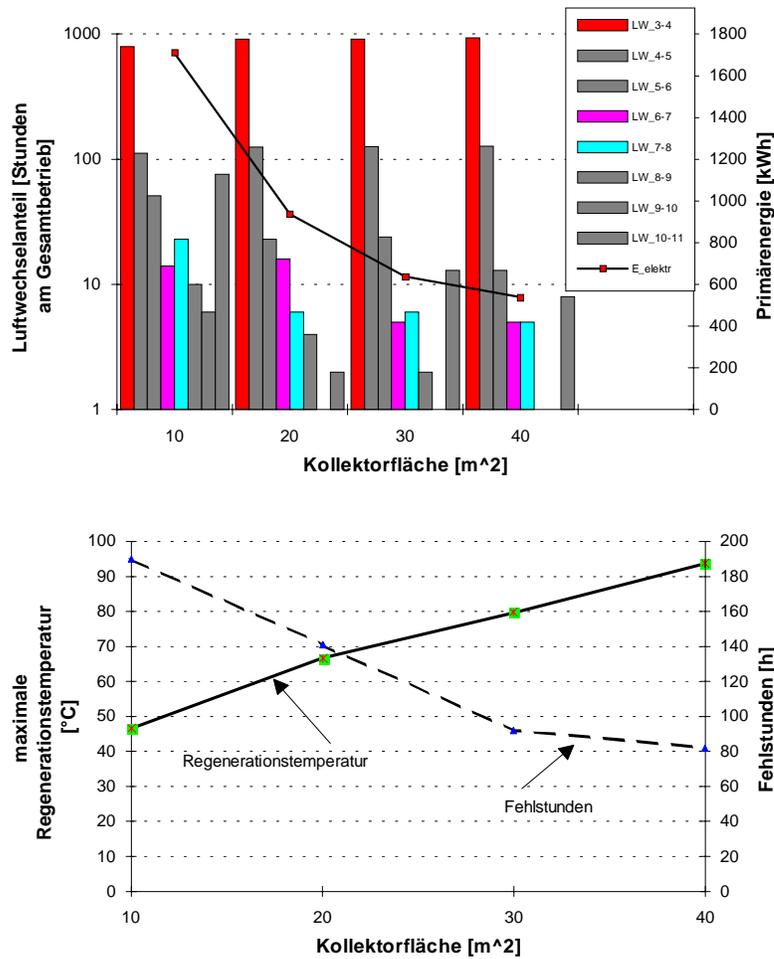


Abbildung 5.11: *Einfluß der Kollektorfläche auf den Luftwechselverlauf (obere Grafik), die maximale Regenerationstemperatur und die Fehlstunden beim Raumlufthomfort im Desiccant Cooling-Betrieb (untere Grafik) für die Kühleisaison*

Im Vergleich zu den Ergebnissen mit konstanter Regenerationstemperatur variiert der Luftwechsel hier stärker, was sich in der deutlicheren relativen Reduzierung der benötigten elektrischen Energie für die Ventilatoren mit steigender Kollektorfläche äußert. Bei größeren Kollektorflächen kann nicht nur eine höhere Regenerationstemperatur (vgl. untere Grafik in Abbildung 5.11) erreicht, sondern auch insgesamt mehr Antriebswärme bereitgestellt werden.

Der gegenüber den Ergebnissen mit konstanter Regenerationstemperatur deutlich höhere Energiebedarf ist ein Beleg dafür, daß trotz steigender Kollektorfläche nicht zu jeder Stunde für einen Betrieb bei minimalem Luftwechsel ausreichend Wärme bereitgestellt werden kann.

Um die Wärmeversorgung des SGK-Systems von den Schwankungen des Kollektorfeldes zu entkoppeln, ist die Integration eines Speichers sinnvoll.

5.3.4 Variation des Speichervolumens

Zur Verbesserung der kontinuierlichen Wärmeversorgung des SGK-Systems wird ein Schichtenspeicher in das System integriert. Der Regenerationswärmetauscher wird nun vom Speicher gespeist. Der Fluidmassenstrom zwischen Speicher und Wärmetauscher wird dabei - wie in Abschnitt 5.3.3 der Kollektorfluidmassenstrom - nach Gleichung 5.4 in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom geregelt. Der Einfluß der Speichergröße auf den elektrischen Energiebedarf und die Fehlstunden beim Raumluftkomfort sowie die maximale Regenerationstemperatur wurde untersucht und ist in Abbildung 5.12 dargestellt. Die präsentierten Ergebnisse wurden mit einem Kollektorfeld von 20m^2 berechnet.

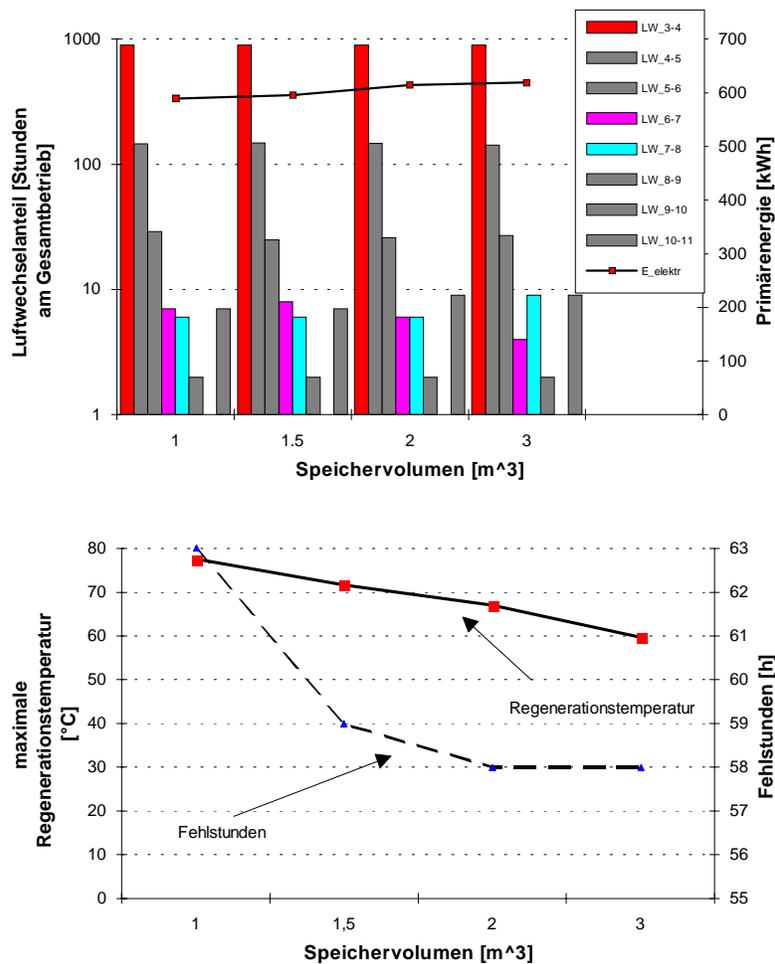


Abbildung 5.12: *Einfluß des Speichervolumens auf den Luftwechselverlauf (obere Grafik), die maximale Regenerationstemperatur und die Fehlstunden beim Raumluftkomfort im Desiccant Cooling-Betrieb (untere Grafik) für die Kühlzeit*

Die benötigte elektrische Energie muß deshalb mit der bei 20m^2 aus Abbildung 5.11 ver-

glichen werden. Es ergibt sich eine Verbesserung von 34% bei $3m^3$ Speichervolumen bis zu 37% bei $1m^3$ Speichervolumen gegenüber dem speicherlosen System. Der nahezu identische Energieaufwand und die ebenfalls fast identische Luftwechselverteilung für verschiedene Speichergößen zeigt, daß sich das simulierte System wenig sensitiv gegenüber der Speichergöße verhält. Die Integration eines Speichers an sich bedeutet eine Verbesserung. Der geringfügige Anstieg der Ventilatorenergie mit steigendem Speichervolumen ist eine Folge der abfallenden Regenerationstemperatur (vgl. untere Grafik in Abbildung 5.12).

Neben der prinzipiellen Verbesserung bei der benötigten elektrischen Energie bestätigt die insgesamt deutlich geringere Anzahl von Fehlstunden beim Raumluftkomfort die Eigenschaft des Speichers, die Schwankungen bei der direkten Kopplung von Kollektor und Klimasystem abzupuffern und dem SGK-System kontinuierlicher Wärme bereit zu stellen. Der Abfall der Regenerationstemperatur mit steigendem Speichervolumen ist folgerichtig, da bei einem größerem Speicher die Solarwärme mehr Speichermedium erhitzen muß, weshalb umgekehrt aufgrund der Energieerhaltung das Temperaturniveau sinken muß.

5.3.5 Variation der Speichertemperatur

Der Einfluß des letzten noch zu variierenden Parameters - der Speichertemperatur - wird in diesem Abschnitt vorgestellt. Bei der Variation des Speichervolumens konnten nur noch minimale Einsparungen bei der benötigten Ventilatorenergie, jedoch noch deutliche Verbesserungen bei der Reduzierung der Fehlstunden festgestellt werden. Als einziges Problem zeigte sich die fallende sowie die immer noch mit dem Beladungszustand des Speichers schwankende Regenerationstemperatur (Abbildung 5.13).

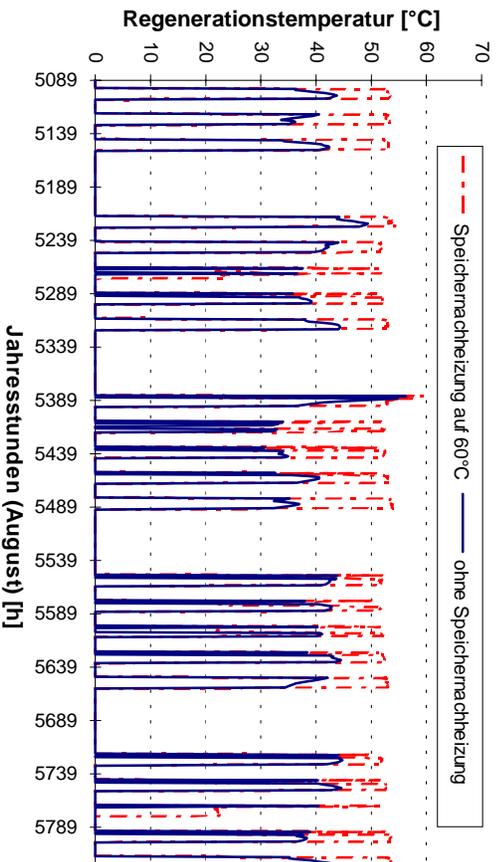


Abbildung 5.13: verfügbare Regenerationstemperaturen mit und ohne Speichermacheizung im Verlauf des Monats August

Durch die Möglichkeit, den Speicher über einen externen Heizer auf ein konstantes Temperaturniveau nachzuheizen, kann dieser Schwankung entgegen gewirkt werden. Abbildung 5.13 zeigt dies deutlich in einem Vergleich der im Verlauf des Augusts verfügbaren Regenerationstemperaturen ohne und mit Nachheizung des Speichers (im Vergleich beispielhaft auf 60°C). Für die Rechnungen mit Speichernachheizung wurde ein Speicher mit dem Volumen 2m^3 betrachtet, so daß die Ergebnisse mit denen aus Abschnitt 5.3.4 für die Rechnungen mit Speichervolumen 2m^3 verglichen werden müssen.

Die Verbesserungen bei der benötigten elektrischen Energie sind aus der oberen Grafik in Abbildung 5.14 zu erkennen. Die Erniedrigung von 614.3kWh im Betrieb ohne Nachheizung auf 522.9kWh bei Nachheizung mit 50°C bis auf 442.9kWh bei Nachheizung mit 65°C entspricht einer Verbesserung von 15 bzw. 28%.

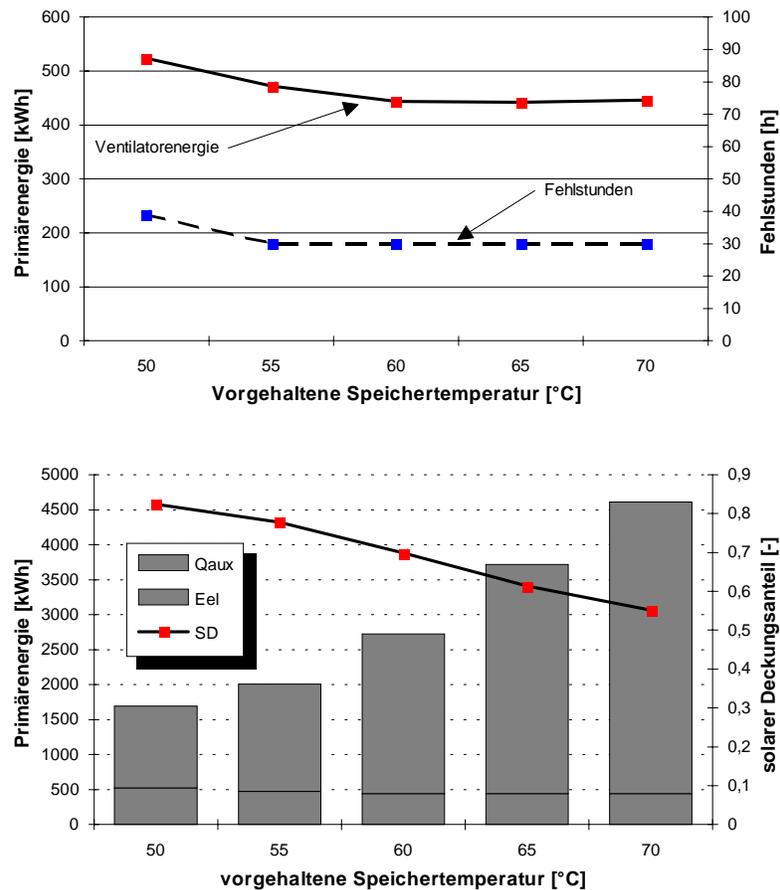


Abbildung 5.14: *Einfluß der vorgehaltenen Speichertemperatur auf die Fehlstunden und die Ventilatorenergie (obere Grafik) sowie den solaren Deckungsanteil im Desiccant Cooling-Betrieb und den Primärenergiebedarf (untere Grafik) für die Kühlsaison.*

Diese Vorteile werden durch die Investition zusätzlicher Wärme aus dem Nacherhitzer möglich. Die energetische Gesamtbilanz aus benötigter elektrischer Energie und der zusätz-

lich zur Solarenergie erforderlichen Nachheizwärme ist in der unteren Grafik von Abbildung 5.14 anhand des jeweils sich ergebenden Primärenergiebedarfes dargestellt. Der dazugehörige solare Deckungsanteil bewertet den Anteil der Solarenergie an der Speicherbeladung.

Abbildung 5.14 zeigt sehr deutlich, daß die in Abschnitt 5.3 gewünschte Verschiebung bei der benötigten primärnergetischen Antriebsleistung $PE_{SGK,Antrieb}$ vom elektrischen Anteil hin zum thermischen durch die Erhöhung der vorgehaltenen Speichertemperatur nicht möglich ist. Denn den geringen Einsparungen bei der elektrischen Energie stehen deutlich höhere Zuwächse bei der thermischen Antriebsenergie gegenüber.

Die Ergebnisse der letzten Abschnitte sind durch die folgenden beiden Grafiken in Abbildung 5.15 nochmals vergleichend zusammengestellt.

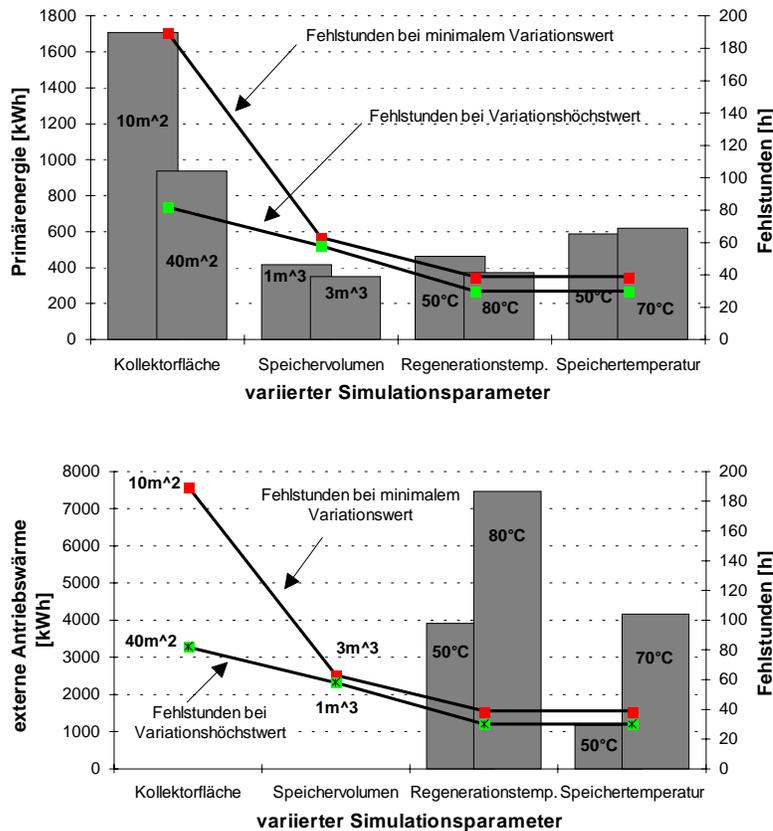


Abbildung 5.15: Vergleich der Simulationsergebnisse anhand der benötigten Primärenergie für den elektrischen Antrieb (obere Grafik) und der zusätzlichen Antriebswärme (untere Grafik) sowie der Fehlstunden für die Kühltisaison

Der Vergleich der Simulationsergebnisse aus Abbildung 5.15 läßt erkennen, daß die deutlichsten Verbesserungen sowohl bei der benötigten elektrischen Energie als auch bei der Reduzierung der Fehlstunden durch die Integration eines Speichers erzielt werden. Durch die

Kontrolle der Speichertemperatur können zwar noch Einsparungen bei der Ventilatorenergie erzielt werden, dem gegenüber steht jedoch ein enormer energetischer Aufwand für die Nachheizung des Speichers.

Daß für den Betrieb mit konstanten Regenerationstemperaturen mehr elektrische Energie benötigt wird als beim Betrieb mit geregelter Speichertemperatur hat seine Ursache in dem Umstand, daß beim nachgeheizten Speicher die geregelte Temperatur lediglich die minimal zur Verfügung stehende Temperatur wiedergibt. Durch die zusätzliche solare Beladung des Speichers stehen häufig deutlich höhere Temperaturen als die jeweilige Nachheiztemperatur zur Verfügung, was niedrigere Luftwechsel bedeutet.

Kapitel 6

Betrieb der Pilotanlage- Erfahrungen mit einem solaren SGK-System

In diesem Kapitel steht der Betrieb der in Kapitel 4 vorgestellten Pilotanlage am TGZ Riesa im Mittelpunkt. Der Betrieb während einer Kühlsaison wird zusammengefaßt und mit den eingeführten Kenngrößen bewertet. Abschließend werden die Meßergebnisse mit den Simulationsergebnissen bei gleichen Randbedingungen (Wetter, Kühllast und Regelung) verglichen, so daß die Parameter der Simulationskomponenten an die gemessenen Daten angepaßt und dadurch realistischere Simulationsrechnungen durchgeführt werden können.

6.1 Betrieb des SGK-Systems

Die solare Klimatisierung am TGZ Riesa ist seit Januar 1997 in Betrieb. Die voll automatische Steuerung des Systems mit der Regelung der Betriebsstufen gemäß des Ablaufplanes aus Abbildung 5.3 und der Regelung des Solarsystems nach dem Regelungsschema aus Abbildung 5.6 ist seit Mitte Juli 1997 installiert und in Betrieb. Die im folgenden vorgestellten Daten beziehen sich daher auf eine aus den Monaten **August bis September 1997 und Mai bis Juli 1998** zusammengesetzte Kühlsaison. Im Vergleich zu den Annahmen für die Simulationsrechnungen in Abschnitt 5.3 war der Betrieb und die Belegung des Seminarraumes sehr unregelmäßig, so daß ein direkter Vergleich mit den Simulationsergebnissen nicht möglich ist. Tabelle 6.1 bietet eine Zusammenstellung der Betriebsfälle des SGK-Systems und der anfallenden Kühl- und Heizlast $Q_{Kühl}$ und Q_{heiz} .

$$Q_{Kühl} = Q_{Last} : Q_{Last} > 0 \quad (6.1)$$

$$Q_{heiz} = |Q_{Last}| : Q_{Last} < 0 \quad (6.2)$$

$$\text{mit: } Q_{Last} = \int (\dot{V}_{zu} \cdot \rho_L \cdot (h_{ab} \Leftrightarrow h_{zu})) dt \quad (6.3)$$

	Betrieb [h]			Last [kWh]	
	Kühl	Heiz	Gesamt	Kühl	Heiz
Mai	103.1	34.8	137.9	257.91	61.23
Juni	86.37	20.57	106.94	184.33	29.42
Juli	79.75	24.95	104.7	140.04	40.84
August	191.6	12.8	204.4	396.71	7.48
September	66.94	16.05	83	71.64	15.18
Summe	527.74	109.21	636.95	1050.99	154.18

Tabelle 6.1: *Betriebsstunden des SGK-Systems und gemessene Kühl- und Heizlast am TGZ Riesa*

Die Lastverteilung ist in Abbildung 6.1 nochmal grafisch dargestellt. Ein Vergleich mit der simulierten Verteilung in Abbildung 5.9 ist nicht sinnvoll, da die Betriebsstunden und die Belegung des Seminarraumes wie aus Tabelle 6.1 zu entnehmen ist, den konstanten Bedingungen bei der Simulation nicht entsprechen.

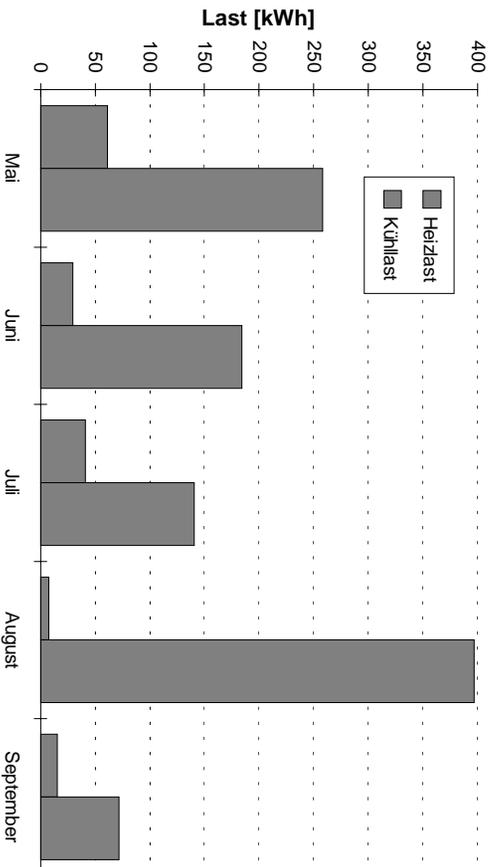


Abbildung 6.1: *Verlauf der am TGZ gemessenen Kühl- und Heizlast*

Die dargestellten Heizlasten im Juni und Juli wurden alle in den frühen Morgenstunden gemessen. Zu dieser Zeit ist der Raum noch ausgekühlt und aufgrund der geringen Personenzahl sind die inneren Lasten so niedrig, daß Heizbetrieb nötig ist.

Bevor in den nächsten Abschnitten der Betrieb des solaren SGK-Systems analysiert wird, soll an dieser Stelle die erzielte Klimatisierungsleistung anhand der resultierenden Raumluftzustände und ihrer Lage zum Behaglichkeitsfeld im h - x -Diagramm (Abbildung 6.2) bewertet werden. Die Meßwerte liegen im Gegensatz zu den Stundenwerten bei den Darstellungen der Simulationsergebnisse aus Abschnitt 5.3 als Zehnminuten-Mittelwerte vor, so daß hier deutlich mehr Zustände als im h - x -Diagramm aus Abbildung 5.10 dargestellt sind, obwohl weniger Betriebsstunden gemessen wurden.

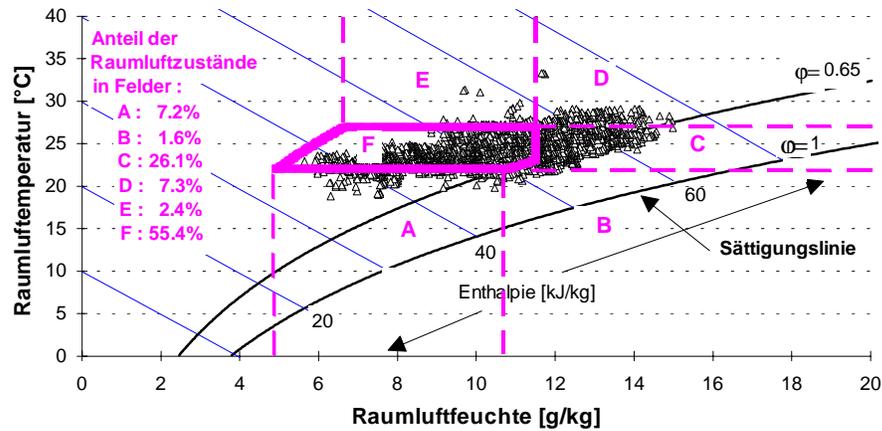


Abbildung 6.2: h - x -Diagramm und Verteilung der Raumluftzustände für die vermessene **Kühl**season

Die in Abbildung 6.2 zu sehende Anordnung der Raumluftzustände gegenüber dem Behaglichkeitsfeld zeigt deutlich, daß die Regelung primär die Abkühlung der Raumluft und nicht die Raumluftfeuchte kontrolliert. Denn fast alle Zustände sind auf eine Temperatur unterhalb der oberen Grenze des Behaglichkeitsfeldes konditioniert. Lediglich 9.7% der Zustände überschreiten 27°C . Dagegen befinden sich mit 33.4% sehr viele Zustände oberhalb der zulässigen absoluten Feuchte von $11.5\text{g}/\text{kg}$. Die Ursache hierfür liegt in der im Betriebsführungsprogramm implementierten Regelung für die Klimatisierungsleistung begründet. Die verfolgte Regelung entspricht dem Ablaufplan aus Abbildung 5.3. Die dort mit „Komfort?“ angedeutete Kontrolle des herrschenden Raumluftkomforts wird im Betriebsführungsprogramm über die folgenden zwei Bedingungen realisiert:

$$22^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{Raum}} \leq 27^{\circ}\text{C} \quad (6.4)$$

$$\varphi \leq 65\% . \quad (6.5)$$

Wie aus der Abbildung zu erkennen ist, folgen die Raumluftzustände den Bedingungen aus Gleichung 6.4 und 6.5 sehr gut; allerdings ist die Feuchterege- lung für eine Klimatisie-

rung nach dem Behaglichkeitsfeld nicht geeignet, da nach dessen Grenzen zu hohe absolute Feuchten für die Raumluft konditioniert werden.

6.1.1 Leistungsfähigkeit und Aufteilung der Betriebsstufen

Die Kühllast wurde durch das Regelungsprogramm abgestuft über die Betriebsstufen 3 bis 5 („Freie Lüftung“, „Adiabate Abluftbefeuchtung“ und „Desiccant Cooling-Betrieb“) abgeführt. Als Beispiel für die Umsetzung dieses Regelungskonzeptes ist in Abbildung 6.3 der an der Pilotanlage während des Betriebes am 20.08.97 gemessene Tagesverlauf dreier charakteristischer Temperaturen und der Verlauf der durch die Regelung eingestellten Betriebsstufen dargestellt.

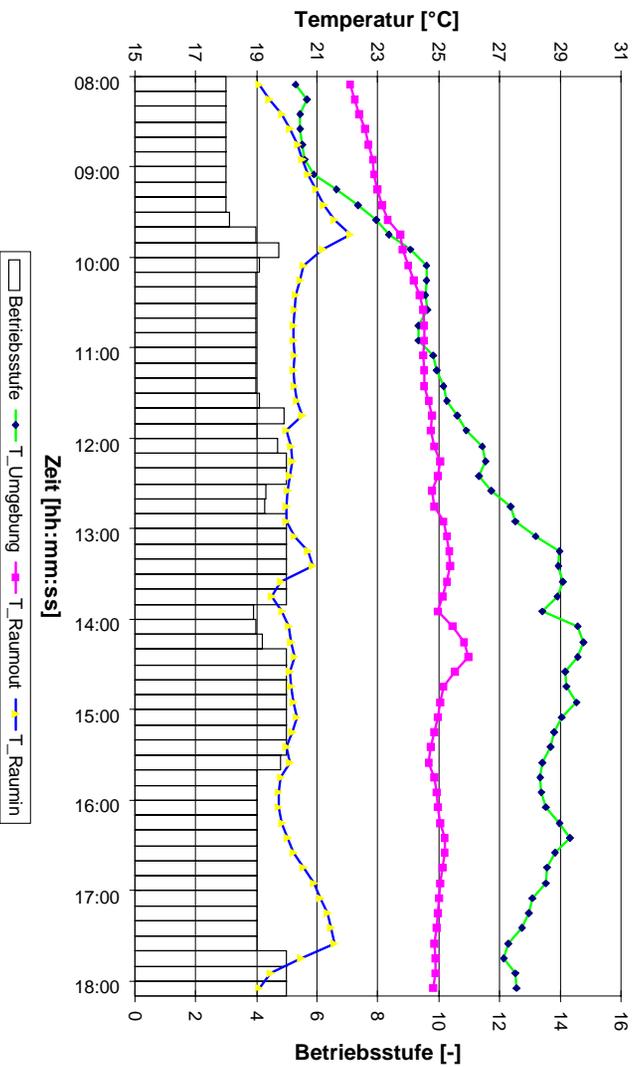


Abbildung 6.3: *Temperaturverlauf und Kühlstufen der Pilotanlage am 20.08.97. Freie Lüftung (Kühlstufe (3)), adiabate Abluftbefeuchtung (Kühlstufe (4)) und Desiccant Cooling-Betrieb (Kühlstufe (5))*

Unabhängig von der Umgebungstemperatur wird die Raumlufttemperatur auf ca. 25°C geregelt. Wie an den dargestellten Betriebsstufen zu erkennen ist, geschieht dies sowohl über aktive Kühlung (Desiccant Cooling-Betrieb) als auch über passive Kühlung mit der Kühlstufe (4) (adiabate Abluftbefeuchtung). Die unterschiedlichen Leistungsstärken der einzelnen Kühlstufen sind besonders gut am Verlauf der Raumeintrittstemperatur „T_Raumin“ beim Wechsel von Betrieb=3 auf Betrieb=4 um 9:40 Uhr und beim Wechsel von Betrieb=4 auf Betrieb=5 um 17:40 Uhr zu erkennen. An den beiden Zeitpunkten ist ein deutlicher Abfall

der Raumeintrittstemperatur zu sehen, der auf die gestiegene Kühlleistung zurückzuführen ist, insbesondere, da die Umgebungstemperatur konstant bleibt bzw. sogar ansteigt.

Eine zeitliche Aufteilung der Betriebsstufen und ihrer erbrachten Kühlenergie am gesamten Kühlbetrieb zeigt Abbildung 6.4.

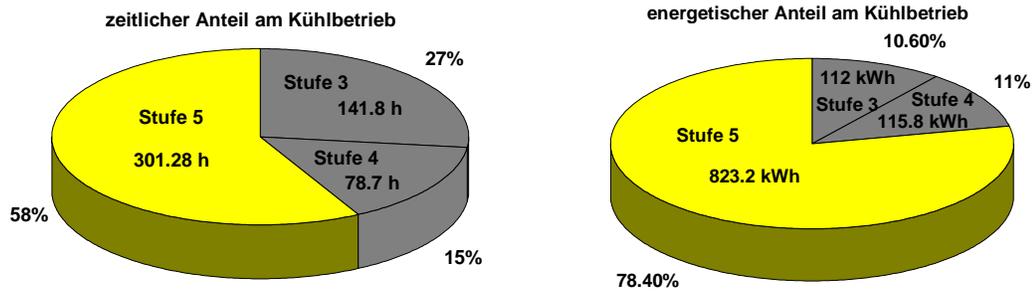


Abbildung 6.4: *Zeitlicher Anteil der Betriebsstufen am gemessenen Kühlbetrieb (linke Grafik) und energetischer Anteil an benötigter Kühlenergie (rechte Grafik) (Stufe 3: freie Lüftung, Stufe 4: adiabate Abluftbefeuchtung, Stufe 5: Desiccant Cooling-Betrieb)*

Die unterschiedlichen zeitlichen und energetischen Anteile (energetischer Anteil $Q_{Kühl,Stufe n}$ gemäß Gleichung 6.6) am Kühlbetrieb sind ein Hinweis auf die verschiedenen maximal möglichen Kühlleistungen, die die einzelnen Betriebsstufen bereitstellen.

$$Q_{Kühl,Stufe} = \int_{Betrieb=Stufe} (\dot{V}_{zu} \cdot \rho_L \cdot (h_{ab} \Leftrightarrow h_{zu})) dt \quad (6.6)$$

Diese Leistungsabstufung erklärt den niedrigeren Anteil der leistungsschwächsten Kühlstufe (Stufe 3) bei der benötigten Kühlenergie (rechte Grafik) im Vergleich zu deren zeitlichen Anteil (linke Grafik). Entsprechend ist der Kühlenergieanteil der leistungsfähigsten Betriebsstufe (Stufe 5) höher als deren zeitlicher Anteil am Kühlbetrieb, da diese Betriebsstufe durch ihre Leistungsfähigkeit in gleicher Zeit mehr Kühllast abführen kann als die leistungsschwächeren Kühlstufen. In Tabelle 6.2 sind die maximal gemessenen und die durchschnittlichen Kühlleistungen aufgeführt.

	Stufe 3	Stufe 4	Stufe 5
$\dot{Q}_{max} [kW]$	3.5	4.1	10.7
$\bar{Q} [kW]$	1.6	2.07	3.16

Tabelle 6.2: *gemessene maximale und durchschnittliche Kühlleistung innerhalb der Kühlstufen*

Die zum Auslegungswert von 18kW vergleichsweise niedrigen Leistungswerte in Tabelle 6.2 bestätigen nochmals die Zahlen aus Tabelle 6.1, die verdeutlichen, daß der Seminarraum nicht voll ausgelastet gewesen ist.

Eine Einschränkung bei der Auswertung für die einzelnen Betriebsstufen besteht in der zeitlichen Divergenz zwischen den Schalt- und Steueranweisungen des Regelungsprogrammes und dem Zeitintervall für die Abspeicherung der Meßwerte. Die Meßwerte werden alle zehn Minuten abgespeichert, während das Regelungsprogramm die Einhaltung des Raumluftkomforts über einen gleitenden Mittelwert der Raumlufttemperatur kontrolliert. Zum Zeitpunkt t_n bestimmt sich dieser gleitende Mittelwert $T_{gm}(t_n)$ nach der folgenden Beziehung:

$$T_{gm}(n) = \frac{1}{z} \cdot \sum_{i=n-z+1}^n T(i) \quad (6.7)$$

mit : $z =$ Anzahl der Meßwerte, über die gemittelt wird
(im Betrieb: $z = 60$).

(6.8)

Aufgrund dieser zeitlichen Divergenz vereint ein Meßwert häufig unterschiedliche Betriebsstufen des SGK-Systems, so daß eine eindeutige Zuordnung zwischen Betriebsstufe und den Meßwerten der einzelnen Luftzustände im System nicht möglich ist. Aus diesem Grund sind für die Leistungsauswertung nur eindeutig zuzuordnende Wertepaare zu betrachten. Für Meßintervalle in denen die Betriebsstufe wechselt, kann nur eine über die eingestellten Betriebsstufen gemittelte Leistung berechnet werden. Dies begründet den niedrigen Wert von \dot{Q}_{max} für Stufe 4, da in dieser Stufe gerade dann maximale Leistungen erbracht werden, wenn ein Wechsel in die noch leistungsfähigere Stufe 5 erfolgt.

Eine anschauliche Darstellung der Verteilung der Kühlstufen und ihrer Leistungsfähigkeit bietet das h-x-Diagramm in Abbildung 6.5, das die Betriebszustände in Abhängigkeit des Umgebungsluftzustandes zeigt. In der Darstellung sind aufgrund der zeitlichen Divergenz zwischen Meßwerten und Regelungsverhalten nur die Zustände eingetragen, bei denen die Betriebsstufe über dem gesamten Meßintervall von zehn Minuten konstant eingestellt worden ist.

Im Vergleich zum h-x-Diagramm der simulierten Betriebszustände in Abbildung 5.10 fallen die deutlich höheren Umgebungstemperaturen und -feuchten auf. In Tabelle 6.3 werden die jeweiligen Maximal- und Durchschnittswerte gegenübergestellt. Diese Beobachtung ist durch die Charakteristik des Testreferenzjahres, gemittelte oder berechnete Stundenwerte des Standortes wiederzugeben, bestimmt. Dadurch werden kurzzeitige Extrema nicht repräsentativ erfaßt.

Die deutlichen Unterschiede der gegenüber gestellten Werte in Tabelle 6.3 lassen vermuten, daß das vermessene Jahr 1997/1998 ein überdurchschnittliches Jahr gewesen oder daß das ausgewählte Testreferenzjahr für den Standort Riesa nicht geeignet ist.

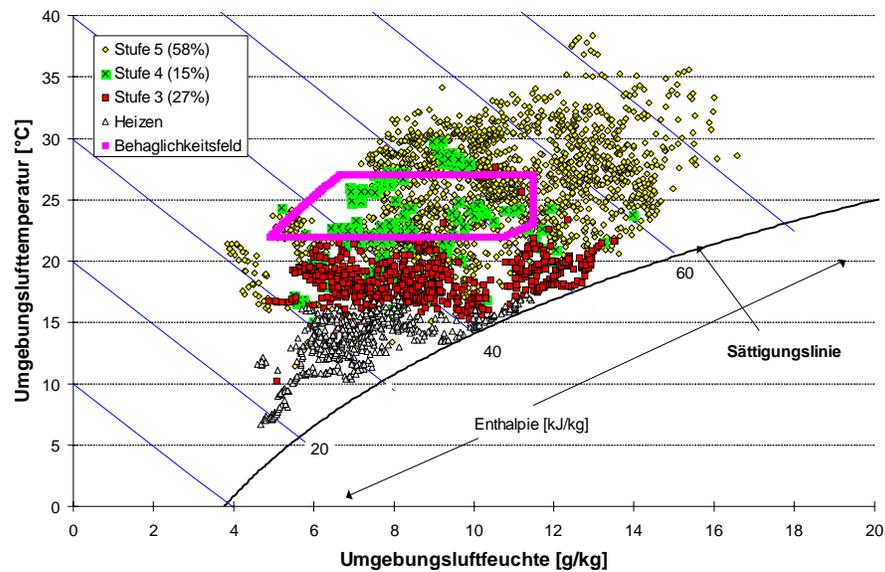


Abbildung 6.5: Aufteilung der Kühlstufen über den Umgebungsluftzustand im h - x -Diagramm für die vermessene Kühlsaison

	gemessene Werte			Testreferenzjahr		
	T_{Umg} [°C]	X_{Umg} [$\frac{g}{kg}$]	I_{total} [$\frac{W}{m^2}$]	T_{Umg} [°C]	X_{Umg} [$\frac{g}{kg}$]	I_{total} [$\frac{W}{m^2}$]
Maximum	38	16.56	1008.1	30	13.5	916.1
Mittelwert	21.08	8.95	520.5	16.25	7.58	412.8

Tabelle 6.3: gemessene und aus dem Testreferenzjahr entnommene Maximal- und Durchschnittswerte von Temperatur, Feuchte und Strahlung

Die Unterschiede in der Leistungsfähigkeit der Kühlstufen ist in Abbildung 6.5 anhand der Enthalpie der Umgebungsluftzustände zu erkennen. Steigt diese (steigende Temperatur und Feuchte), so muß die Kühlleistung ebenfalls ansteigen, da durch die höhere Enthalpie der in den Raum gebrachten Zuluft sich dort die Kühllast erhöht. In Abbildung 6.5 ist zu erkennen, daß mit $45kJ/kg$ für Stufe 3 und mit $55kJ/kg$ für Stufe 4 Enthalpiewerte für den Umgebungsluftzustand erreicht werden, die die Kühlleistung der jeweiligen Betriebsstufe begrenzen. Für die Betriebsstufe 3 zeigt die Abbildung jedoch einige Zustände oberhalb von $45kJ/kg$, die vor allem dadurch auffallen, daß die absolute Feuchte der Umgebungsluft in diesen Zuständen höher als die durch das eingezeichnete Behaglichkeitsfeld zugelassene absolute Raumluftfeuchte ist.

Die Betriebsstufenzuordnung für diese Zustände ist eine Folge der Komfortkontrolle nach Gleichung 6.5. Durch die Regelung auf einen Grenzwert für die relative Feuchte und nicht auf einen für die absolute Feuchte, können diese Zustände auch ohne Feuchteconditionierung

zum von der Betriebsführung vorgesehenen Raumluftkomfort führen. Allerdings repräsentieren diese Zustände auch noch eine weitere Problematik der Regelung, die die Möglichkeit betrifft, die Kühlleistung im Leistungsbereich des SGK-Systems kontinuierlich und nicht abgestuft bereitzustellen. Bei den betrachteten Zuständen reicht die Kühlleistung der Stufe 3 aus, um die Raumlufttemperatur im Komfortbereich einzustellen, jedoch nicht für die Feuchteconditionierung nach dem eingezeichneten Behaglichkeitsfeld. Über den Desiccant Cooling-Betrieb (Stufe 5) könnte die Feuchte konditioniert werden, jedoch würde gleichzeitig durch die stärkere Kühlleistung dieser Stufe (vgl. Abschnitt 5.1.3) eine zu starke Abkühlung der Luft erfolgen, so daß die Raumlufttemperatur unterhalb des Komfortbereiches eingestellt würde. Dieses Problem ist jedoch nicht unlösbar. Besteht das SGK-System ausschließlich aus regelbaren Komponenten, so kann stets eine geeignete Kombination von Regelparametern aller angesteuerten Komponenten gefunden werden, damit die benötigte Klimatisierungsleistung erbracht werden kann. Die Pilotanlage verfügt zum Beispiel - im Gegensatz zur Simulation - nicht über einen kontinuierlich regelbaren Zuluftbefeuchter, sondern lediglich über einen mit zwei Leistungsstufen (vgl. Tabelle B.1). Auch das Wärmerückgewinnungsrads wird in der Pilotanlage mit konstanter Rotationsgeschwindigkeit und damit nicht mit einer regelbaren Wärmeübertragungseffizienz betrieben.

Jede zusätzlich regelbare Komponente erhöht jedoch auf der anderen Seite die Anforderungen an die Steuerung und Betriebsführung der Anlage. An dieser Stelle drängt sich eine generelle Frage auf, deren Beantwortung jeder Nutzer eines SGK-Systems sich grundsätzlich stellen muß und die auch ausschlaggebend für die Entscheidung, ein solches System zu installieren, ist:

Erwartet der Nutzer, daß zu jedem Zeitpunkt der Raumluftkomfort gewährleistet wird oder toleriert er Abweichungen in Extremsituationen?

6.1.2 Kühlstufenregelung

Die Umsetzung der in Abschnitt 5.1.3 vorgestellten Betriebsführung über den geregelten Luftwechsel ist in Abbildung 6.6 beispielhaft für den 20.08.97 dargestellt. Der Betrieb am TGZ hat gezeigt, daß abweichend von der in Abbildung 5.3 skizzierten Luftwechselregelung eine Variation des Luftwechsels auch in der Kühlstufe „adiabate Abluftbefeuchtung“ (Stufe 4) sinnvoll ist, um die Leistungssprünge zwischen den Kühlstufen in eine stetigere Variation zu überführen. In dem dargestellten Beispiel kann der Luftwechsel in dieser Stufe zwischen 3 und 4.5 eingestellt werden. Die Regelung des Luftwechsels zur Anpassung der Klimatisierungsleistung ist besonders gut innerhalb des Desiccant Cooling-Betriebes zwischen 12:50 Uhr und 13:40 Uhr und zwischen 14:20 Uhr und 15:30 Uhr zu erkennen.

In Abbildung 6.7 ist die Aufteilung des Luftwechsels für die komplett vermessene Kühltabelle für jede Kühlstufe dargestellt. Die zu jedem Luftwechselwert gehörigen Betriebsstunden geben die Summe aller Betriebsstunden mit einem Luftwechsel zwischen dem zugeordneten Wert und dessen Vorgänger wieder.

Freie Lüftung wird ausschließlich mit Luftwechsel 3 und 4 betrieben, während Kühlstufe

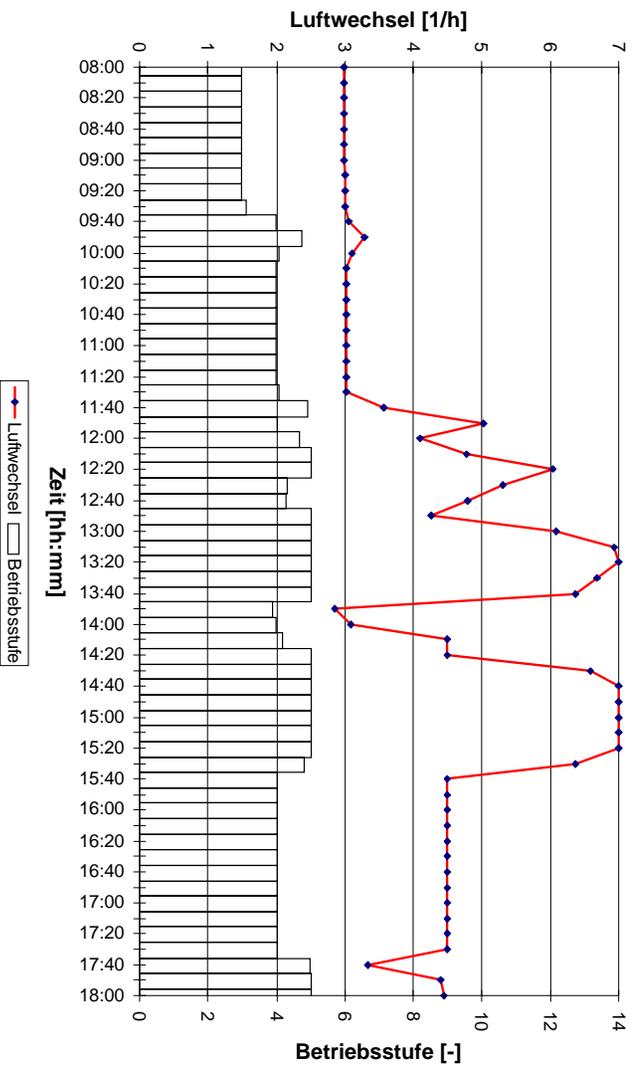


Abbildung 6.6: *Luftwechselerlauf und Kühlstufen der Pilotanlage am 20.08.97. Freie Lüftung (Kühlstufe (3)), adiabate Abluftbefeuchtung (Kühlstufe (4)) und Desiccant Cooling-Betrieb (Kühlstufe (5))*

4 mit Luftwechselraten bis zu 6 erfolgt. Nur im Desiccant Cooling Betrieb sind noch höhere Luftwechsel bis zu 8 möglich.

Am Luftwechselerlauf des Desiccant Cooling Betriebes ist besonders das Maximum bei der Luftwechselrate 6 auffällig. Aus den Überlegungen und Simulationsrechnungen zum luftwechselgeregelten Kühlbetrieb in Kapitel 5 ist das Maximum eher bei niedrigen Luftwechselraten und ein Abfallen der Betriebsstunden mit steigenden Luftwechsel zu erwarten. Selbst unter Berücksichtigung der nicht mitbilanzierten Meßwerte, innerhalb deren Meßintervall unterschiedliche Betriebszustände eingestellt wurden, und des nur zweistufig regelbaren Zu-
luftbefeuchters ändert sich der dargestellte Verlauf nur geringfügig.

Ein entscheidender Parameter, der die Kühlleistung innerhalb der Betriebsstufe 5 bestimmt, ist die Regenerationstemperatur. Der Zusammenhang zwischen Luftwechsel- und Regenerationstemperaturregelung ist in Abschnitt 5.1.3 analysiert worden und im Ablaufplan der Betriebsstufenregelung (Abbildung 5.3) dokumentiert. Je niedriger die Temperatur der Regenerationswärme im Desiccant Cooling Betrieb ist, umso niedriger fällt die Kühlleistung aus, da das Sorptionsmittel im Entfeuchtungsrund weniger stark regeneriert werden kann und deshalb die Zuluft weniger entfeuchtet. Um die geforderte Kühlleistung aufrecht zu halten, muß deshalb der Luftwechsel erhöht werden. Die mit 50°C sehr niedrige mittlere Regenerationstemperatur aller Desiccant Cooling Betriebszustände (vgl. Tabelle 6.4) erklärt vor diesem Hintergrund den beobachteten Luftwechselerlauf.

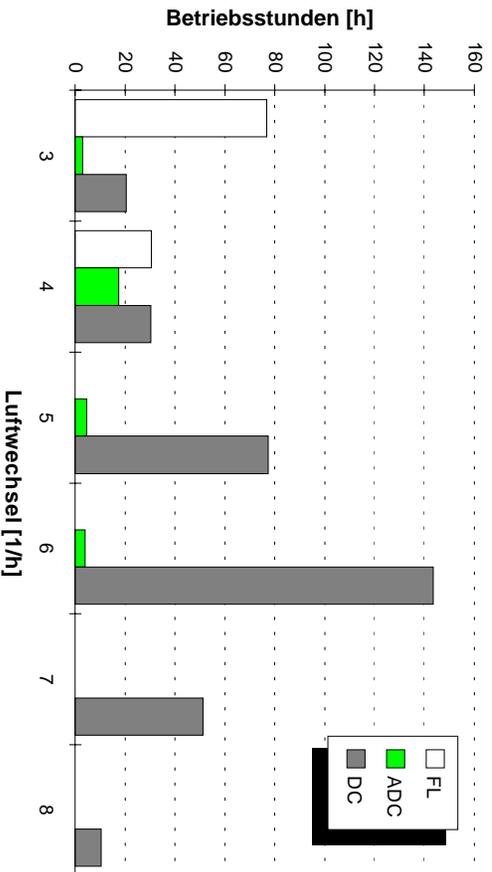


Abbildung 6.7: Aufteilung des gemessenen Luftwechsels nach Kühlstufen für die vermessene Kühlaison. *FL*: freie Lüftung (Kühlstufe (3)), *ADC*: adiabate Ablaufbefeuchtung (Kühlstufe (4)) und *DC*: Desiccant Cooling-Betrieb (Kühlstufe (5))

	Mai	Juni	Juli	August	September	gesamt
$T_{reg,max}$ [°C]	70.2	81.4	79.1	70.3	68.1	81.4
\bar{T}_{reg} [°C]	50.23	53.8	49.4	49.7	44.7	50

Tabelle 6.4: gemessene maximale und durchschnittliche Regenerationstemperaturen

Die Ursachen für diese niedrigen Regenerationstemperaturen werden im zusammenfassenden Teil (Abschnitt 6.5) der Betriebsauswertung diskutiert.

6.2 Bewertung des thermischen Systems

Für die Bewertung des Solarsystems sind zwei Aspekte interessant. Einerseits ist der Kollektorwirkungsgrad η_{Kol} aus Gleichung 6.9 zur Bewertung der Teilkomponente Kollektor im Solarsystem die entscheidende Kennzahl:

$$\eta_{Kol} \equiv \frac{\text{Wärmeleistung des Kollektors}}{\text{auf Kollektorfläche aufgetroffene Strahlung}} = \frac{\dot{Q}_{Kol}}{I_{total} \cdot A_{Kol}} \quad (6.9)$$

Andererseits soll die Einbindung des Solarsystems in das Klimatisierungssystem und damit der solare Anteil an der geleisteten Kühlenergie bewertet werden. Dazu werden die Meßdaten anhand der in Abschnitt 2.2 eingeführten Kenngröße *SD* bewertet.

6.2.1 Das Solarsystem

Die im ausgewerteten Zeitraum gemessene solare Strahlung und die über den Kollektor umgewandelte Wärme¹ sowie deren Einsatz im System sind in Tabelle 6.5 zusammen mit dem resultierenden Kollektornutzungsgrad $\eta_{Kol,nutz}$ wiedergegeben.

$$\eta_{Kol,nutz} \equiv \frac{\int \dot{Q}_{Kol} dt}{A_{Kol} \cdot \int I_{total} dt} \quad (6.10)$$

	Umwandlung der Strahlung			Einsatz der Solarwärme		
	$A_{Kol} \cdot \int I_{total} dt$ [kWh]	Q_{Kol} [kWh]	$\eta_{Kol,nutz}$ [↔]	Kühltrieb [kWh]	Heiztrieb [kWh]	Speicher [kWh]
Mai	1139.11	626.88	0.55	396.08	74.8	156
Juni	564.7	269.6	0.48	123.02	47	99.6
Juli	723.25	418.36	0.58	214.07	23.29	181
August	1631.13	959.4	0.59	579.31	195.11	185
September	509.7	348.25	0.68	127.52	24.72	196
gesamt	4567.9	2622.5	0.57	1440	364.92	817.6

Tabelle 6.5: *Strahlung und Kollektorsertrag der vermessenen Kühltisaison*

Der Einsatz der Solarwärme ist über den Betriebsmodus des thermischen Systems durch die gewählten Betriebsstufen vorgegeben. Sobald der thermisch aktive Betrieb (Stufe 0 und Stufe 5) eingestellt ist, wird das SGK-System mit Wärme versorgt. Da es nur einen Anschluß zwischen Schichtenspeicher und dem kombinierten Kollektor- und SGK-Kreis gibt (vgl. Abbildung B.2) versorgt im thermisch aktiven Betrieb entweder der Kollektor das SGK-System oder der Speicher wird entladen, um Wärme bereit zu stellen. Durch diese Verschaltung ist eine parallele Speicherbeladung über den Kollektor unmöglich. Zur Bewertung des Einsatzes der Solarwärme muß daher die Aufteilung der Betriebsstufen am Gesamtbetrieb mit berücksichtigt werden. Da der Kühlbetrieb nur zu 58% über die thermisch aktive Stufe betrieben wird (vgl. Abbildung 6.4), bedeutet das in Tabelle 6.5 zu erkennende Maximum des Einsatzes der Solarwärme für die Kühlung eine hohe zeitliche Kohärenz zwischen Kühllast und Solarstrahlung. Der Anteil der Solarwärme für die Kühlung gemessen an der gesamten während des Kühlbetriebes (inklusive der passiven Kühlstufen) gewonnenen Solarwärme ist in Tabelle 6.6 dargestellt und belegt die Folgerung zur zeitlichen Kohärenz.

¹Wichtig für die Ermittlung des Kollektorwirkungsgrades ist an dieser Stelle, daß nur die Meßwerte der Solarstrahlung und des Kollektorsertrages bilanziert wurden, die während des Kollektorbetriebes gemessen wurden.

	Mai	Juni	Juli	August	September	gesamt
$Q_{kol} [kWh]$						
während Kühlbetrieb	453	175.3	223	776.4	127.52	1755.2
$Q_{kol} [kWh]$						
für DC-Betrieb	396.08	123.02	214.07	579.31	127.52	1440
für DC-Betrieb						
genutzter Anteil [%]	87	70	96	74	100	82

Tabelle 6.6: *Solarwärme im Kühlbetrieb*

6.2.2 Thermischer Antrieb der aktiven Kühlstufe

Die Versorgung des SGK-Systems mit Antriebswärme für den Desiccant Cooling-Betrieb erfolgt durch das Regelungsprogramm nach dem Schaltbild aus Abbildung 5.6 in Abhängigkeit des Kollektorertrages. Dieser wird innerhalb der Regelung anhand der Kollektoraustrittstemperatur kontrolliert. Ist sie größer als der für die Wärmetauschervorlauftemperatur festgelegte Minimalwert von $T_{Reg,min} = 65^\circ C$, so ist ein Kollektorertrag für den Antrieb der Kühlung definiert. Ob dieser Ertrag ausreicht, das SGK-System ausschließlich mit Regenerationswärme vom Kollektor zu versorgen, wird mit $T_{Reg,kontroll}$, einer weiteren Kontrolltemperatur, entschieden. $T_{Reg,kontroll}$ wird aus der momentanen Solltemperatur und dem gleichzeitigen gleitend gemittelten Wert der Raumlufttemperatur über den Algorithmus eines PID-Reglers berechnet:

$$T_{Reg,kontroll} = \begin{cases} 65^\circ C & : T_{PID} \leq 65^\circ C \\ T_{PID} & : 65^\circ C < T_{PID} \leq 95^\circ C \\ 95^\circ C & : T_{PID} \geq 95^\circ C \end{cases} \quad (6.11)$$

$$(6.12)$$

$$\begin{aligned} \text{mit: } T_{PID}(t) &= 65 + p \cdot (T_{Raum,gm}(t) \Leftrightarrow T_{Soll}(t)) \\ &+ i \cdot \int_{t_0}^t T_{Raum,gm}(t) \Leftrightarrow T_{Soll}(t) dt \\ &+ d \cdot \frac{d}{dt} T_{Raum,gm}(t) \end{aligned} \quad (6.13)$$

Ist die Kollektortemperatur größer als $T_{Reg,kontroll}$, so gilt der Kollektorertrag als ausreichend, um ausschließlich das SGK-System mit Regenerationswärme zu versorgen. Liegt die Kollektortemperatur zwischen $T_{Reg,kontroll}$ und $T_{Reg,min}$, so reicht die Kollektorwärme aus, um durch Nacherwärmung mit Speicherwärme über den Wärmetauscher zwischen Solar- und Speicherkreis das SGK-System thermisch anzutreiben. Wird eine Kollektortemperatur

niedriger als $T_{Reg,min}$ gemessen, so wird die aktive Kühlstufe mit Wärme aus dem Speicher angetrieben².

Als Beispiel für die Umsetzung der kollektorrertragsabhängigen Betriebsführung des Solarsystems ist der Verlauf charakteristischer Temperaturen, der solaren Einstrahlung und der Betriebsmodi im Solarssystem vom 10.08.97 in Abbildung 6.8 wiedergegeben.

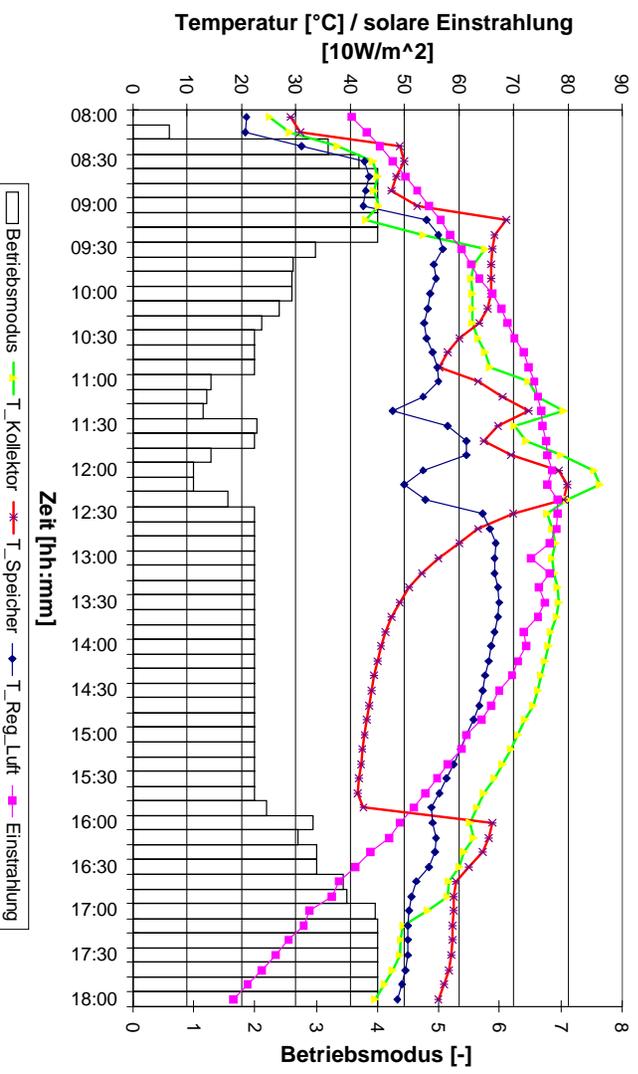


Abbildung 6.8: *Temperaturverlauf im Solarssystem und dessen Betriebsmodus am 10.08.97. Betriebsmodus=1: Speicherbeladung, Betriebsmodus=2: thermischer Antrieb ausschließlich über Kollektorfeld, Betriebsmodus=3: thermischer Antrieb über Kollektoren und Speicher und Betriebsmodus=4: thermischer Antrieb ausschließlich über Speicher. $T_{Speicher}$ wird nicht direkt im Speicher gemessen, sondern an der Zuleitung vom Speicher zum DCS-System. „Einstrahlung“ gibt die horizontale solare Einstrahlung wieder.*

Der Verlauf der solaren Einstrahlung läßt auf einen wolkenfreien Tag schließen, was einen maximalen Kollektorertrag verspricht. Tatsächlich läßt dieser erst gegen 16:00 Uhr bei einer Einstrahlung von weniger als $500W/m^2$ merklich nach, so daß Wärme aus dem Speicher benötigt wird (Wechsel des rein solaren Betriebsmodus (Betriebsmodus=2) in den kombinierten thermischen Antrieb über Kollektor und Speicher (Betriebsmodus=3)). Das vergleichsweise späte Einsetzen des vollständigen solaren Antriebs am Morgen bei einer Einstrahlung von $700W/m^2$ ist auf die süd-westliche Ausrichtung des Kollektorfeldes zurückzuführen. In

²Für den aktiven Heizbetrieb (Betriebsstufe 0) gilt die gleiche Regelung, lediglich die Grenztemperaturen $65^{\circ}C$ und $95^{\circ}C$ sind durch $35^{\circ}C$ und $65^{\circ}C$ ersetzt.

Abbildung 6.8 ist ebenfalls zu erkennen, daß durch die Betriebsmodi im Solarsystem die Regenerationslufttemperatur „T_Reg_Luft“ während der aktiven Kühlstufe stets über 50°C gehalten und daß die solare Wärme schnell und anhaltend für den aktiven Kühlbetrieb genutzt wird.

Abbildung 6.9 zeigt die zeitliche und energetische Aufteilung (energetischer Anteil $Q_{Antrieb,Modus}$ gemäß Gleichung 6.14) für die drei unterschiedlichen Betriebsmodi zur Bereitstellung der Antriebswärme.

$$Q_{Antrieb,Modus} = \int_{Modus} (\dot{V}_{reg} \cdot \rho_L \cdot \Delta h_{reg}) dt \tag{6.14}$$

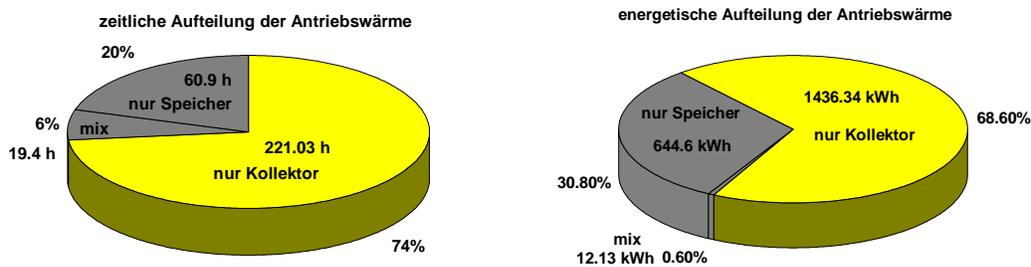


Abbildung 6.9: *Zeitlicher Anteil (linke Grafik) und energetischer Anteil (rechte Grafik) des thermischen Betriebsmodus für den Antrieb des gemessenen Kühlbetriebes („nur Kollektor“: Versorgung ausschließlich über Kollektor, „mix“: Versorgung über Kollektor und Speicher, „nur Speicher“: Versorgung ausschließlich über Speicher)*

In Abbildung 6.9 sind genau wie in Abbildung 6.4 für die unterschiedlichen Betriebsstufen des SGK-Systems die unterschiedlichen Leistungsstärken der einzelnen thermischen Betriebsmodi zu erkennen. Der deutliche Anstieg des Anteils der vom Speicher kommenden Antriebsenergie für die aktive Kühlstufe gegenüber dem zeitlichen Anteil des Speichermodus weist diesen Betriebsmodus als den leistungsstärksten aus. Der Betriebsmodus „mix“ erscheint dagegen mit einem Anteil von 0.6% an der energetischen Versorgung bedeutungslos für den thermischen Antrieb des Desiccant Cooling-Betriebes.

6.2.3 Solarer Deckungsanteil

Zur Bestimmung des Solaren Deckungsanteils SD nach Gleichung 2.6 muß neben der gesamten Kühllast, die über die thermisch aktive Kühlstufe gedeckt wird, auch die Kühllast bekannt sein, die allein über den solaren Antrieb oder allein über den Speicher gedeckt wird. Aufgrund des Problems, daß zu einem Meßwert unterschiedliche Betriebsmodi eingestellt worden sein können, ist die über den Speicher bzw. über den Kollektor gedeckte Kühllast nur solchen Meßwerten zuzuordnen bei denen der entsprechende Betriebsmodus über das

vollständige Meßintervall eingestellt gewesen ist. Der so ermittelte solare Deckungsanteil gibt deshalb nur einen verfälschten Wert wieder. Für die vermessene Kühlsaison sind diese Werte im Vergleich zur gesamten Kühllast in Tabelle 6.7 zusammengestellt.

$$SD \equiv \frac{\text{solar gedeckte Last}}{\text{gesamt zu deckende Last}} = 1 \Leftrightarrow \frac{\text{über Hilfsenergie gedeckte Last}}{\text{gesamt zu deckende Last}} \quad (6.15)$$

	Gesamt- betrieb Q_{Last} [kWh]	nur Meßpunkte mit konstantem Betriebsmodus				
		Q_{Last} [kWh]	Q_{Last} über Speicher [kWh]	SD [-]	Q_{Last} über Kollektor [kWh]	SD [-]
Mai	201	154.32	3.24	0.98	146.5	0.95
Juni	134.4	72.74	20.18	0.72	51.9	0.71
Juli	107.3	54.36	7.11	0.87	47.25	0.87
August	340	210.7	26.48	0.87	178.4	0.84
September	40.46	25.45	0	1	25.45	1
gesamt	823.16	517.57	57.01	0.89	449.5	0.87

Tabelle 6.7: *Kühllasten zur Bestimmung des solaren Deckungsanteiles im Desiccant Cooling-Betrieb nur für eindeutige Betriebszustände*

Die geringfügigen Abweichungen der unterschiedlich berechneten solaren Deckungsanteile (zum einen über die solar gedeckte Kühllast und zum anderen über die mittels Hilfsenergie gedeckte Kühllast) läßt die in Tabelle 6.7 aufgelisteten Werte realistisch erscheinen. Jedoch fällt im Vergleich der Kühllast bei konstantem Betriebsmodus mit der des Gesamtbetriebes eine erhebliche Differenz auf, was die berechneten Werte als wenig repräsentativ für den vermessenen Kühlbetrieb charakterisiert. Zur Überprüfung der Werte aus Tabelle 6.7 wird in Tabelle 6.8 der solare Deckungsanteil für alle Meßpunkte berechnet. Die Kühllast für nicht eindeutig zuzuordnende Meßpunkte wird dabei jedem Betriebszustand des Meßintervalls anteilig der zeitlichen Dauer des jeweiligen Zustandes zugewiesen. Der so bestimmte solare Deckungsanteil reduziert sich für alle Monate um ca. 0.1 gegenüber den Werten aus Tabelle 6.7, ist aber immer noch hoch genug, um von einer guten solaren Deckung zu sprechen.

6.3 Bewertung des aktiven Kühlbetriebes

Zur Bewertung des aktiven Kühlbetriebes wird der Nutzungsgrad der zur Erzeugung von Klimatisierungsleistung zugeführten Wärme bestimmt. Die dazu geeigneten Kennzahlen sind der Kälte-COP $COP_{Kälte,SGK}$ (Gleichung 2.8) und der Klimatisierungs-COP $COP_{Klima,SGK}$ (Gleichung 2.9) des SGK-Systems.

Für einen hohen COP-Wert ist ein großer Anteil passiver Kühlleistung an der gesamten bereitgestellten Kühlleistung erforderlich, da diese den Nutzen (die erzielte Kühlleistung)

	Q_{Last} [kWh]	Q_{Last} über Kollektor [kWh]	SD [↔]
Mai	201	177.04	0.88
Juni	134.4	88.26	0.65
Juli	107.3	78.5	0.73
August	340	260.17	0.76
September	40.46	37.08	0.91
gesamt	823.16	641.05	0.78

Tabelle 6.8: *Kühllasten zur Bestimmung des solaren Deckungsanteiles im Desiccant Cooling-Betrieb für alle Betriebszustände*

Q_{reg} [kWh]	Klimatisierungs-COP		Kälte-COP		
	$\dot{m} \cdot (h_{ab} \leftrightarrow h_{zu})$ [kWh]	$COP_{Klima,SGK}$ [↔]	$\dot{m} \cdot (h_{zu} \leftrightarrow h_{Umg})$ [kWh]	$COP_{Kälte,SGK}$ [↔]	
Mai	508	201	0.4	99.1	0.19
Juni	278	134.4	0.48	71	0.25
Juli	284.5	107.3	0.38	95.47	0.33
August	943.3	340	0.36	333.4	0.35
September	126.3	40.46	0.32	33.4	0.26
gesamt	2140.1	823.16	0.38	632.41	0.29

Tabelle 6.9: *Klimatisierungs- und Kälte-COP im Desiccant Cooling-Betrieb*

vergrößert, ohne daß dafür ein zusätzlicher thermischer Aufwand bilanziert werden muß (vgl. Abbildung 2.10 und deren Beschreibung). Die niedrigen Werte für die COPs der vermessenen Kühlsaison sind auf eine geringe Zuluftentfeuchtung zurückzuführen (s. Abschnitt 6.6.1), was wiederum die Kühlleistung der passiven Komponente Zuluftbefeuchter reduziert.

In Tabelle 6.9 wird die Leistungsfähigkeit des SGK-Systems ausschließlich für den thermisch aktiven Desiccant Cooling-Betrieb bestimmt. Soll das SGK-System anhand der insgesamt erbrachten Kühlleistung bewertet werden, so müssen die Enthalpiedifferenzen aus Tabelle 6.9 nicht nur für den Desiccant Cooling-Betrieb angegeben werden, sondern für den gesamten Kühlbetrieb (inklusive der beiden passiven Kühlstufen 3 und 4). Mit der Kühllast aus Tabelle 6.1 ergeben sich dann die in Tabelle 6.10 wiedergegebenen Leistungszahlen. Die so bestimmten Leistungszahlen fallen umso höher aus, je größer der Anteil der über die passiven Kühlstufen bereitgestellten Kühlleistung am Gesamtbetrieb ist, denn dadurch wird der passive Anteil der Kühlleistung direkt erhöht, was wie oben beschrieben einen höheren COP zur Folge hat.

$COP_{Kälte,SGK}$ erhöht sich im Gegensatz zu $COP_{Klima,SGK}$ durch die Einbeziehung der passiven Kühlstufen nur marginal, da sich $h_{zu} \leftrightarrow h_{Umg}$ lediglich im adiabaten Abluftbetrieb

	Mai	Juni	Juli	August	September	gesamt
$COP_{Klima,SGK} [\Leftrightarrow]$	0.51	0.66	0.5	0.42	0.57	0.5
$COP_{Kälte,SGK} [\Leftrightarrow]$	0.2	0.29	0.36	0.39	0.38	0.31

Tabelle 6.10: *Klimatisierungs- und Kälte-COP für den gesamten Kühlbetrieb*

über den Kälteausaustausch zwischen der befeuchteten Abluft und Umgebungsluft vergrößern kann. Durch hohe Raumluftfeuchten kann die Abluft nur gering befeuchtet und damit abgekühlt werden, so daß nur wenig Kälte am Wärmerückgewinner in die Zuluft übertragen wird.

6.4 Primärenergetische Bewertung

Anknüpfend an die Überlegungen zur primärenergetisch optimierten Regelung eines SGK-Systems in Abschnitt 5.3 wird in diesem Abschnitt die zum Antrieb des Kühlbetriebes eingesetzte Primärenergie bilanziert. Mit der Voraussetzung, daß die Solarwärme dem System „kostenfrei“ zugeführt wird, bleiben für die Bilanzierung noch die benötigte Hilfswärme für den thermisch aktiven Kühlbetrieb und die im gesamten Kühlbetrieb eingesetzte elektrische Energie für den Antrieb der Ventilatoren.

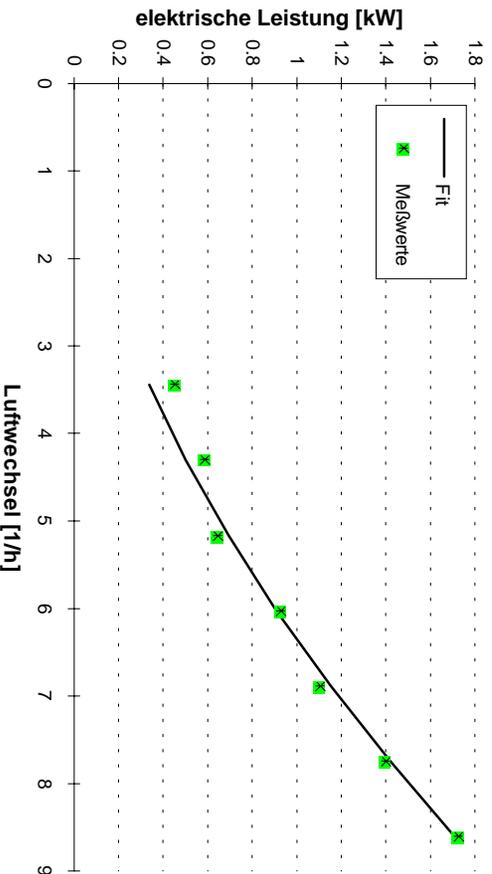
Die Antriebsenergie für die Ventilatoren wird über den Volumenstrom bestimmt. Dazu wurde die elektrische Leistungsaufnahme der Ventilatoren in der installierten Anlage während des Betriebes aufgenommen. In Abhängigkeit des Luftvolumenstromes hat sich der in Abbildung 6.10 dargestellte Leistungsverlauf ergeben, der durch den funktionellen Zusammenhang in Gleichung 6.16 wiedergegeben werden kann.

$$P_{Vent} = 1.32 \cdot 10^{-6} \cdot \dot{V}^{1.77} \quad (6.16)$$

Für die betrachtete Kühlsaison ergibt sich daraus für die Betriebsstufen die in Tabelle 6.11 zusammengestellte Verteilung der benötigten Ventilatorenergie.

	Heizen	FL	ADC	DC	gesamt
$E_{Vent} [kWh]$	15.8	24.8	12.2	243.9	296.7
Anteil [%]	5.33	8.36	4.11	82.2	100

Tabelle 6.11: *Aufteilung der benötigten Ventilatorenergie nach Betriebsstufen. Heizen: Heizbetrieb (Stufe (0)), FL: freie Lüftung (Kühlstufe (3)), ADC: adiabate Abluftbefeuchtung (Kühlstufe (4)) und DC: Desiccant Cooling-Betrieb (Kühlstufe (5))*

Abbildung 6.10: *Abhängigkeit der gemessenen Ventilatorleistung vom Luftvolumenstrom*

Der in Tabelle 6.11 abzulesende hohe Anteil der benötigten Ventilatorenergie für den Desiccant Cooling-Betrieb ist konsequenterweise eine Folge der Volumenstromregelung, die für den Desiccant Cooling-Betrieb hohe Luftwechsel einstellt (vgl. Abbildung 6.7).

Die Bestimmung der Hilfswärme zur Bilanzierung des primärenergetischen Aufwandes gestaltet sich dagegen schwieriger, da wie im Plan des Heizsystems (Abbildung B.2) zu erkennen ist, die Leitung zwischen Brennwertkessel und Speicher während der Versorgung des Heizungskreislaufes über den Brennwertkessel nicht geschlossen werden kann. Dadurch wird der Speicher im konventionellen Heizbetrieb unkontrolliert über den Brennwertkessel mit beladen, so daß die aus dem Speicher bezogene Hilfswärme im Kühlfall sich auch aus Anteilen dieser nicht gewollten unkontrollierten Wärmezufuhr zusammensetzt. Für die folgende Bilanz wird daher die für den thermischen Antrieb aus dem Speicher entnommene Wärme vollständig als Hilfswärme bilanziert. Genau betrachtet enthält die so definierte Hilfswärme neben der Wärme, die aus nichtsolaren Komponenten stammt, auch noch die Solarwärme, die über die solare Speicherbeladung dem Speicher zugeführt worden ist. Zusammen mit einem mittleren Kraftwerks-Wirkungsgrad $\eta_{elek} = 0.35$ ergeben sich die in Tabelle 6.12 aufgelisteten Werte für den Primärenergiebedarf des solaren SGK-Systems im Kühlbetrieb.

	Q_{aux}	E_{elek}	gesamt
Primärenergie [kWh]	644.6	696.9	1341.5
Anteil [%]	48	52	

Tabelle 6.12: *Primärenergetischer Aufwand am Kühlbetrieb*

Im Vergleich zu den Simulationsergebnissen aus der unteren Grafik in Abbildung 5.15 ist ein deutlich niedrigerer Hilfswärmebedarf gemessen worden, der, wie bereits schon mehr-

fach erwähnt, durch einen hohen elektrischen Energiebedarf aufgrund des hohen Luftwechsels kompensiert wird. Für die Simulationsergebnisse, bei denen die Luftwechselverteilung ihr Maximum bei deutlich niedrigeren Werten hat, beträgt der Anteil der Hilfwärme am gesamten primärenergetischen Bedarf stets mehr als 70%, dagegen bei den betrachteten Messungen lediglich 48%.

6.5 Resüme der Erfahrungen

In diesem Abschnitt werden die Betriebsergebnisse noch einmal komprimiert dargestellt und abschließend bewertet. Als Folgerung aus den Betriebserfahrungen wird ein modifiziertes SGK-System zur Optimierung der Leistungszahlen vorgeschlagen.

6.5.1 Betriebserfahrungen

Betriebsdaten

- Zur Auswertung steht aufgrund der mangelnden Nutzung des Seminarraumes nur eine begrenzte Anzahl von Meßdaten zur Verfügung, so daß keine vollständige Kühlsaison bewertet werden kann.
- Bewertungen in Abhängigkeit von bestimmten Betriebszuständen sind nur eingeschränkt möglich, da die Meßdatensicherung und die Einstellung der Betriebszustände nicht zeitgleich erfolgt.

SGK-System

- Die Anlage wurde störungsfrei vollautomatisch über das implementierte Regelungsprogramm betrieben.
- Das System wurde zu 87% der Betriebszeit für die Kühlung betrieben, die zu 58% im thermisch aktiven Kühlbetrieb erfolgte.
- Der Desiccant Cooling-Betrieb erfolgt mit niedrigen Regenerationstemperaturen ($\bar{T}_{reg} = 50^{\circ}C$), was zum einen auf die Regelungsstrategie zurückzuführen ist (siehe unten), aber auch auf den schlechten Wärmeaustausch am Regenerationswärmetauscher ($\eta_{WRG} = 0.6$).
- Durch schlechte Entfeuchtungsleistung wird wenig Kälte erzeugt.
- Die niedrige Regenerationstemperatur hat wegen der dadurch niedrigeren Kälteleistung einen erhöhten Luftwechsel zur Folge.
- Aufgrund der niedrigen Kälteleistung fallen der Klimatisierungs-COP mit 0.5 und der Kälte-COP mit 0.31 für den gesamten Kühlbetrieb ebenfalls sehr niedrig aus.

Thermisches System

- Auch das thermische System wurde störungsfrei vollautomatisch über das implementierte Regelungsprogramm betrieben.
- Der Kollektorwirkungsgrad entspricht mit 57% den Erwartungen. Durch eine optimierte Regelung des Solarkreises (z. B. über „match flow“-Betrieb) sind noch Verbesserungen möglich.
- Der integrierte Schichtenspeicher hat sich als wichtiger Baustein für eine effiziente Nutzung der Solarwärme erwiesen. Allein während des thermisch passiven Kühlbetriebes wird er mit 30% der gesamten Solarwärme beladen.
- Mit 78% konnte ein hoher solarer Deckungsanteil erreicht werden. Dieser wird durch die hohe zeitliche Kohärenz zwischen solarer Strahlung und Kühllast (82% der während des Kühlbetriebes gewonnenen Solarwärme wird für den Antrieb des Desiccant Cooling-Betriebes eingesetzt) bestätigt.

Regelung

Über die Regelung wird entschieden, welche Betriebsstufe und welcher thermischer Betriebsmodus wann eingestellt wird. Sie beeinflusst dadurch alle Kenngrößen und bestimmt, welche Größe optimiert wird.

- Die Raumlufttemperatur wird nach DIN1946 und die Raumluftfeuchte durch den Grenzwert 65% relative Feuchte kontrolliert.
- Die implementierte Regelung optimiert den solaren Deckungsanteil SD , denn durch die Regelung auf eine minimale Regenerationswärmetauscher-Vorlauftemperatur und nicht auf eine bestimmte Regenerationstemperatur wird der Anteil der Solarwärme am gesamten thermischen Antrieb begünstigt.
- Als Folge der niedrigen Regenerationstemperaturen wird der Luftwechsel erhöht, um die Kühllast abzuführen, was die niedrigen COPs mit verursacht. Sollte umgekehrt der COP optimiert werden, so müßte durch die Regelung die passive Kühlleistung erhöht werden. Dies kann durch verstärkten Betrieb in den passiven Kühlstufen und durch hohe Regenerationsleistungen im Desiccant Cooling-Betrieb zur Erhöhung der Kälteleistung erfolgen. Für den Desiccant Cooling-Betrieb bedeutet dies niedrige Luftwechsel und hohe Regenerationstemperaturen, die entweder verstärkt über Hilfswärme oder über ein vergrößertes Kollektorfeld bereitgestellt werden müßten.

Primärenergetischer Aufwand

Der Anteil der benötigten elektrischen Energie am gesamten Primärenergiebedarf beträgt 52%, was auf den hohen Luftwechsel zurückzuführen ist. Der primärenergetische Aufwand ist

wie in Abschnitt 5.3 ausgeführt von der erforderlichen Ventilatorleistung und der benötigten Hilfswärme abhängig. Da durch die Regelung hohe Luftwechsel eingestellt wurden, ist der elektrische Primärenergiebedarf mit 696.6 kWh für den vermessenen Betrieb sehr hoch.

Wie aus der unteren Grafik in Abbildung 5.15 zu erkennen ist, reduziert sich der elektrische Energiebedarf bei steigenden Regenerationstemperaturen, während gleichzeitig der Bedarf an Hilfswärme überproportional steigt. Aufgrund dieser Beobachtung erfordert das Ziel, die Regelung so zu konzipieren, daß möglichst niedrige Regenerationstemperaturen bereitgestellt werden (und damit gleichzeitig der gesamte Primärenergiebedarf minimiert wird) die genaue Kenntnis der minimalen Regenerationstemperatur, die ausreicht, um die zu erwartende Kühllast abführen zu können.

6.5.2 Systemkombinationen zur Optimierung des Klimatisierungsbetriebes

Gerade wenn aufgrund hoher Umgebungsluftfeuchten oder durch die Vorgabe einer minimalen Zulufttemperatur erhöhte Anforderungen an das SGK-System gestellt werden, führen die im vorherigen Abschnitt vorgestellten Regelungsstrategien nicht zu einer ausreichenden Klimatisierung. Eine Ursache für diese Problematik besteht darin, daß das SGK-System neben der Entfeuchtung auch die Abkühlung der Zuluft durch Verdunstungskühlung leistet. Dadurch muß die Entfeuchtungsleistung und damit der thermische Antrieb des Systems gegenüber einem System, das nur entfeuchtet und nicht kühlt, deutlich erhöht werden. Durch eine Kombination von Sorptions- und Kompressionskältetechnik kann eine Trennung bei der Klimatisierung von Entfeuchtung und Kühlung erreicht werden, indem über das Sorptionssystem entfeuchtet und über die Kompressionskälteanlage gekühlt wird. Die Entfeuchtungsleistung der Sorptionsanlage wäre gegenüber einem klassischen SGK-System reduziert, genau wie die Leistung der Kältemaschine, da diese nicht mehr zusätzlich zur Kühlung der Zuluft Kälte für die Entfeuchtung mittels Taupunktunterschreitung bereitstellen müßte.

Durch die reduzierte Entfeuchtungsleistung könnte ein hoher solarer Deckungsanteil erreicht werden, während der Klimatisierungs-COP dann über die sorptive Entfeuchtungsleistung und die Kälteleistung der Kompressionskältemaschine bestimmt ist.

6.6 Vergleich zwischen Messung und Simulation

Über einen Vergleich der gemessenen und der simulierten Luftzustände können einerseits die Simulationsparameter an den realen Betrieb angepaßt werden. Andererseits können durch den Vergleich auch dort, wo die Parameter von den erwarteten Werten deutlich abweichen, Schwachstellen des vermessenen Systems aufgedeckt werden. Neben dem Gesamtsystem ist vor allem ein Vergleich zwischen dem simulierten und dem gemessenen Entfeuchtungsverhalten des Sorptionsrotors interessant. Insbesondere soll überprüft werden, ob die zur Optimierung der Entfeuchtungsleistung einzustellenden Steuergrößen (Rotationsgeschwindigkeit und Bypaßöffnung in Abhängigkeit des Luftvolumenstromes) durch das Betriebsführungsprogramm richtig gewählt wurden.

6.6.1 Verhalten am Sorptionsrad

Dem Sorptionsrad gilt beim Vergleich besonderes Interesse, da zwei neue TYPEs (TYPE275 und TYPE278) für die Abbildung dieser Komponente und ihrer Betriebsführung entwickelt wurden.

Die ausgewählten Meßdaten gehören alle zur Betriebsstufe 5 Desiccant Cooling-Betrieb. Für alle gilt, daß sowohl die vorangegangenen als auch die nachfolgenden Werte nur wenig von den Meßwerten des ausgewählten Zeitpunktes abweichen. So kann ausgeschlossen werden, daß durch dynamische Effekte ein verfälschter Betriebszustand des Systems wiedergegeben wird. Dies ist vor allem deshalb wichtig, weil das Sorptionsrad in der Simulation über ein stationäres Modell abgebildet wird.

Die in Tabelle 6.13 aufgelisteten Betriebszustände sind aufgrund der gemessenen Regenerationstemperaturen ausgewählt worden. Es sind Betriebszustände mit Regenerationstemperaturen zwischen 45°C und 70°C , so daß das Sorptionsverhalten am Entfeuchtungsrotor für unterschiedliche Temperaturniveaus der Antriebswärme verglichen werden kann.

Datum	Uhrzeit	Luftwechsel [1/h]	T_{reg} [°C]
15.08.97	15:50 Uhr	8	45
19.08.97	17:00 Uhr	7	54
27.05.98	12:00 Uhr	7	50
29.05.98	13:30 Uhr	7	64
25.06.98	15:40 Uhr	6	70

Tabelle 6.13: *ausgewählte Betriebszustände für den Vergleich zwischen Simulation und Messung*

In Abbildung 6.11 ist das Sorptionsverhalten der gemessenen Betriebszustände aus Tabelle 6.13 zusammen mit den Simulationsergebnissen basierend auf den Luftzuständen am Radeintritt (Zustand 1 und Zustand 9 aus Abbildung 2.5) dargestellt. Die Simulationen wurden mit einem Wert für die Entfeuchtungseffizienz von $\eta_{sorp} = 0.8$ durchgeführt.

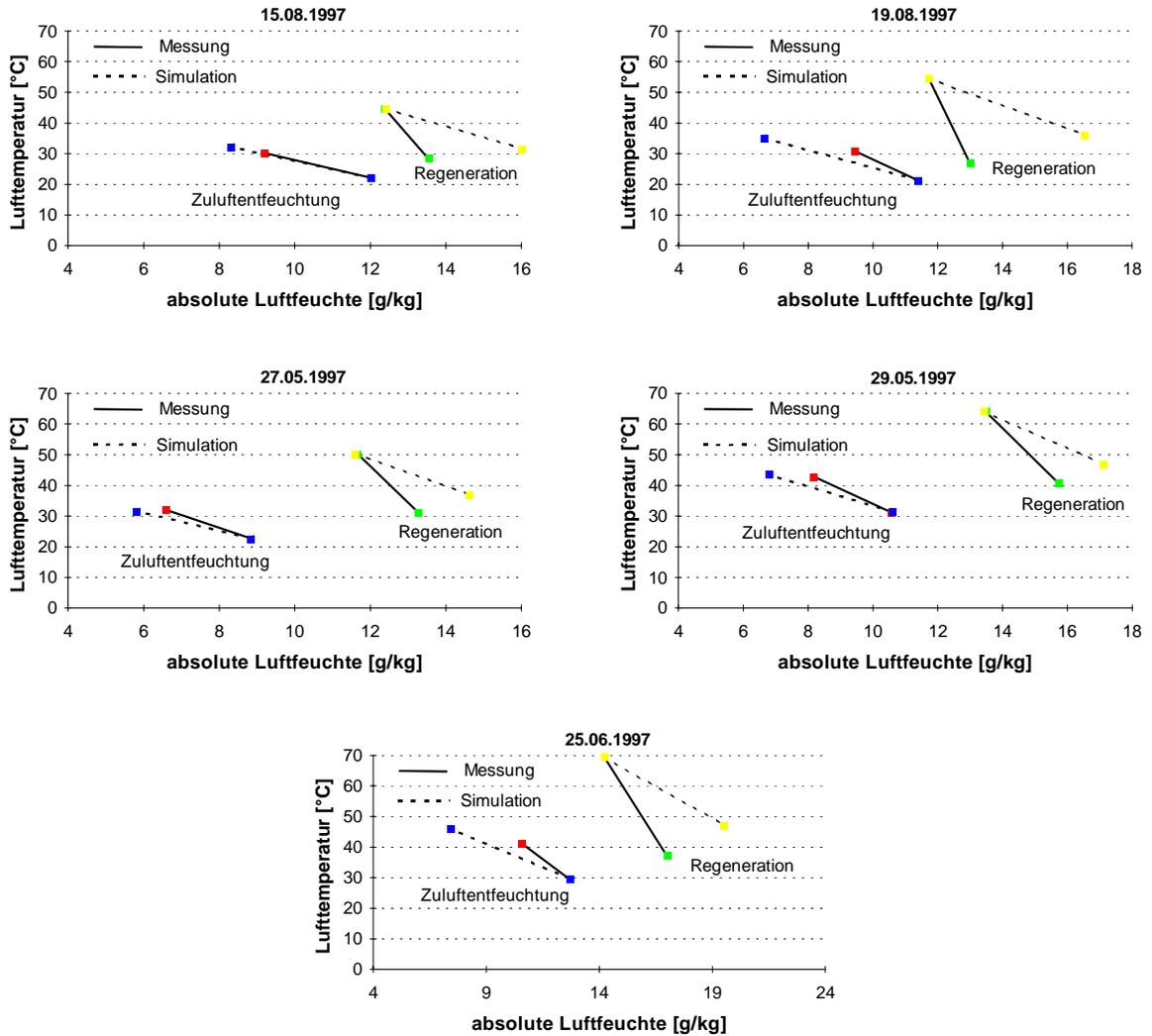


Abbildung 6.11: Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Sorptionsverhalten am Entfeuchtungsrotor für ausgewählte Beispiele. (Simulation mit $\eta_{sorp} = 0.8$)

Der Vergleich zwischen Messung und Simulation zeigt für alle dargestellten Beispiele deutliche Abweichungen bei der Regeneration. Bei den gemessenen Zustandsänderungen sind hier ein viel stärkerer Temperaturabfall und wesentlich niedrigere absolute Feuchten bei der Fortluft zu erkennen. Bei der Zuluftentfeuchtung fallen deutliche Abweichungen für die Messungen vom 19.08.97 und 25.06.98 auf. Recht gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung zeigen dagegen die Verläufe am 15.08.97 und 27.05.98, die eine niedrige Regenerationstemperatur (45°C und 50°C) gemeinsam haben.

Der Verlauf der Zuluftentfeuchtung ist im wesentlichen durch die Rotationsgeschwindigkeit des Sorptionsrades bestimmt, wie in Abbildung 4.11 aus der detaillierten Vermessung dieser Komponente zu erkennen ist. Da jedoch die Steigung der Strecke zwischen dem Ein- und Austrittszustand des Entfeuchtungsprozesses für Simulation und Messung recht gut übereinstimmt, scheint die volumenstromabhängige Drehzahlregelung des Sorptionsrades korrekt eingestellt worden zu sein, außer für die dargestellte Messung vom 25.06.98. Hier ist ein steilerer Verlauf der Verbindungsstrecke zu sehen, was eine zu hohe Drehzahl bedeuten kann. Alle gemessenen Entfeuchtungsprozesse weisen eine niedrigere Entfeuchtungsleistung gegenüber dem simulierten Prozeß auf. Für diese Beobachtung gibt es zwei Erklärungen. Einerseits kann aufgrund der im Vergleich zur Simulation niedrigeren Regenerationsleistung die Zuluft auch nur weniger entfeuchtet werden. Auf der anderen Seite könnte auch die für die Simulationsrechnungen angenommene Entfeuchtungseffizienz η_{sorp} mit 0.8 zu hoch gewählt worden sein. Aus der Modellvalidierung in Abschnitt 3.1.3 ergibt sich für η_{sorp} ein Wert von 0.85, so daß der hier benutzte Wert nicht zu hoch gewählt wurde. Deshalb muß die geringe Regenerationsleistung für die niedrige gemessene Zuluftentfeuchtung verantwortlich sein.

Der verglichen mit der simulierten Regeneration steile Verlauf der Verbindungsstrecke zwischen den Ein- und Austrittszuständen aller gemessenen Regenerationsprozesse deutet mit den Erfahrungen aus den Messungen zum Sorptionsverhalten in Abhängigkeit der Bypassöffnung (vgl. Abschnitt 4.4.3) auf einen weit geöffneten Bypass hin. In Abbildung 6.12 ist für die Messung des 29.05.98 das für unterschiedliche Bypassöffnungen simulierte Regenerationsverhalten im Vergleich zum gemessenen dargestellt.

Mit einer zunehmenden Luftmenge, die über den Bypass am Sorptionsrad vorbei strömt, nähert sich der simulierte Regenerationsverlauf zwar dem gemessenen an, aber die Regenerationsleistung selbst (Δx) bleibt unverändert. Aufgrund der dem Modell zugrunde liegenden Massen- und Enthalpiebilanz (Gleichung 3.1 und 3.2) ist bei gleichbleibenden Eintrittsbedingungen am Rad auch keine Änderung der Regenerationsleistung möglich. Jedoch wird im Modell, um die Bilanzgleichungen zu erfüllen, davon ausgegangen, daß die für den berechneten Prozeß erforderliche Regenerationswärme unbegrenzt zur Verfügung steht. Bei der Vermessung der Entfeuchtungsleistung in Abhängigkeit der Bypassöffnung (Abschnitt 4.4.3) ist schon in Abbildung 4.14 zu erkennen, daß mit zunehmender Bypassöffnung die zugeführte Regenerationswärme abnimmt. Diese Beobachtung geht auf einen sich mit steigender Bypassöffnung verschlechternden Wärmeaustausch am Regenerationswärmetauscher zurück.

Den starken Temperaturabfall und die niedrige Wasserdampfaufnahme im gemessenen Regenerationsprozeß erklärt der reduzierte Wärmeaustausch am Regenerationswärmetau-

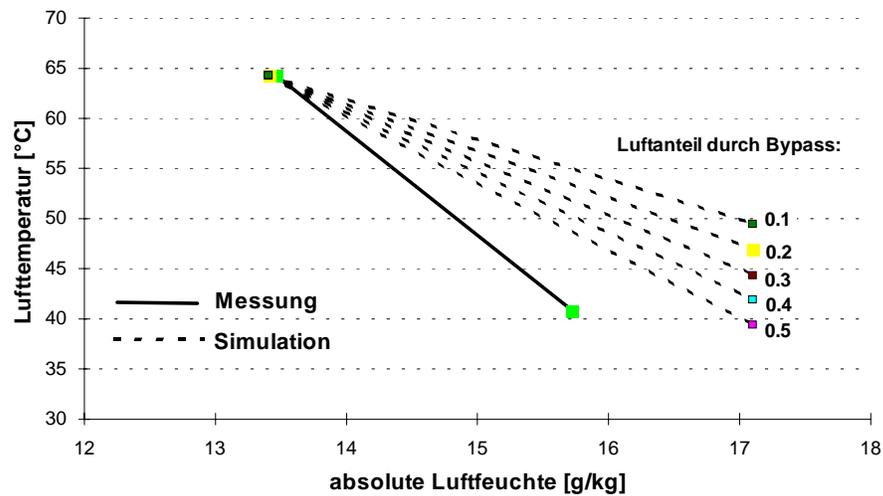


Abbildung 6.12: *Simulierter Regenerationsverlauf für unterschiedliche durch den Bypass geführte Anteile der Abluft am 29.05.98*

scher jedoch nicht. Beide sind eher ein Indiz für nicht zu vernachlässigende Übertragung von einströmender Zuluft in die Regenerationsaustrittsluft, was durch die nicht vollständig abgedichteten Trennstellen zwischen Zu- und Abluftkanal am Entfeuchtungsrad möglich wird. Da der Abluftventilator direkt hinter dem Entfeuchtungsrotor im Abluftkanal eingebaut ist, herrscht zwischen der in das Rad einströmenden Zuluft und der ausströmenden Regenerationsluft ein deutliches Druckgefälle, das den Luftaustausch über die Undichtigkeiten begünstigt. Gleichzeitig findet im Zuluftkanal hinter dem Entfeuchtungsrotor aus gleichem Grund eine Vermischung der Zuluft mit Abluft statt, wodurch die gemessene Entfeuchtungsleistung sinkt (siehe Abbildung 6.13)

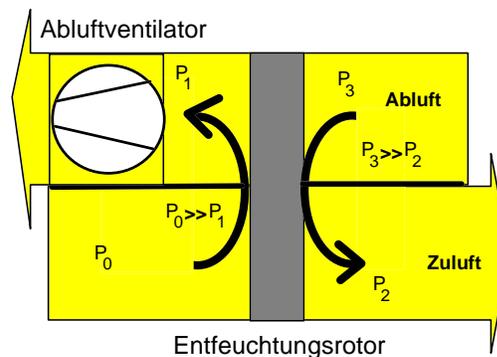


Abbildung 6.13: *Skizze zur Verdeutlichung der Übertragung von Zuluft in Regenerationsaustrittsluft am Entfeuchtungsrotor*

Um die Simulation an die Messung anzupassen, kann an der Komponente Sorptionsrad nur der Parameter Entfeuchtungseffizienz η_{sorp} verändert werden, da das Modell keine weiteren Einflußgrößen berücksichtigt. Die Entfeuchtungseffizienzen, die die jeweils gemessenen Zustandsänderungen simulieren, sind in Tabelle 6.14 aufgeführt.

Datum	15.08.97	19.08.97	27.05.98	29.05.98	25.06.98
η_{sorp}	0.6	0.32	0.4	0.55	0.6

Tabelle 6.14: *Werte für η_{sorp} zur Simulation der gemessenen Entfeuchtungsleistung*

6.6.2 Gesamtsystem

In diesem Abschnitt sollen die Parametereinstellungen der weiteren Komponenten des simulierten SGK-Systems mit den gemessenen Werten überprüft werden. Dazu wird der Desiccant Cooling-Betrieb mit den äußeren Bedingungen der Meßwerte aus Tabelle 6.13 und den in Tabelle 6.14 ermittelten angepaßten Entfeuchtungseffizienzen simuliert. Alle weiteren Parameter (η_{WRG} und die Effizienzen der beiden Befeuchter) sind konstant gewählt bzw. für den Zuluftbefeuchter zweistufig eingestellt. Eine Gesamtübersicht der verwendeten Parameter zeigt Tabelle 6.15. In Abbildung 6.14 ist der jeweilige Prozeßverlauf vergleichend für Messung und Simulation dargestellt.

Datum	15.08.97	19.08.97	27.05.98	29.05.98	25.06.98
η_{sorp}	0.6	0.32	0.4	0.55	0.6
η_{WRG}	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
$\eta_{Befeuchter,Zuluft}$	0.6	0.6	0.9	0.9	0.9
$\eta_{Befeuchter,Abluft}$	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9

Tabelle 6.15: *Korregierte Simulationsparameter*

Die verglichenen Prozeßverläufe an den Komponenten Wärmerückgewinnungsrad, Zu- und Abluftbefeuchter stimmen sehr gut überein. Lediglich für den Vergleich am 15.08.97 und 19.08.97 sind größere Abweichungen vor allem beim Prozeßverlauf am Abluftbefeuchter zu erkennen. Immer noch auffällig ist der Unterschied im Verlauf des Regenerationsprozesses. Hier ist weiterhin - trotz der angepaßten Entfeuchtungseffizienz - eine stärkere Abkühlung und geringere Wasserdampfaufnahme bei den gemessenen Werten gegenüber den simulierten Zuständen zu beobachten, wohingegen für den Prozeß der Zuluftentfeuchtung nur geringe Unterschiede festzustellen sind. Die gute Abbildung des Entfeuchtungsprozesses ist in der gezielten Auswahl der Entfeuchtungseffizienz zur Anpassung der Simulation an die Messung (vgl. Tabelle 6.14) begründet. Daß trotz dieser Anpassung der Regenerationsprozeß weiterhin stark differiert, liegt an den Luftübertragungen zwischen Zu- und Abluft am Sorptionsrotor.

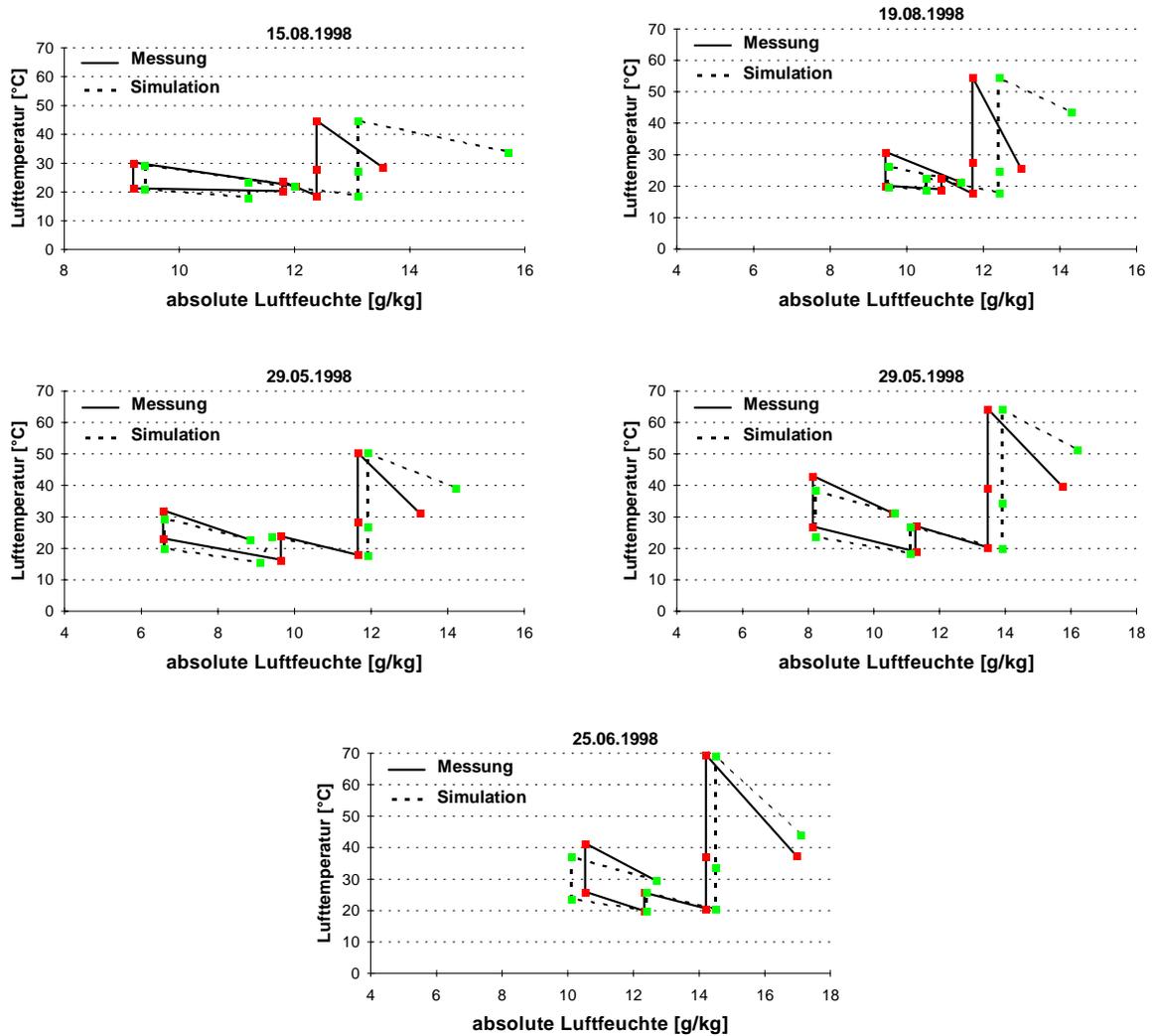


Abbildung 6.14: Vergleich zwischen gemessenem und simulierten Luftzuständen im SGK-System für ausgewählte Beispiele. (Simulation mit Simulationsparametern aus Tabelle 6.15.)

6.7 Jahressimulation mit angepaßten Parametern

Basierend auf den Ergebnissen aus Abschnitt 6.6.1 und 6.6.2 wird im folgenden eine Jahressimulation durchgeführt und ausgewertet. Die Randbedingungen für die Raumbellegung entsprechen den Angaben aus Tabelle 5.5. Das simulierte System entspricht den Auslegungsdaten aus Tabelle 6.16.

Kollektorfläche [m ²]	Speichervolumen [m ³]	kontrollierte Speichertemperatur [°C]	maximaler Luftwechsel [1/h]
20	2	60	10

Tabelle 6.16: *Auslegungsgrößen des simulierten solaren SGK-Systems*

Die Simulationsparameter wurden auf die folgenden Werte festgelegt:

$$\begin{aligned}
 \eta_{sorp} &= 0.5 \\
 \eta_{WRG} &= 0.8 \\
 \eta_{Befeuchter,Zuluft} &= 0.9 \\
 \eta_{Befeuchter,Abluft} &= 0.9
 \end{aligned}$$

Mit dieser Simulation wird überprüft, wie sich die Kenngrößen des Gesamtsystems aufgrund der an die Messungen angepaßten Modellparameter gegenüber den Simulationen zur Systemauslegung in Abschnitt 5.3.5 verändern.

6.7.1 Kühlleistung

Die simulierte Kühlleistung ist in Abbildung 6.15 anhand der resultierenden Raumluftzustände verglichen mit dem Behaglichkeitsfeld nach DIN1946 im h-x-Diagramm wiedergegeben. Auch hier ist wie bei den Messungen deutlich zu sehen, daß das System die Raumlufttemperatur sehr gut kontrolliert, die absolute Feuchte der Raumluft jedoch nicht zu jedem Zeitpunkt in den Behaglichkeitsbereich führen kann. 53 der insgesamt 561 Kühl-Betriebsstunden liegen außerhalb des Behaglichkeitsfeldes - das entspricht 9.45% des Kühlbetriebes.

Es ist offensichtlich, daß sich durch die auf 0.9 festgelegte Effizienz des Zuluftbefeuchters hohe Raumluftfeuchten ergeben. Die gleiche Simulation mit geregelter Zuluftbefeuchter führt zu keinen Überschreitungsstunden.

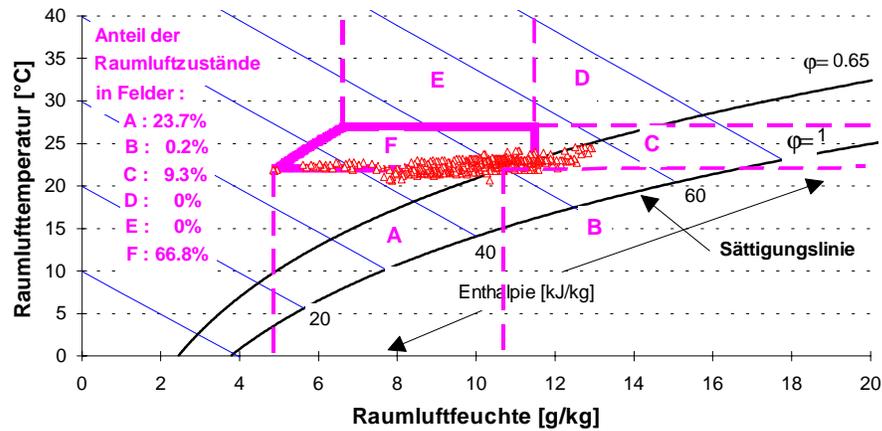


Abbildung 6.15: *Raumluftzustände und deren Verteilung im h-x-Diagramm für eine simulierte Kühlsaison am TGZ Riesa*

6.7.2 Solarer Deckungsanteil

Die Aufteilung der benötigten Regenerationswärme zur Bestimmung des solaren Deckungsanteils zeigt Tabelle 6.17. Zum Vergleich sind die Werte aus der entsprechenden Simulation mit $\eta_{sorp} = 0.8$ und regelbaren Zuluftbefeuchter mit aufgeführt.

	Q_{solar} [kWh]	Q_{aux} [kWh]	Q_{reg} [kWh]	SD
Simulation 1	5292	2278	3912.9	0.7
Simulation 2	5211.3	2358.2	4461.8	0.69

Tabelle 6.17: *Solarer Deckungsanteil aus Simulationen. Simulation 1: $\eta_{sorp} = 0.8$, regelbarer Zuluftbefeuchter; Simulation 2: $\eta_{sorp} = 0.5$, $\eta_{Befeuchter,Zuluft} = 0.9$*

Aus den Werten der Tabelle ist gut zu erkennen, daß der solare Deckungsanteil im wesentlichen durch die vorzuhaltende Speichertemperatur bestimmt wird, denn obwohl bei Simulation 1 weniger Regenerationswärme Q_{reg} benötigt wird, muß auch hier der Speicher auf die geforderte Speichertemperatur nachgeheizt werden, weshalb die benötigte Hilfswärme Q_{aux} nicht im gleichem Maße wie die Regenerationswärme abnimmt.

6.7.3 Klimatisierungs- und Kälte-COP

Auch diese beiden Kenngrößen werden wieder für die zwei unterschiedlichen Simulationen verglichen. In Tabelle 6.18 ist an dem niedrigen Wert für $COP_{Kälte}$ bei Simulation 2 gut zu erkennen, daß aufgrund der niedrigen Entfeuchtungsleistung ($\eta_{sorp} = 0.5$) im SGK-System weniger Kälte erzeugt wird. Die Kühlleistung verschlechtert sich dagegen nicht so deutlich, da die geringere Kälteleistung durch den erhöhten Luftwechsel kompensiert wird, so daß

annähernd die gleiche Kühllast abgeführt werden kann. Der erhöhte Luftwechsel ist in Tabelle 6.19 am höheren elektrischen Energiebedarf ablesbar.

	$Q_{reg} [kWh]$	$Q_{Kühl} [kWh]$	$COP_{Klima,SGK}$	$Q_{Kälte} [kWh]$	$COP_{Kälte,SGK}$
Simulation 1	3912.9	1656.8	0.42	2014.7	0.5
Simulation 2	4461.8	1695.67	0.38	1338	0.3

Tabelle 6.18: *Klimatisierungs- und Kälte-COP aus Simulationen. Simulation 1: $\eta_{sorp} = 0.8$, regelbarer Zuluftbefeuchter; Simulation 2: $\eta_{sorp} = 0.5$, $\eta_{Befeuchter,Zuluft} = 0.9$*

Abschließend sollen beide Simulationsergebnisse primärenergetisch bewertet werden. Die thermischen und elektrischen Anteile des gesamten benötigten Primärenergiebedarfs sind in Tabelle 6.19 zusammengestellt.

	$Q_{aux} [kWh]$	$PE_{vent} [kWh]$	gesamt
Simulation 1	2278	443.7	2721.7
Simulation 2	2358.2	768.9	3127.1

Tabelle 6.19: *Primärenergiebedarf aus Simulationen. Simulation 1: $\eta_{sorp} = 0.8$, regelbarer Zuluftbefeuchter; Simulation 2: $\eta_{sorp} = 0.5$, $\eta_{Befeuchter,Zuluft} = 0.9$*

Kapitel 7

Potential der solaren Klimatisierung

Die Kombination von Klimatisierungstechnik und solarer Wärme führt aufgrund der Abhängigkeit der Kühllast vom solaren Energieeintrag und der umgebungstemperaturabhängigen Last der Zuluft (vgl. Gleichung 1.17) schnell zu der naheliegenden Vermutung, daß das solare Energieangebot und der zu deckende Klimatisierungsbedarf zeitlich zusammentreffen und daß aufgrund dieser zeitlichen Kohärenz das Potential für die solare Klimatisierung sehr hoch ausfällt. Im Gegensatz zur solaren Heizungsunterstützung verspricht die solare Klimatisierung damit eine Anwendung der Solartechnik zu sein, die ohne aufwendige Energiespeicherung auskommt.

Im vorliegenden Kapitel wird diese naheliegende Vermutung detaillierter untersucht und eine erste einfache Analysemethode vorgestellt.

Bei etwas näherer Betrachtung werden mehrere Parameter deutlich, die eine Potentialabschätzung beeinflussen:

- Klima des Standortes
- Gebäudestruktur
- Gebäudenutzung
- Raumkomfortanforderungen
- Klimatisierungstechnik

Welchen grundsätzlichen Einfluß das Klima auf die Wahl des geeigneten Klimatisierungssystems hat, ist im Abschnitt 2.3.2 bei der Vorstellung der alternativen offenen SGK-Systeme *Dunkle-* und *Recirculation-Cycle* schon angeklungen. Diese Systemvarianten bieten dann einen Vorteil, wenn die Raumabluft, die hier für die Kühlung eingesetzt wird, ein generell

höheres Kühlpotential besitzt als die Umgebungsluft, die im vergleichbaren *Ventilation-Cycle* zur Kühlung eingesetzt wird.

Da bei der Wahl des geeigneten Systems die Raumabluft eine entscheidende Größe darstellt, wird der Einfluß der Gebäudestruktur und -nutzung ebenfalls offensichtlich, denn sowohl Struktur als auch Nutzung des Gebäudes bestimmen den Raumluftzustand maßgeblich. Auch der Einfluß des Parameters „Raumkomfortanforderungen“ kann an dem Systemvergleich aus Abschnitt 2.3.2 verdeutlicht werden. Der Nachteil der beiden Umluftsysteme gegenüber dem *Ventilation-Cycle* ist die nur anteilige Versorgung mit Frischluft, was sich im Raumkomfort deutlich bemerkbar machen kann.

7.1 Methode zur Potentialabschätzung

Bei der im folgenden beschriebenen Methode [Hin98, TE98] wird das Potential ausgehend von den beiden Zeitreihen

1. **solare Einstrahlung am Standort**
2. **Kühllast des zu klimatisierenden Gebäudes**

untersucht. Vor allem in den Kühllastwerten müssen bereits einige der oben vorgestellten Parameter berücksichtigt worden sein, um möglichst genaue Untersuchungen zu ermöglichen. Ziel der Methode ist es, das Potential der solaren Klimatisierung für die untersuchte Situation anhand des solaren Deckungsanteils für die Klimatisierung SD_{Klima} (zur Definition: Gleichung 7.4) zu bewerten. Um die Methode möglichst allgemein und ohne aufwendige Analyseverfahren anwenden zu können, erfolgt die Bewertung ausgehend von den Zeitreihen ausschließlich über statistische und mathematisch analytische Methoden. Es sind keine Hilfsprogramme oder Simulationen nötig. Ein Vorteil dieser Methode besteht darin, daß der Konversionsprozeß von solarer Strahlung hin zur benötigten Klimatisierungsleistung über einen systemspezifischen Umwandlungsfaktor in die Auswertung eingebracht wird. Somit können unterschiedliche solare Klimatisierungssysteme mit dieser Methode bewertet werden; es muß lediglich der entsprechende Umwandlungsfaktor bei der Analyse berücksichtigt werden.

Als Untersuchungsgrundlage dienen die Kühllast des betrachteten Gebäudes und die Einstrahlung am Gebäudestandort. Wichtig für die Analyse ist, daß die Zeitschritte zwischen den einzelnen Datenpunkten der beiden Datenreihen übereinstimmen. Für eine aussagekräftige Bewertung müssen sämtliche Randbedingungen, die zur betrachteten Kühllast geführt haben, bekannt sein.

Abbildung 7.1 zeigt beispielhaft eine Darstellung von horizontaler Einstrahlung und Kühllast für Stundenwerte eines Büroraumes des ILK-Referenzgebäudes [UF95] am Standort Freiburg. Die Kühllast wurde aufgrund der Komfortbedingungen nach DIN 1946 Teil 2 (obere Grenze) mit einer TRNSYS-Simulation ermittelt.

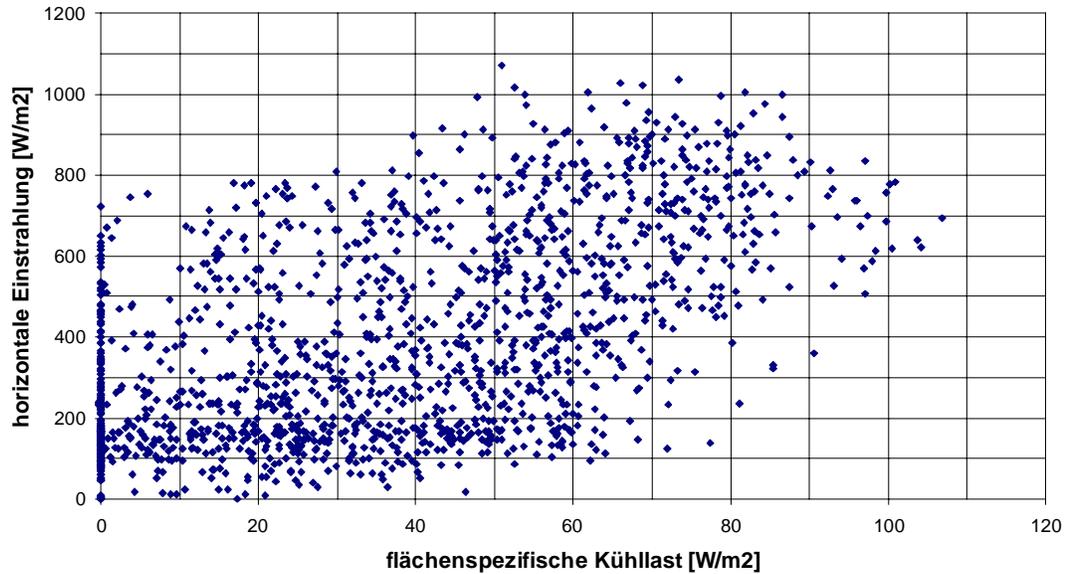


Abbildung 7.1: *Gegenüberstellung von Kühllast und Einstrahlung für ein Musterbüro in Freiburg*

Die Werte, die in diesen beiden Zeitreihen enthalten sind, stellen die vollständige Datenbasis für die Auswertung dar. Deshalb ist es entscheidend, daß sie zuverlässig und unter Berücksichtigung der spezifischen Randbedingungen (Nutzungsprofil, eventuelle passive Maßnahmen zur Kühllastreduzierung, Kollektorausrichtung etc.) ermittelt wurden.

7.1.1 Umwandlung eingestrahelter Energie zu Klimatisierungsleistung

Die entscheidende Größe anhand derer bestimmt wird, ob die solar bereitgestellte Energie zur Klimatisierung ausreicht, ist die Kühllast des Gebäudes $P_{Kühl}^{Gebäude}$. Denn zur Bewertung des Potentials anhand des solaren Deckungsanteils SD wird genau der Beitrag benötigt, den die Solarenergie über das Kühlsystem leistet, um die vorhandene Kühllast abzuführen (vgl. Abschnitt 2.2). Ausgehend von der zeitlichen Bilanz der Kühllast

$$\begin{aligned} \int_{t_0}^t P_{Kühl}(t) dt &= \int_{t_0}^t P_{Klima}^{solar}(t) dt + \int_{t_0}^t P_{Klima}^{aux}(t) dt \\ &= \int_{t_0}^t \left((I_{total}(t) \cdot A_{Kol} \cdot COP_{solar}(t) + \dot{Q}_{aux}(t)) \cdot COP_{Kälte}(t) \cdot \eta_{Klima}(t) \right) dt \quad (7.1) \end{aligned}$$

muß der solare Beitrag an der Klimatisierung bestimmt werden. Auf der rechten Seite von Gleichung 7.1 ist die Antriebswärme - bewertet mit den Effizienzen des Solar- und des

Klimatisierungssystems - bilanziert. Einleitend wurde erwähnt, daß es ein Ziel der Methode ist, den Konversionsprozeß von solarer Einstrahlung zu Klimatisierungsleistung über einen systemspezifischen Umwandlungsfaktor auszudrücken. Aus Gleichung 7.1 wird deutlich, daß sich für diesen als

STC (Solar To Climatization)

bezeichneten Umwandlungsfaktor die folgende Definition anbietet:

$$STC \equiv COP_{solar} \cdot COP_{Kälte} \cdot \eta_{Klima} \quad (7.2)$$

In der Definition und auch schon in Gleichung 7.1 wird die Umwandlung der solar eingestrahlten Energie zu Antriebswärme über den COP_{solar} beschrieben. Hier wird nicht der Kollektorwirkungsgrad η_{Kol} benutzt, da in der Definition „Solarsysteme“ ganz allgemein gefaßt werden sollen, um nicht nur den Kollektor, sondern auch weitere integrierte Komponenten wie Wärmetauscher bilanzieren zu können. Für den Spezialfall, daß $COP_{solar} = \eta_{Kol}$, definiert sich STC viel einfacher:

$$\begin{aligned} STC &\equiv \eta_{Kol} \cdot COP_{Kälte} \cdot \eta_{Klima} \\ &\equiv \frac{Q_{solar}}{Q_{Strahlung}} \cdot \frac{Q_{Kälte}}{Q_{solar}} \cdot \frac{Q_{Klima}}{Q_{Kälte}} \\ &\equiv \frac{Q_{Klima}}{Q_{Strahlung}} \end{aligned} \quad (7.3)$$

In den folgenden Abschnitten wird davon ausgegangen, daß STC für ein ausgewähltes System als konstant betrachtet werden kann.

7.1.2 Potentialbewertung über Solaren Deckungsanteil und spezifischer Kollektorfläche

Zur Bewertung des solaren Potentials für eine Klimatisierungsaufgabe ist, wie schon in Abschnitt 2.2 mit der Definition von SPC und COP_{Klima} beschrieben, der solare Anteil an der Klimatisierungsleistung entscheidend. SPC ist in Gleichung 2.4 über die Kühl- bzw. Klimatisierungslast und die neben der Solarenergie zusätzlich benötigte Hilfsenergie Q_{aux} definiert. Bei der hier vorgestellten Methode liegen über die Datenreihe der solaren Einstrahlung jedoch keine Angaben über Q_{aux} sondern genaue Werte zur Ermittlung der Solarwärme vor, so daß sich der direkt über die Solarenergie bestimmte solare Deckungsanteil SD_{Klima} zur Bewertung besser eignet.

$$SD_{Klima} \equiv \frac{\text{solar gedeckte Last}}{\text{gesamt zu deckende Last}}$$

$$\equiv \frac{\int_{t_0}^t P_{Klima}^{solar}(t) dt}{\int_{t_0}^t P_{Kühl}(t) dt} \quad (7.4)$$

$$\text{wobei : } \begin{aligned} P_{Klima}^{solar}(t) &= I_{total}(t) \cdot A_{Kol} \cdot STC(t) \\ P_{Klima}^{solar}(t) &\leq P_{Kühl}(t) \end{aligned}$$

Für die weiteren Betrachtungen wird die spezifische Kühllast $P_{Kühl, spez}$ eingeführt. Sie gibt die Kühllast des zu klimatisierenden Raumes bezogen auf dessen Fläche wider. Als weiterführende Annahme wird davon ausgegangen, daß zu jedem Zeitpunkt die Kühllast ausschließlich mit Solarenergie erbrachter Klimatisierungsleistung abgeführt werden kann, so daß sich Gleichung 7.1 wie folgt vereinfacht:

$$P_{Kühl, spez} \cdot A_{Raum} = I_{total} \cdot A_{Kol} \cdot STC \quad (7.5)$$

Da in diesem Fall die solare Deckung gleich 1 ist, kann die Gleichheitsforderung aus Gleichung 7.5 auch so umformuliert werden,

daß es zu jeder Kühllast und Strahlungssituation eine Kollektorfläche gibt, mit der genügend Antriebswärme zur vollständigen Kühllastdeckung bereitgestellt werden kann

Eine einfache Umformung ergibt:

$$\begin{aligned} I_{total} &= \frac{A_{Raum}}{A_{Kol}} \cdot \frac{P_{Kühl, spez}}{STC} \\ &= \frac{1}{A_{Kol, spez}} \cdot \frac{P_{Kühl, spez}}{STC} \end{aligned} \quad (7.6)$$

$$\text{mit : } A_{Kol, spez} \equiv \frac{A_{Kol}}{A_{Raum}} \quad (7.7)$$

Diese Gleichung kann als Geradengleichung für die solare Einstrahlung abhängig von der spezifischen Kühllast mit dem Parameter Kollektorfläche betrachtet werden. Das heißt, für unterschiedliche Kollektorflächen ergeben sich bei konstantem STC Geraden mit unterschiedlichen Steigungen. Diese Geraden können in die Punktwolken wie sie aus der Gegenüberstellung der beiden Zeitreihen entstehen (vgl. Abbildung 7.1) eingezeichnet werden und ermöglicht somit eine grafische Bewertung. Die Geraden teilen die Wertepaare der Zeitreihen in zwei Bereiche:

1. Werte oberhalb der Geraden: die zu diesem Punkt gehörende Einstrahlung reicht aus, um die in dieser Zeit anfallende Kühllast bei der gegebenen spezifischen Kollektorfläche zu decken.
2. Werte unterhalb der Geraden: die Einstrahlung reicht nicht aus, um die in dieser Zeit anfallende Kühllast zu decken.

In Tabelle 7.1 ist der so ermittelte solare Deckungsanteil für unterschiedliche spezifische Kollektorflächen für das in Abbildung 7.1 illustrierte Beispiel (Musterbüro in Freiburg) aufgelistet.

$A_{K_{ol, spez}}$	0.1	0.25	0.5	1
SD	0.29	0.64	0.89	0.98

Tabelle 7.1: *Solarer Deckungsanteil für unterschiedliche spezifische Kollektorflächen am Beispiel des Musterbüros in Freiburg*

Abbildung 7.2 zeigt die mit den Geraden der spezifischen Kollektorflächen aus Tabelle 7.1 und den zugehörigen solaren Deckungsanteilen ergänzte Darstellung aus Abbildung 7.1.

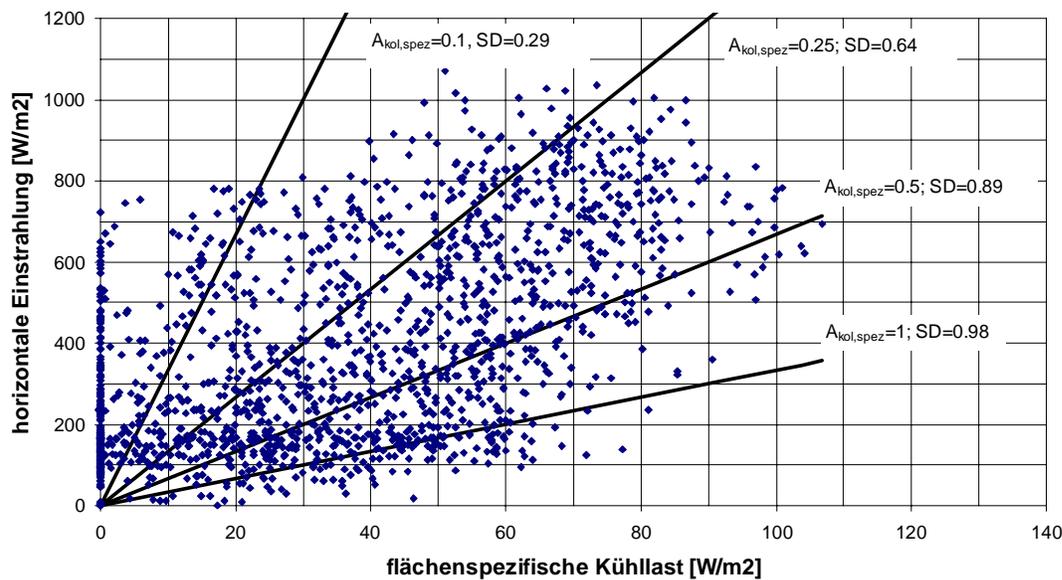


Abbildung 7.2: *Gegenüberstellung von Kühllast und Einstrahlung bewertet mit spezifischer Kollektorfläche und dem solaren Deckungsanteil für ein Musterbüro in Freiburg ($STC=0.3$)*

In Abbildung 7.2 ist zu erkennen, daß für $STC=0.3$ die Kühllast in den meisten Stunden

mit einer spezifischen Kollektorfläche von 1 (entspricht in diesem Beispiel $20.54m^2$ Kollektorfläche) solar gedeckt werden kann. Allerdings können schon mit einer spezifischen Kollektorfläche von nur 0.5 über 80% des Klimatisierungsbedarfes solar gedeckt werden. Weitere Erhöhungen von $A_{Kol, spez}$ verbessern diesen Anteil nur verhältnismäßig wenig.

7.2 Einfluß von Speicher und Klima

In diesem Abschnitt werden exemplarisch am bereits vorher verwendeten Mustergebäude die Einflüsse unterschiedlicher Klimata und die eines integrierten Solarspeichers auf die spezifische Kollektorfläche und den solaren Deckungsanteil untersucht.

7.2.1 Klimaeinfluß

Der Klimawechsel erfolgt ganz einfach durch einen Austausch der untersuchten Zeitreihen. Es werden die Einstrahlung des neuen Standortes und die für das gleiche Gebäude an dem neuen Ort bestimmte Kühllast der Analyse zugrunde gelegt. In den Abbildungen 7.3 bis 7.5 sind die für unterschiedliche spezifische Kollektorflächen mit dem solaren Deckungsanteil bewerteten Diagramme der horizontalen Einstrahlung und der spezifischen Kühllast für die Standorte Kopenhagen, Mailand und Trapani zu sehen.

Aus den Datenpunkten der Abbildungen ist gut zu erkennen, daß mit zunehmender Südlage der Standorte die Kühllast und die Einstrahlung steigen. Tabelle 7.2 bestätigt diese Beobachtung anhand ausgesuchter Mittelwerte.

	Kopenhagen	Freiburg	Mailand	Trapani
$\bar{I}_{total} [W/m^2]$	857	924	1037	1375
$\bar{P}_{Kühl, spez} [W/m^2]$	58	69	95	126
$\bar{T}_{Umg} [°C]$	12.7	15.2	18.1	20.7
$\bar{X}_{Umg} [g/kg]$	7.1	7.5	10.1	11.9

Tabelle 7.2: *Mittelwerte der Kühltage für Umgebungstemperatur und -feuchte sowie für die solare Einstrahlung und die spezifische Kühllast an den Standorten Kopenhagen, Freiburg, Mailand und Trapani*

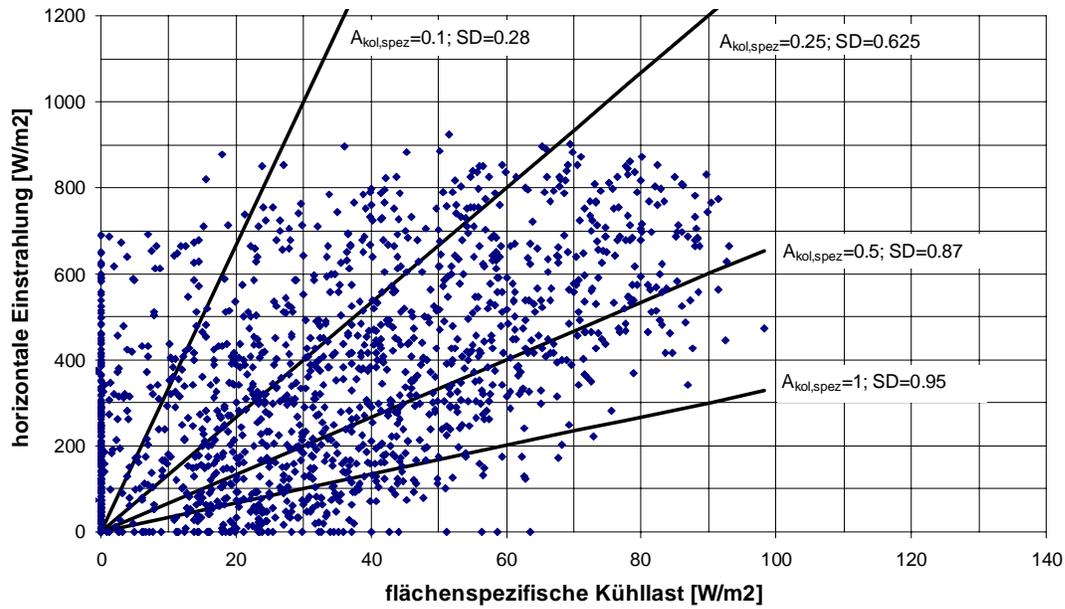


Abbildung 7.3: Gegenüberstellung von Kühllast und Einstrahlung bewertet mit spezifischer Kollektorfläche und solarem Deckungsanteil für ein Musterbüro in Kopenhagen ($STC=0.3$)

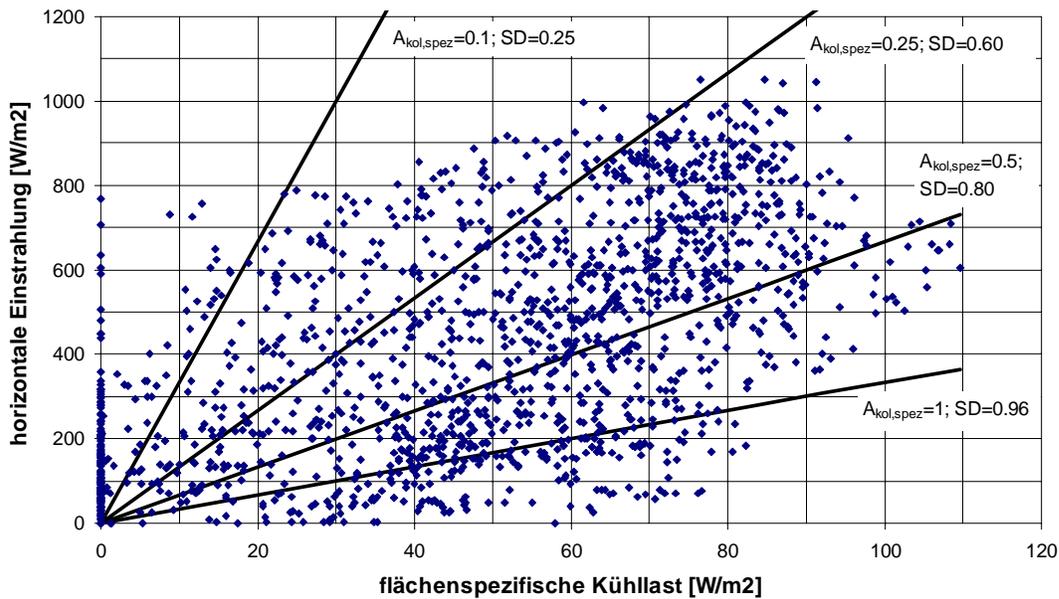


Abbildung 7.4: Gegenüberstellung von Kühllast und Einstrahlung bewertet mit spezifischer Kollektorfläche und solarem Deckungsanteil für ein Musterbüro in Mailand ($STC=0.3$)

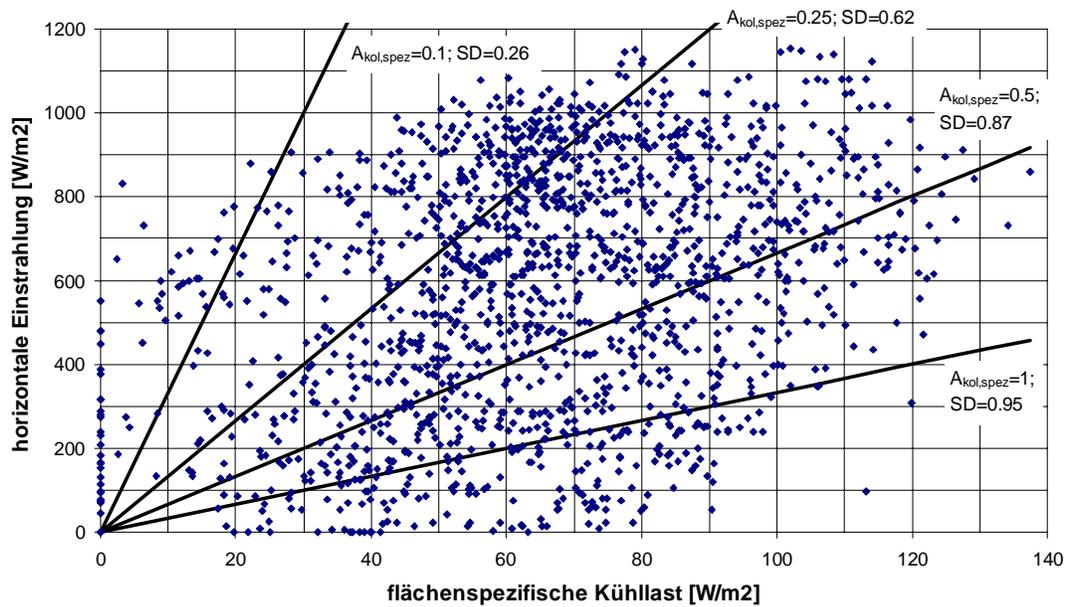


Abbildung 7.5: *Gegenüberstellung von Kühllast und Einstrahlung bewertet mit spezifischer Kollektorfläche und solarem Deckungsanteil für ein Musterbüro in Trapani ($STC=0.3$)*

7.2.2 Speichereinfluß

Der Speicher wird rein energetisch bilanziert. Dazu wird ein energetischer Höchstwert $E_{\text{Speicher,max}}$ festgesetzt, der den vollständig beladenen Speicher repräsentiert. Der momentane Speicherzustand $E_{\text{Speicher}}(t_n)$ ergibt sich dann aus dem aktuellen Beladungszustand $E_{\text{Speicher}}(t_{n-1})$, erweitert um die momentane Differenz zwischen nutzbarer Solarenergie und benötigter Klimatisierungsenergie. Ist diese Differenz positiv, wird der Speicher beladen, im umgekehrten Fall wird Antriebsenergie aus dem Speicher entnommen. Sollte der Beladungszustand über den Höchstwert $E_{\text{Speicher,max}}$ hinaus gehen, so wird er auf $E_{\text{Speicher,max}}$ festgelegt und der Überschuß kann im System nicht genutzt werden.

$$E_{\text{Speicher}}(t_n) = \begin{cases} 0 & : f(t_n) < 0 \\ f(t_n) & : 0 \leq f(t_n) \leq E_{\text{Speicher,max}} \\ E_{\text{Speicher,max}} & : f(t_n) \geq E_{\text{Speicher,max}} \end{cases} \quad (7.8)$$

$$\text{mit: } f(t_n) = E_{\text{Speicher}}(t_{n-1}) + P_{\text{Klima}}^{\text{solar}}(t_n) \Leftrightarrow P_{\text{Kühl}}(t_n) \quad (7.9)$$

In Abbildung 7.6 ist der solare Deckungsanteil für die vier betrachteten Standorte variiert über die spezifische Kollektorfläche für unterschiedliche Maximalbeladungen des integrierten Speichers nach Gleichung 7.8 wiedergegeben. Der jeweilige Beladungshöchstwert $E_{\text{Speicher,max}}$ ist über das Speicherintervall ausgedrückt. Bei einem Speicherintervall von 2 Stunden bestimmt sich $E_{\text{Speicher,max}}$ aus der maximalen Differenz der Speicherbeladung innerhalb zweier aufeinander folgender Stunden der betrachteten Kühlsaison.

$$E_{\text{Speicher,max}} = \text{Max} \left(\sum_{i=n}^{n+z} P_{\text{Klima}}^{\text{solar}}(t_i) \Leftrightarrow P_{\text{Kühl}}(t_i) \right) \quad (7.10)$$

für alle $n \leq$ Anzahl aller Datenpunkte -z

mit $z =$ Speicherintervall.

Eine deutliche Verbesserung des solaren Deckungsanteiles aufgrund einer Erhöhung der Speicherkapazität ist an allen Standorten für die Erhöhung von einer Stunde auf zwei Stunden Speicherkapazität zu beobachten. Eine weitere Kapazitätserhöhung bewirkt nur noch eine marginale Verbesserung des solaren Deckungsanteiles. Diese Feststellung kann für das zugrunde gelegte Musterbüro und die betrachteten spezifischen Kollektorflächen $A_{\text{Kol,spez}} \geq 0.1$ als Bestätigung für eine gute zeitliche Kohärenz zwischen solarer Einstrahlung und Kühllast im Zeitintervall von zwei Stunden gewertet werden.

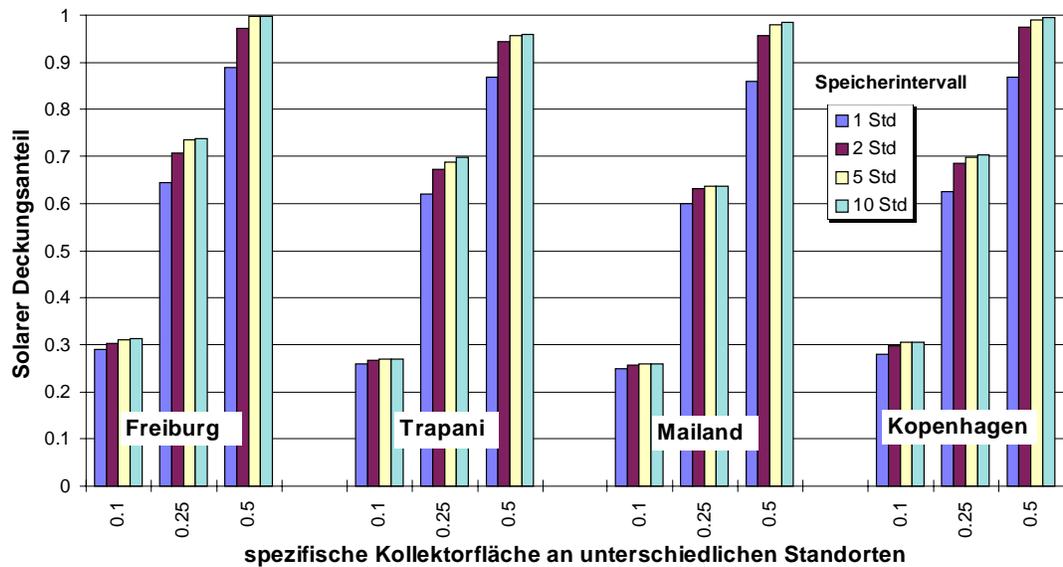


Abbildung 7.6: *Solarer Deckungsanteil in Abhängigkeit der Speichergröße für unterschiedliche spezifische Kollektorflächen an den Standorten Copenhagen, Freiburg, Mailand und Trapani*

Abbildung 7.6 bietet neben der Darstellung des Speichereinflusses auch eine kompakte Zusammenfassung aller Ergebnisse dieses Kapitels. So ist gut zu erkennen, daß der solare Deckungsanteil für alle Standorte ähnliche Werte für die durchgeführten Parametervariationen annimmt, was auf die gleichartigen Veränderungen der Kühllast und der solaren Einstrahlung (vgl. Tabelle 7.2) zurückzuführen ist. Der Einfluß der spezifischen Kollektorfläche auf SD ist ebenfalls deutlich abzulesen. Mit der Erhöhung von $A_{Kol,spez}$ von 0.1 auf 0.25 wird die größte Verbesserung erreicht. Ein solarer Deckungsanteil von über 80% wird an allen Standorten erst ab $A_{Kol,spez} = 0.5$ erzielt.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

8.1 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden unterschiedliche Aspekte untersucht, die mit der Fragestellung der solaren Klimatisierung verbunden sind. Dabei wurde, basierend auf Simulationsrechnungen und experimenteller Vermessung einer Pilotanlage, detailliert auf die Problematik der geeigneten Betriebsführung für ein aus Solar- und Klimatisierungsanlage kombiniertes Gesamtsystem eingegangen.

Die Auswahl der betrachteten Klimatisierungssysteme wurde auf thermisch getriebene beschränkt. Die vom System abzuführende Kühllast wird anhand der Behaglichkeitskriterien nach DIN1946 [fN94b] bestimmt. Vor allem die damit verbundene Kontrolle der Raumluftfeuchte stellt besondere Anforderungen an die betrachteten Klimatisierungssysteme. Ausführlich untersucht wurde ein „Sorptionsgestütztes Klimatisierungssystem“ (SGK-System), da es sich gegenüber den anderen thermisch angetriebenen Sorptionssystemen für die Kälteerzeugung durch niedrige Antriebstemperaturen im Bereich von 45°C bis 90°C und die Eigenschaft auszeichnet, die Nutzluft in einem offenen Kälteprozeß sowohl zu kühlen als auch zu entfeuchten. Das niedrige Temperaturniveau der Antriebswärme ermöglicht für SGK-Systeme den Einsatz von herkömmlichen Flachkollektoren, wodurch der technische Aufwand begrenzt wird. Bei den geschlossenen Kältesystemen ist durch Vakuumtechnik und die Trennung von Kühlung und Entfeuchtung auf der Klimatisierungsseite sowie durch die höheren benötigten Antriebstemperaturen (80°C und mehr) auf der Solarseite ein deutlich größerer technischer Aufwand nötig.

Die Leistung des solaren SGK-Systems wurde anhand eines Klimatisierungs-COP's $COP_{\text{klima,SGK}}$, der im Gegensatz zur Leistungszahl einer Kältemaschine nicht über Temperaturniveaus, sondern über Enthalpiedifferenzen definiert ist, bewertet. Zur Beurteilung des Nutzens der Solarenergie für die erzielte Klimatisierungsleistung wurde der solare Deckungsanteil SD verwendet. Im Gegensatz zu Heizprozessen stellt die solare Wärme bei Kühlprozessen nicht den direkten Nutzen, sondern die Antriebsenergie für einen thermodynamischen Prozeß dar, weshalb SD bei Kühl- und Klimatisierungsprozessen über das Verhältnis der

Klimatisierungsleistung, die allein mit solarem Antrieb geleistet wird, zur gesamten bereitgestellten Klimatisierungsleistung berechnet wird.

Zur Ermittlung der geeigneten Betriebsführung der Gesamtanlage und zur Auslegung des Solarsystems wurden Simulationsrechnungen mit TRNSYS [UoW97] durchgeführt. In diesem Zusammenhang ist ein stationäres Modell des Entfeuchtungsrotors, der die zentrale Komponente eines SGK-Systems darstellt, und ein Modell für das gesamte SGK-System entwickelt worden. Der Sorptionsprozeß im Entfeuchtungsrotor wird durch Zustandsänderungen der eintretenden Luft entlang eines Sorptionspfades im h-x-Diagramm für feuchte Luft abgebildet. Durch den Vergleich des an einem solchen Rotor gemessenen und dem basierend auf Materialdaten berechneten Sorptionsverhalten, zeigte sich, daß der Verlauf des Sorptionspfades und damit die Entfeuchtungsleistung des Rotors weniger durch die Eigenschaften des verwendeten Sorptionsmaterials als durch andere Radeigenschaften und Randbedingungen wie Wärmekapazität und Leckagen beeinflusst wird, so daß sich abweichend vom idealen ein *realer* Sorptionspfad für die Modellierung der Luftzustandsänderungen am Sorptionsrotor ergibt.

Da das SGK-System eine Kombination aus passiven (kein thermischer Antrieb erforderlich) und aktiven (Antriebswärme nötig) Kühleffekten darstellt, wurde die Regelung der SGK-Anlage auf die Leistungsfähigkeit der sich ergebenden passiven und aktiven Kühlstufen ausgerichtet, unter der Randbedingung, den Primärenergiebedarf des Systems zu minimieren und gleichzeitig die zur Verfügung stehende Solarenergie optimal zu nutzen. Die von der SGK-Anlage erbrachte Klimatisierungsleistung ist durch die aus dem thermisch angetriebenen Kühlprozeß erzeugte Kälte und den durch die Ventilatorleistung resultierenden Volumenstrom konditionierter Zuluft bestimmt. Die Regelung zur Minimierung des Primärenergiebedarfes wurde deshalb so gewählt, daß der Luftvolumenstrom und damit der elektrische Energiebedarf der Ventilatoren auf den minimal notwendigen und aus hygienischen Gesichtspunkten zulässigen Wert geregelt, dafür aber der thermische Antrieb zur Bereitstellung der Klimatisierungsleistung durch mehr erzeugte Kälte erhöht wurde. Der sich aus dieser Regelung ergebende höhere Wärmebedarf setzt unter der Voraussetzung, daß die nutzbare Solarenergie nicht als primärenergetischer Aufwand bewertet wird, eine optimale Nutzung des solaren Anteils voraus. Ansonsten könnte der sinkende elektrische Energiebedarf durch den angestiegenen Wärmebedarf ersetzt werden, so daß der Gesamtprimärenergiebedarf nicht verringert würde.

Über Simulationsrechnungen wurden am Beispiel einer Pilotanlage in Riesa unterschiedliche Größen des Solarsystems variiert, um dieses so auszulegen, daß eine Minimierung des Primärenergiebedarfes für den Betrieb des SGK-Systems bei optimaler Ausnutzung der Solarenergie gegeben ist. Es stellte sich heraus, daß die Integration eines Pufferspeichers sinnvoll ist und daß dieser auf eine möglichst niedrige Temperatur (65°C) im Bereitschaftsteil nachgeheizt werden sollte. Da die nichtsolar bereitgestellte Hilfswärme zur Aufrechterhaltung der geforderten Klimatisierungsleistung - bei gleichzeitiger Reduzierung des Primärenergiebedarfes für die Ventilatoren - in Abhängigkeit der Temperatur im Bereitschaftsteil des Speichers überproportional ansteigt, ist eine niedrige Temperatur zur Minimierung des Gesamtprimärenergiebedarfes notwendig.

Die Simulationsergebnisse wurden in Form eines Betriebsführungsprogrammes auf die Pilotanlage in Riesa übertragen und dort anhand des real vermessenen Betriebes überprüft. Die Anlage konnte störungsfrei nach dem Regelungskonzept mit einem hohen Nutzungsanteil der bereitgestellten Solarenergie betrieben werden. Für den bilanzierten Betrieb wurde ein solarer Deckungsanteil¹ von 78% und ein Kollektornutzungsgrad² von 57% gemessen. Die Aufteilung des ermittelten Primärenergiebedarfes zeigte jedoch, daß der realisierte Betrieb nicht optimiert stattgefunden hat. Mit einem Anteil von 50% am Gesamtprimärenergiebedarf war der elektrische Anteil gegenüber 30% aus den Simulationsergebnissen deutlich zu hoch. Dieser hohe Anteil ist ein Ergebnis der Volumenstromregelung, die im thermisch aktiven Betrieb den Luftwechsel zu über 40% auf den doppelten Wert ($6/h$) des minimal erlaubten Luftwechsels ($3/h$) einstellte.

Da die vom SGK-System erbrachte Klimatisierungsleistung sowohl durch den Luftvolumenstrom als auch durch die über den thermisch angetriebenen Kühlprozeß erzeugte Kälte bestimmt wird, bedeutet der hohe gemessene Luftwechsel, daß die erzeugte Kälte nicht ausreichte, um die Kühllast abzuführen. Der mit 0.45 sehr niedrige Wert des Kälte-COP's für den gesamten vermessenen Betrieb bestätigt diese Beobachtung. Die Ursache für die niedrige gemessene Kälteleistung ist in der geringen Entfeuchtungsleistung am Sorptionsrotor begründet, denn dadurch wird das Verdunstungskältepotential der Zuluft gemindert. Die über den Betrieb gemessene Entfeuchtungseffizienz, die über das Verhältnis zwischen tatsächlicher und maximal möglicher aus der Luft an den Entfeuchter abgegebener Wassermenge definiert ist, betrug nur 50%. Sie wurde damit gegenüber dem im Testbetrieb als Referenz ermittelten Wert von 85% fast halbiert. Erklärungen für diesen Einbruch sind beim Entfeuchtungsrotor selbst und bei dem schlechten Wärmeübertrag der Antriebswärme in das SGK-System zu finden. Durch Undichtigkeiten am Entfeuchtungsrotor fand eine Vermischung von Zuluft mit Regenerationsluft statt, was die Entfeuchtungsleistung mindert. Durch den schlechten Wärmeübertrag der Antriebswärme am Regenerationswärmetauscher wurde im Mittel eine Regenerationstemperatur von $50^{\circ}C$ realisiert, die für einen effizienten Entfeuchtungsbetrieb zu niedrig war.

Ausgehend von der Fragestellung, in wie weit solare Einstrahlung und benötigte Klimatisierungsleistung bei einem solar betriebenen Klimatisierungssystem zeitlich zusammentreffen, wurde eine Methode entwickelt, die ausgehend von einer Zeitreihe der abzuführenden Kühllast und einer Zeitreihe der zur Verfügung stehenden Solarstrahlung, eine Grobauslegung unterschiedlicher solar betriebener Klimatisierungssysteme ermöglicht. Über den neu eingeführten Umwandlungsfaktor *STC* (Solar to Climatization) kann systemspezifisch die Umwandlung von Solarstrahlung in Klimatisierungsleistung abgeschätzt werden. In Abhängigkeit der Größe eines möglichen Kollektorfeldes wird das über *STC* ausgewählte System anhand des solaren Deckungsanteiles auf seine Eignung als solar betriebenes Klimatisierungssystem bewertet. Durch die Möglichkeit, Speichereffekte über einen idealen verlustfreien Speicher zu berücksichtigen, kann mit dieser Methode auch die Frage nach der zeitlichen Überein-

¹Der solare Deckungsanteil ist als das Verhältnis der Klimatisierungsleistung, die über ausschließlich solar bereitgestellte Wärme erzielt wurde, zur gesamten erbrachten Klimatisierungsleistung definiert.

²Der Kollektornutzungsgrad ist definiert als das Verhältnis zwischen der vom Kollektor abgegebenen Wärmeleistung zur gleichzeitig auf den Kollektor eintreffenden solaren Strahlung.

stimmung zwischen Kühllast und solarem Strahlungsangebot untersucht werden. Weiterhin eignet sich diese Methode für Planer, eine erste Abschätzung über Größe und Effektivität einer möglichen solaren Klimatisierungsanlage zu erhalten.

8.2 Ausblick

Sowohl die Messungen als auch allgemeine Überlegungen lassen eine Trennung von Entfeuchtung und Kühlung im Klimatisierungsprozeß durch zwei unterschiedliche Systeme als sinnvoll erscheinen. So könnten zur Effizienzsteigerung beider Einzelsysteme ein thermisch regenerierbarer Entfeuchtungsrotor zur Entfeuchtung und eine gewöhnliche Kompressionskältemaschine zur Kühlung der Raumluft kombiniert werden. Der Entfeuchtungsrotor muß dann lediglich auf die geforderte Raumluftfeuchte entfeuchten. Die Leistung der integrierten Kompressionskältemaschine reduziert sich ebenfalls, da nicht mehr über Kälte mittels Taupunktunterschreitung entfeuchtet wird.

Nicht nur am Klimatisierungssystem sind Varianten möglich, sondern auch im Solar-system. Hier bietet sich die Integration von Solarluftkollektoren als Alternative an, insbesondere in einem SGK-System, da es sich hierbei um ein rein luftgeführtes System handelt. In [Hin98] wurde die Einsatzmöglichkeit von Solarluftkollektoren in SGK-Systeme über eine umfangreiche Parameterstudie untersucht, die zeigt, daß ein mit Solarluftkollektoren ohne Pufferspeicher betriebenes SGK-System vergleichbare Klimatisierungsleistungen wie ein SGK-System mit flüssiggekühlten Kollektoren und integriertem Pufferspeicher erzielt. Gegenüber den solaren SGK-Systemen mit flüssig gekühlten Kollektoren zeichnen sich diese Systeme vor allem durch einen geringeren apparativen Aufwand und der verlustfreieren Wärmeeinbindung aus, da auf den Regenerationswärmetauscher verzichtet werden kann. Gerade aufgrund der Meßergebnisse an der Pilotanlage in Riesa verspricht dieser Aspekt eine verbesserte Entfeuchtungsleistung.

Für beide Systemvorschläge gilt jedoch, daß über ihre Leistungsfähigkeit und ihr Potential erst aufgrund von vermessenen Anlagen geurteilt werden kann.

Die installierte Leistung eines solaren Klimatisierungssystems wird durch die Komfortanforderungen seitens der Nutzer vorgegeben. Hier bieten sich in Absprache mit dem Nutzer große Möglichkeiten, Investitionskosten einzusparen und Effizienzsteigerungen zu erzielen. Gibt es die Bereitschaft einige wenige Extremzustände nicht streng nach den vorgeschriebenen Behaglichkeitskriterien zu klimatisieren, sondern sich mit einer geringeren Klimatisierungsleistung zufrieden zu stellen, so kann das System kleiner dimensioniert und damit effektiver betrieben werden.

Symbole und Abkürzungen

Physikalische Größen

Symbol	Einheit	Erläuterung
A	$[A] = m^2$	Fläche
B	$[B] = J$	Anergie
c_p	$[c_p] = \frac{J}{K \cdot kg}$	spezifische Wärmekapazität
C	$[C] = \frac{J}{K \cdot s}$	Kapazitätsstrom
E	$[E] = J$	Exergie
h	$[h] = \frac{J}{kg}$	spezifische Enthalpie
H	$[H] = J$	Enthalpie
I	$[I] = \frac{W}{m^2}$	Strahlung
m	$[m] = kg$	Masse
P	$[P] = \frac{J}{s} = W$	(Kälte-, Kühl- und Klimatisierungs-) Leistung, Last
P	$[P] = Pa = \frac{N}{m^2}$	Druck
PE	$[PE] = \frac{J}{s} = W$	primärenergetisch bewertete Leistung
Q	$[Q] = J$	thermische Energie (Wärme, Kälte)
\dot{Q}	$[\dot{Q}] = \frac{J}{s} = W$	thermische (Wärme-) Leistung
r	$[r] = \frac{J}{kg}$	spezifische Verdampfungs-, Kondensationsenthalpie
R	$[R] = \frac{J}{K \cdot mol}$	Gaskonstante
rF, φ	$[rF, \varphi] = \% \text{ oder } \Leftrightarrow$	relative Feuchte
s	$[s] = \frac{J}{kg \cdot K}$	spezifische Entropie
S	$[S] = \frac{J}{K}$	Entropie
T	$[T] = ^\circ C$	Temperatur in Grad Celsius
v	$[v] = \frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
V	$[V] = m^3$	Volumen
W	$[W] = J$	Arbeit (elektrische, mechanische)
x	$[x] = \frac{kg}{kg}$	absolute Feuchte (Beladung), kg Wasser pro kg trockene Luft
ρ	$[\rho] = \frac{kg}{m^3}$	Dichte
ϑ	$[\vartheta] = K$	Temperatur in Kelvin

Indizes

Symbol	Erläuterung
0	bezogen auf Umgebungsdruck
1, 2, 3, ...	bezieht sich auf Zustandsnummer in dazugehöriger Zeichnung
<i>ab</i>	Abluft
<i>Atm</i>	Atmosphäre
<i>aux</i>	auxilliary (Hilfs-, Zusatz-)
<i>cold</i>	kalt(e) Seite
<i>d</i>	differentiell
<i>elektr</i>	elektrisch
<i>fort</i>	Fortluft
<i>gm</i>	gleitendes Mittel
<i>Heiz</i>	Heizung
<i>hot</i>	warm(e) Seite
<i>i</i>	innere, interne
<i>in</i>	Eintritt
<i>Kanal</i>	(Luft-)Kanal
<i>Klima</i>	Klimatisierung
<i>Kol</i>	Solarkollektor
<i>Kolfluid</i>	Kollektorfluid
<i>kontroll</i>	Kontrollwert
<i>Kühl</i>	Kühlung
<i>L</i>	Luft
<i>Last</i>	Last (Kühl- oder Heizlast)
<i>lat</i>	latent
<i>max</i>	Maximum, maximal
<i>min</i>	Minimum, minimal
<i>nutz</i>	Nutzen, Nutzungs-
<i>op</i>	operativ
<i>out</i>	Austritt
<i>primär</i>	primärenergetisch
<i>Q</i>	Wärme
<i>rad</i>	radiation (Strahlung)
<i>real</i>	real, tatsächlich
<i>reg</i>	Regenerationsluft
<i>reg, in</i>	Eintrittswert am Regenerationsluftherhitzer
<i>reg, out</i>	Austrittswert am Regenerationsluftherhitzer
<i>satt</i>	Sättigung, gesättigt
<i>sens</i>	sensibel
<i>soll</i>	Sollwert
<i>sorp</i>	Sorption
<i>spez</i>	spezifisch
<i>Strahlung</i>	Strahlung (solare Einstrahlung)

<i>therm</i>	thermisch (wärme)
<i>total</i>	total, gesamt
<i>trans</i>	Transmission
<i>Umg</i>	Umgebung
<i>V</i>	Verlust
<i>vent</i>	Ventilator
<i>W</i>	Wasser
<i>WRG</i>	Wärmerückgewinnung
<i>zu</i>	Zuluft

Kennzahlen

Symbol	Erläuterung
<i>COP</i>	Coefficient of Performance
<i>FNP</i>	Fraction of Non-Purchased Energy (Seite 24)
<i>SD</i> oder <i>SF</i>	solarer Deckungsanteil bzw. solar fraction (Seite 25)
<i>SPC</i>	Solar Performance coefficient (Seite 24)
<i>STC</i>	Umwandlungsfaktor von solarer Einstrahlung zu Klimatisierungsleistung (Seite 126)
η	Wirkungsgrad
ζ	exergetischer Wirkungsgrad

Akzente

Symbol	Erläuterung
x^*	Gleichgewichts- (idealer) Zustand
\bar{Y}	Mittelung, Durchschnittswert von Y
\dot{Y}	zeitliche Veränderung der Größe Y: $\frac{d}{dt}Y$
ϑ'	Carnot-Temperatur

Anhang A

Genauigkeit der Meßwerte

A.1 Bestimmung der absoluten Feuchte

Absolute Luftfeuchte x und relative Luftfeuchte φ können über das Gesetz von Dalton ineinander umgerechnet werden. Dieses Gesetz besagt, daß die Masse des in der Luft befindlichen Wasserdampfes m_W über dessen Partialdruck P_W , dem Volumen V , der Gaskonstante von Wasser R_W sowie der Temperatur des Dampfes durch die folgende Gleichung bestimmt ist:

$$m_W = \frac{P_W \cdot V}{R_W \cdot T} . \quad (\text{A.1})$$

Über Gleichung A.1 kann das Massenverhältnis x in ein Verhältnis der Partialdrücke von Wasser und Luft umgeschrieben werden:

$$x = \frac{m_W}{m_L} \quad (\text{A.2})$$

$$\begin{aligned} &= \frac{R_L \cdot P_W}{R_W \cdot P_L} = \frac{R_L \cdot P_W}{R_W \cdot (P_{Atm} \Leftrightarrow P_W)} \\ &= \frac{R_L}{R_W \cdot \left(\frac{P_{Atm}}{P_W} \Leftrightarrow 1\right)} . \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

Mit der Definition der relativen Feuchte durch das Verhältnis von Wasserdampfpartialdruck und Sättigungsdruck P_{satt}

$$\varphi \equiv \frac{P_W}{P_{satt}(T)} \quad (\text{A.4})$$

kann P_W in Gleichung A.3 durch die relative Feuchte substituiert werden:

$$x = \frac{R_L}{R_W \cdot \left(\frac{P_{Atm}}{\varphi \cdot P_{satt}(T)} \Leftrightarrow 1 \right)}. \quad (\text{A.5})$$

Neben der Temperatur wird zur Berechnung von x aus φ über Gleichung A.5 der Sättigungsdruck $P_{satt}(T)$ bei der gegebenen Temperatur benötigt. $P_{satt}(T)$ wird nach [Ins89] über

$$P_{satt}(T) = \varphi \cdot \exp \left(a_0 + a_1 \cdot \frac{T}{T + a_2} \right) \quad (\text{A.6})$$

mit den Werten [Ins89] (A.7)

$$a_0 = 1.8145$$

$$a_1 = 17.502$$

$$a_2 = 240.9$$

berechnet.

A.2 Temperaturmessung über PT-100

Für die PT-100 gilt ein Zusammenhang zweiter Ordnung zwischen elektrischem Widerstand R und gemessener Temperatur:

$$R(T) = b_2 \cdot T^2 + b_1 \cdot T + b_0 \quad (\text{A.8})$$

mit den DIN-Werten [fN94a] (A.9)

$$b_0 = 100$$

$$b_1 = 3.90802 \cdot 10^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$b_2 = \Leftrightarrow 5.802 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-2}$$

A.3 Kalibrierung der Feuchte- und Temperatursensoren

Um die Meßgenauigkeit der Temperatur- und Feuchtesensoren zu erhöhen, wurden alle eingesetzten Sensoren kalibriert. Der Kalibriervorgang bedeutet für beide Fühlertypen, daß die freien Parameter in den jeweiligen Umrechnungsprozeduren (Gleichungen A.5 bis A.8)

vom Meßsignal (elektrische Spannung) zum Meßwert (Temperatur bzw. relative Feuchte) so angepaßt werden, daß über den gesamten vermessenen Bereich die größtmögliche Übereinstimmung zwischen Referenz und Sensor besteht. Die Anpassung der Parameter wurde mit dem Programm *fudgit* [Lac94] durchgeführt. Bei den Temperatursensoren sind die Meßwerte gegenüber denen eines Präzisionsthermometers kalibriert worden. Aus den gemessenen Temperaturen und den Normwerten für b_0, b_1, b_2 wurden die Widerstände der einzelnen Temperaturfühler berechnet. Anschließend wurden mit diesen Widerstandswerten und der Referenztemperatur die Parameter b_0, b_1, b_2 so variiert, daß sich aus den ermittelten Widerständen über Gleichung A.8 die Referenztemperatur ergibt.

Die Feuchtesensoren wurden in einem Klimaschrank bei kontrollierter Temperatur und Feuchte gegenüber den Referenzwerten eines Taupunktspiegels kalibriert. Aufgrund von Gleichung A.4 reicht es aus, den Dampfdruck, der sich aus der mit den Fühlern gemessenen relativen Feuchte gemäß Gleichung A.6 ergibt, dem Dampfdruck der dazugehörigen Taupunkttemperatur (gemessen über den Taupunktspiegel) anzupassen. Dieser Referenzdampfdruck berechnet sich aus der am Taupunktspiegel gemessenen Taupunkttemperatur ebenfalls aus Gleichung A.6 für $\varphi = 1$ mit den von [Ins89] angegebenen Werten für a_0, a_1, a_2 . Für die Feuchtesensoren werden diese Parameter über das Programm *fudgit* so angepaßt, daß der Referenzwert möglichst exakt widergegeben wird. Abbildung A.1 und A.2 verdeutlichen die erzielte Genauigkeitsverbesserung.

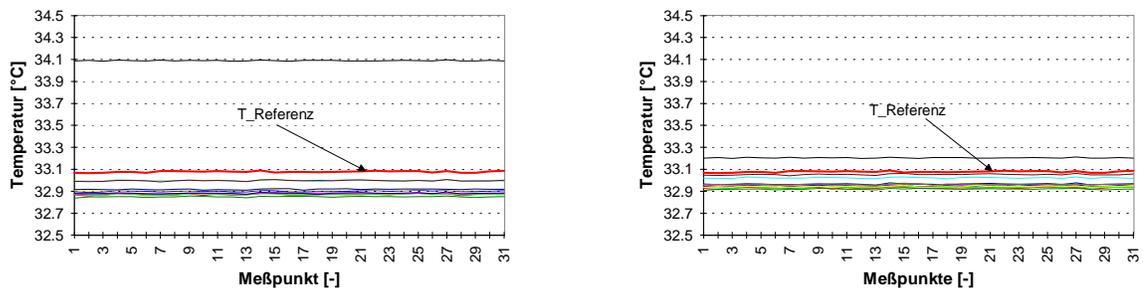


Abbildung A.1: *Genauigkeit der Temperatursensoren vor (linke Grafik) und nach der Kalibrierung (rechte Grafik) am Beispiel einer Temperaturstufe*

Aus den Abbildungen ist zu erkennen, daß die Temperaturfühler vom dem Referenzwert um nicht mehr als 0.2 Kelvin abweichen. Der Fehler bei der absoluten Feuchte reduziert sich durch die Kalibrierung auf $\pm 1g/kg$, außer bei hohen absoluten Feuchten von $20g/kg$ und mehr. Bei diesen hohen Werten beträgt der Fehler bis zu $5g/kg$ (vgl. Abbildung A.2).

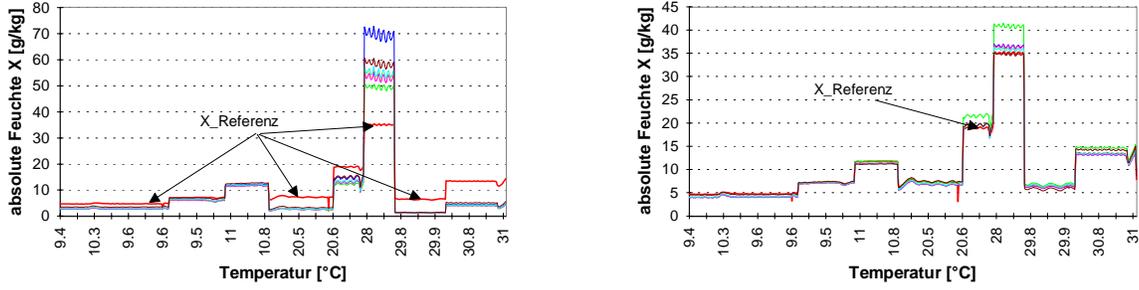


Abbildung A.2: *Genauigkeit der Feuchtesensoren vor (linke Grafik) und nach der Kalibrierung (rechte Grafik)*

A.4 Ventilator

Die Messung des Luftvolumenstromes im Zu- und Abluftkanal erfolgt über die Bestimmung der Differenz des statischen Druckes zwischen Luftkanal und einer Ringleitung an der Ventilatoröffnung.

Da die Luftströmung im Zu- und Abluftkanal auf jeweils gleicher Höhe verläuft, ergibt sich aus der Bernoulli-Gleichung für die Druckdifferenz ΔP der folgende Ausdruck:

$$\Delta P = \frac{\rho_L}{2} \cdot \left(v_{vent}^2 \Leftrightarrow v_{Kanal}^2 \right) \quad (\text{A.10})$$

Über die Kontinuitätsgleichung

$$A_{Kanal} \cdot v_{Kanal} = A_{vent} \cdot v_{vent} \quad (\text{A.11})$$

mit: A_{Kanal} : Kanalquerschnittsfläche
 A_{vent} : Querschnittsfläche der Ventilatoröffnung

kann die Strömungsgeschwindigkeit am Ventilator durch v_{Kanal} ersetzt werden, so daß ΔP und v_{Kanal} über Gleichung A.13 eindeutig bestimmt sind. Der entsprechende Luftvolumenstrom \dot{V}_L ergibt sich dann aus Gleichung A.14.

$$\Delta P = \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Kanal}^2 \cdot \left(\left(\frac{A_{Kanal}}{A_{vent}} \right)^2 \Leftrightarrow 1 \right) \quad (\text{A.12})$$

$$\Leftrightarrow v_{Kanal} = \sqrt{\frac{\Delta P}{\frac{\rho_L}{2} \cdot \left(\left(\frac{A_{Kanal}}{A_{vent}} \right)^2 \Leftrightarrow 1 \right)}} \quad (\text{A.13})$$

$$\Leftrightarrow \dot{V}_L = \sqrt{\frac{\Delta P}{\frac{\rho_L}{2} \cdot \left(\frac{1}{A_{vent}^2} \Leftrightarrow \frac{1}{A_{Kanal}^2} \right)}} \quad (\text{A.14})$$

Gleichung A.14 gilt unter idealen Bedingungen (reibungsfreie Strömung), die im realen Betrieb nicht gegeben sind. Deshalb wird Gleichung A.14 durch die vom Ventilatorhersteller bestimmte Kennlinie dieses Gerätes an die realen Verhältnisse angeglichen. Bei den in der Pilotanlage eingesetzten Ventilatoren ergibt sich dann für den Volumenstrom \dot{V} :

$$\dot{V} = \sqrt[1.959]{\frac{\Delta P}{9.2648 \cdot 10^{-5}}} \quad (\text{A.15})$$

$$\Leftrightarrow \dot{V} = \exp\left(\frac{1}{1.959} \cdot \ln\left(\frac{\Delta P}{9.2648 \cdot 10^{-5}}\right)\right) \quad (\text{A.16})$$

Für den Drucksensor wird ein maximaler Fehler von 0.2% bezogen auf das Meßintervall angegeben. Bei den eingesetzten Sensoren mit ihrem Meßintervall von 0 bis 2000 Pa führt der angegebene Fehler zu einer maximalen Abweichung von 4 Pa. Diese wiederum bedeutet einen maximalen Fehler für den Luftvolumenstrom von 232.34 m^3/h .

Anhang B

Pläne und Produktdaten

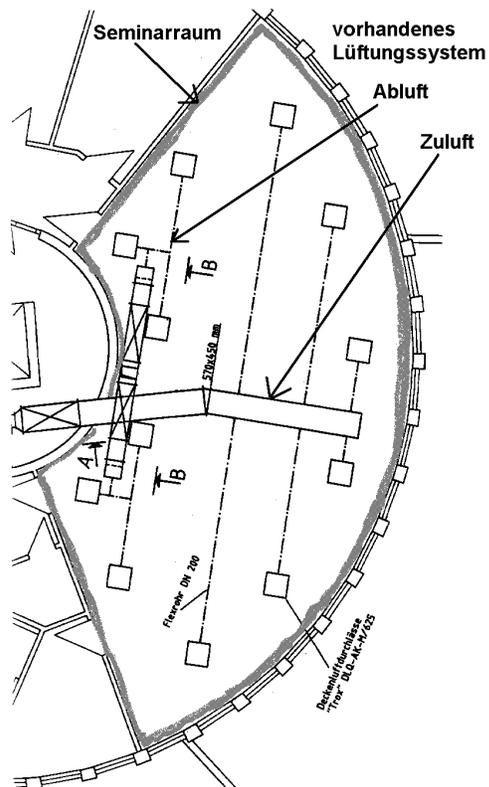


Abbildung B.1: *Skizze des Grundrisses des Seminarraumes und der vorhandenen Lüftungsanlage*

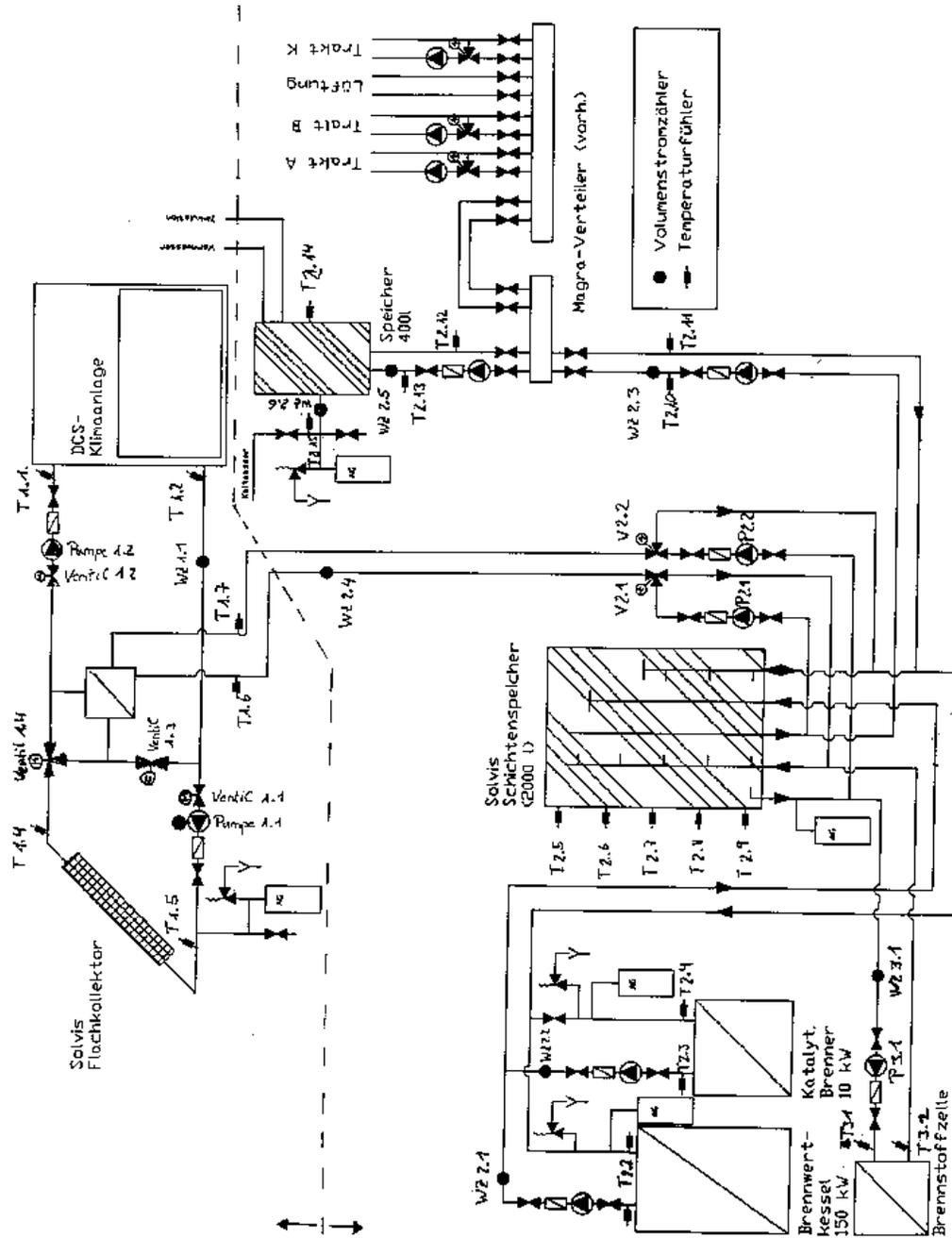


Abbildung B.2: Skizze des kompletten Heizungs- und Klimatisierungssystems am TGZ-Riesa

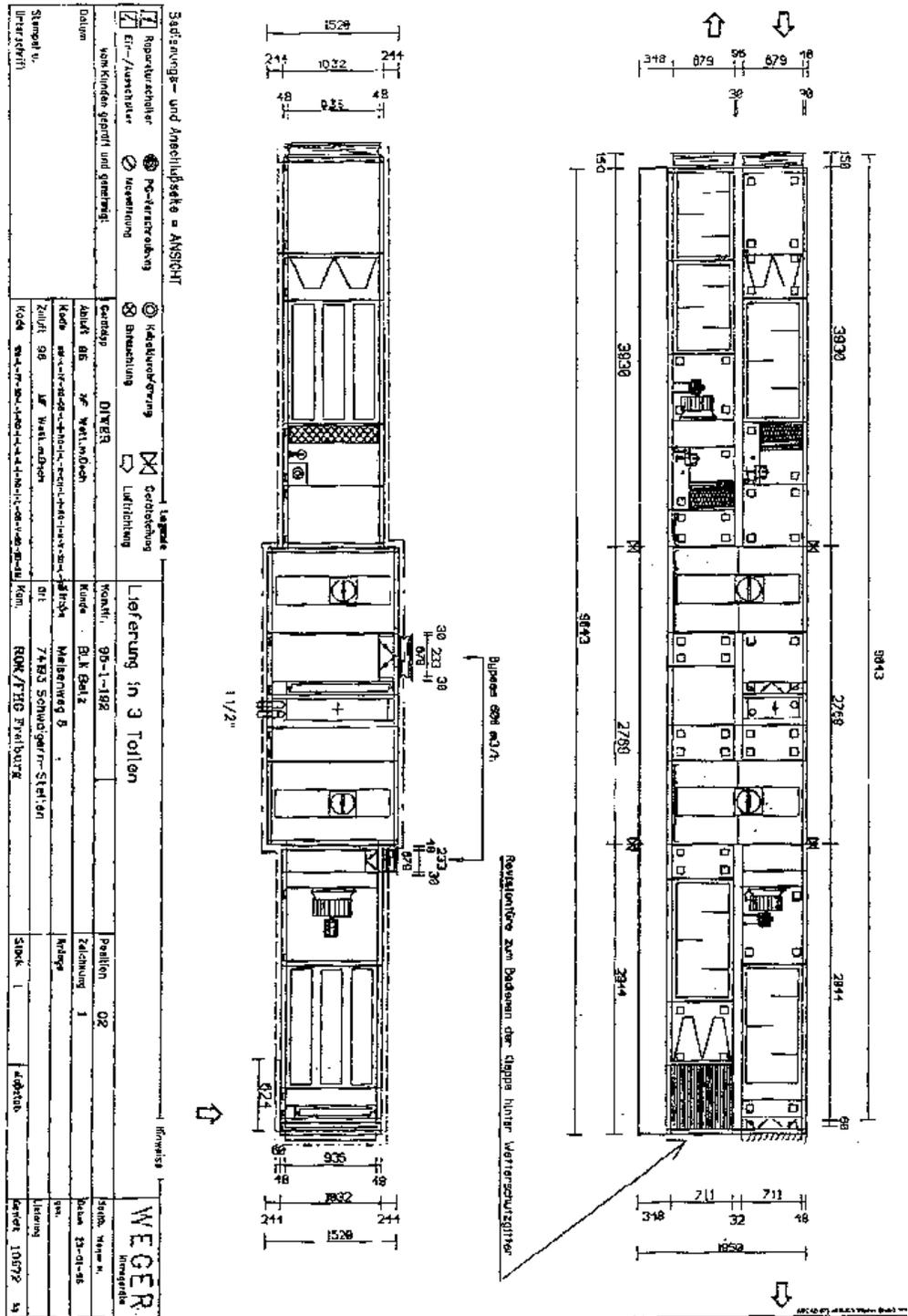


Abbildung B.3: Planungsskizze des SGK-Systems

Bauteil	Hersteller / Bezeichnung	technische Daten
Entfeuchtungs- rotor	Munters Rotor MCC-1, Typ 870	0.85m Durchmesser, 80kg Gewicht, 90W Leistungsaufnahme, 150Pa Druckverlust über eine Radhälfte
Wärmerück- gewinnung	Kraftanlagen PT-10 1100	1.1m Durchmesser, 180kg Gewicht, 90W Leistungsaufnahme, 69Pa Druckverlust über eine Radhälfte, 81% Wärmeübertragungseffizienz
Befeuchter	Munters GLASdek FA3-8-22-060-090 (Zuluftbefeuchter)	zweistufiger Befeuchtungsgrad: 1. Stufe: 62.8% 2. Stufe: 86.1% 38kg Gewicht (wasserbeladen) 60Pa Druckdiferenz 11 bzw. 15 l/h Verdunstungsmenge
	Munters GLASdek FA3-9-21-060-090 (Abluftbefeuchter)	einstufiger Befeuchter baugleich zu Zuluftbefeuchter 93% Befeuchtungsgrad 11 l/h Verdunstungsmenge
Ventilatoren	Ziehl-Abegg ER31F-2DN.D5.1R	über Blemotron Frequenzumrichter drehzahl geregelt 1.14kW Leistungsaufnahme bei $3600m^3/h$ 69% Wirkungsgrad
Regenerations- wärmetauscher	Rippenrohr- wärmetauscher	29.85kW max. Leistung im Kreuzstrom 17.3Pa Druckverlust 74% Übertragungseffizienz
Bypass		führt max. $600m^3/h$ Regenerations- luft am Entfeuchtungsrad vorbei

Tabelle B.1: *Technische Angaben der Systemkomponenten*

Meßwert	Sensor	Meßbereich	Versorgung	Meßsignal
Temperatur	PT-100	0 - 200°C	1mA, 24V DC	100 - 200 mV
relative Feuchte	Vaisala	0 - 100%	24V DC	0 - 1V
	Humitter 50U	bei -10 - 60°C		
	Klimatherm	0 - 100%	24V AC	0 - 1V
	HD-9012TC	bei -40 - 140°C		
ΔP	Huba Control	0-20mBar	24V DC	0 - 10V
V	Enermet	0.015 - $3m^3/h$	230V	1 Impuls/Liter

Tabelle B.2: *Spezifikationen der Meßsensoren in der Pilotanlage*

Literaturverzeichnis

- [AA79] A.F. Bracciano A.D. Althouse, C.H. Turnquist, Editor. *Modern Refrigeration and Air Conditioning*. 1979.
- [AAP92] **Ahmad A. Pesaran, Terry R. Penney, Al W. Czanderna**. Desiccant Cooling: State-of-the-Art Assessment. Technical report, National Renewable Energy Laboratory, 1992. Report NREL/TP-254-4147.
- [AC91] **A.W. Czanderna, H.H. Neidlinger**. Polymers as Advanced Materials for Desiccant Applications, 2. Alkali Salts of Polysterene Sulfonic Acid. *ASHRAE Transactions*, 97, 1991. Part 2.
- [AC94] **A.W. Czanderna, N.Todd Tillmann, G.C. Herdt**. Polymers as Advanced Materials for Desiccant Applications, 3. Alkali Salts of PSSA and PolyAMPSA, and Copolymers of PolyAMPSASS, In *Proceedings of the Jan. 1995 Chicago, Illinois Meeting NREL/TP-412-6850*, 1994.
- [AIR98] AIR-CONDITIONING & REFRIGERATION INSTITUTE. *1998 Standard for Desiccant Dehumidification Components, Standard 940*, 1998.
- [ALB] **Fa. ALBRING Technische Beratung ALBRING**. Produktinformation zu MYKOM-AdsORBER Technik und Daten.
- [Amm97] **Sven Ammerlahn**. *Systemsimulation einer solar unterstützten DEC Klimaanlage für einen Sitzungssaal im Technologieorientierten Gründerzentrum Riesa*. Diplomarbeit, TU Berlin, Institut für Energietechnik, 1997.
- [ASH89] **ASHRAE**. *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta, 1989.
- [Bae92] **Hans Dieter Baehr**. *Thermodynamik, Eine Einführung in die Grundlagen und ihre technischen Anwendungen*. Springer-Verlag, 8. Edition, 1992.
- [Bre95] **Hans-Joachim Breidert**. *Projektierung von Kälteanlagen, Berechnung - Auslegung - Beispiele*. Verlag C.F. Müller GmbH, Karlsruhe, 1995.
- [Col86] **K. Collier**. Advanced desiccant materials assessment. Technical report, Gas Research Institute, 1986. Final Report GRI-86/0181.

- [Com85] **European Community.** TEST REFERENCE YEARS TRY - Weather Data Sets for Computer Simulations of Solar Energy Systems and Energy Consumption in Buildings. Technical report, Commission of the European Communities Directorate General XII for Science, Research and Development, 1985.
- [CS96] **Christian Schweigler, Hans-Martin Hellmann, Sebastian Demmel.** Neuer Absorptions-Kaltwassersatz für den Einsatz in Fernwärmenetzen. *KI Luft- und Kältetechnik*, 7:305–309, 1996.
- [Cur93] **Henry M. Curran.** Active Solar Systems, chapter Mechanical Systems and Components. Massachusetts Institute of Technology, 1993. edited by George Löff.
- [Cza89a] **A.W. Czanderna.** Polymers as Advanced Materials for Desiccant Applications. Technical report, Solar Energy Research Institute, (heute: NREL), 1989. Progress Report for 1989.
- [Cza89b] **A.W. Czanderna.** Polymers as Advanced Materials for Desiccant Applications, 1. Commercially Available Polymers. *ASHRAE Transactions*, 95, 1989. Part 2.
- [dDfK89] **Arbeitskreis der Dozenten für Klimatechnik.** *Handbuch der Klimatechnik*, volume 1: Grundlagen. Verlag C.F. Müller GmbH, Karlsruhe, 1989.
- [dN94] **Comité Européen de Normisation.** *Ventilation for Buildings. Design Criteria for the Indoor Environment.*, 1994. Entwurf einer Vornorm.
- [EL92] **E. Lävemann, R. Sizmann.** Energy Storage in Open Desiccant Cooling Systems - Comparison of Solid and Liquid Desiccants, In *Solid Sorption Refrigeration Symposium, Paris*, 1992.
- [EL96] **E. Lävemann, W. Keßling, M.Peltzer.** Solar unterstützte Klimatisierung über Sorption. Technical report, Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V., ZAE Bayern, 1996. Endbericht zur Phase II des Forschungsvorhabens Nr. 032 9151 F des BMBF.
- [Ent] **Fa. Entropie.** Produktinformation zu Absorptionskälte. Frankreich.
- [e.V96] **Fachinstitut Gebäude Klima e.V.** *Sorptionsgestützte Klimatisierung*, 1996. Informationsschrift.
- [Fis95] **Ronald Fiskum.** Advanced Desiccant Technology Program. Technical report, U.S. Department of Energy, 1995. Technology Program.
- [fN94a] **Deutsches Institut für Normung.** *Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und -Meßwiderstände*, 1994.
- [fN94b] **Deutsches Institut für Normung.** *Raumlufttechnik, Gesundheitstechnische Anforderungen*, 1994.

- [Fra94] **U. Franzke.** Solare Kälteerzeugung. Technical report, Institut für Luft- und Kältetechnik, 1994. Abschlußbericht zum BMFT-Forschungsvorhaben ILK-B-4/94-2428.
- [Gmb] **Fa. KRONAUER GmbH.** Produktinformation Sorptionstechnik Kronauer.
- [Gro] **Fa. MUNTERS Incentive Group.** Produktinformation DESICOOL Desiccant Cooling.
- [Ham97] **Hansestadt Hamburg.** *Gesetz über klimaschutzrechtliche Vorschriften*, 1997. 5 Beschränkungen für mechanische Raumkühlung.
- [Hei94] **Prof. Dr.-Ing. Günter Heinrich.** DEC-Anlagen mit dem Verdunstungseffekt. *KI Luft- und Kältetechnik*, 2:58, 1994.
- [Heite] **Prof. Dr.-Ing. Günter Heinrich.** *KI Luft- und Kältetechnik*. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Fritz Steimle, Prof. Dr.-Ing. Günter Heinrich, 1964 - heute.
- [Hen93] **Hans-Martin Henning.** *Regenerierung von Adsorbentien mit solar erzeugter Prozeßwärme*. Doktorarbeit, Carl von Ossietzky Universität Oldenburg, 1993. Fortschrittberichte VDI, Reihe 3:Verfahrenstechnik, Nr. 350.
- [Hen97] **Hans-Martin Henning.** Thermische Solarenergienutzung an Gebäuden - Für Ingenieure und Architekten, chapter Aktive solarthermische Systeme für die Gebäudeklimatisierung. Springer-Verlag, 1997.
- [Hin98] **Carsten Hindenburg.** *Untersuchung des Einsatzes von Solarluftkollektoren in sorptionsgestützten Klimatisierungssystemen auf der Basis von Systemsimulationen mit TRNSYS*. Diplomarbeit, TU Hamburg Haburg, Arbeitsbereich Energietechnik, 1998.
- [HMH96] **H. M. Henning, Thomas Erpenbeck.** Integration of Solar Assisted Open Cooling Cycles into Building Climatisation Systems, In *EuroSun'96, Freiburg/Germany*, 1996.
- [HMH98] **H. M. Henning, U. Franzke.** Solar Assisted Open Cooling Systems for Air Conditioning of Buildings-Koordination der Project Definition Phase einer neuen Task im Rahmen des Solar Heating & Cooling Programme der Internationalen Energie-Agentur (IEA), In *STATUSBERICHT „Solar optimiertes Bauen“*, 1998.
- [HR98] Eberhard Sprenger Hermann Recknagel, Editor. *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*. Oldenbourg, 1998.
- [Ile97] **Arif Ileri.** A Discussion on Performance Parameters for Solar-Aided Absorption Cooling Systems. *Renewable Energy*, 10:617-624, 1997.
- [Ins89] **General Eastern Instruments.** *Owner's Manual Hygro-M1 and Hygro-E1 Optical Dew Point Monitors*, 1989. Appendix B.

- [JG95] **J. Gieshoff, K. Ledjeff-Hey, A. Gerber.** Innovative und umweltschonende Energietechniken im TGZ des Landkreises Riesa-Großenhain. Technical report, Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme, 1995. Projektbericht.
- [Kae98] **Kaern.** Solare Kühlung mit einer Adsorptionskälteanlage und Solarkollektoren am Klinikum der Universität Freiburg, In *STATUSBERICHT „Solar optimiertes Bauen“*, 1998.
- [Kas88] **W. Kast.** *Adsorption aus der Gasphase*. VCH Verlagsgesellschaft, 1988.
- [Kay84] **W. M. Kays.** *Compact heat exchangers*. 3. Edition, 1984.
- [KC82] **K. Collier, R.S. Barlow, F.H. Arnold.** An overview of open-cycle desiccant cooling systems and materials. *Journal of Solar Energy Engineering*, 104:28–34, 1982.
- [Keß97] **Wolfgang Keßling.** *Luftentfeuchtung und Energiespeicherung mit Salzlösungen in offenen Systemen*. Doktorarbeit, Fakultät für Physik, Albert-Ludwigs-Universität Freiburg i. Brsg., 1997. Fortschrittberichte VDI, Reihe 3:Verfahrenstechnik, Nr. 509.
- [KM92] **K. Matsuki, Y. Saito.** Desiccant Cooling and Dehumidification, chapter Desiccant Cooling R&D in Japan. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1992. reprinted from ASHRAE Transactions, Vol. 94, Part 1.
- [Koe96] **Ralf Koebbemann.** *Experimentelle Untersuchungen und Modellierung von Entfeuchtern in solar betriebenen Kühlsystemen auf Basis der adsorptiven Luftentfeuchtung und adiabaten Verdunstungskühlung (Desiccant Cooling System)*. Diplomarbeit, Fachhochschule Münster, Abt. Steinfurt Fachbereich Ver- und Entsorgungstechnik, 1996.
- [Lac94] **Martin-Daniel Lacasse.** *FUDGIT A Multi-Purpose Data-Processing and Fitting Program*. Center for the Physics of Materials and Department of Physics McGill University Montreal, Quebec, Canada, 1994.
- [Lam95] **Peter Lamp.** Einsatz von Sorptionskältemaschinen zur solar-unterstützten Klimatisierung, In Thomas Erpenbeck Hans-Martin Henning, Editor, *Solar unterstützte Klimatisierung von Gebäuden mit Niedertemperaturverfahren*, Forschungsverbund Sonnenenergie Workshops. FORSCHUNGSVERBUND SONNENERGIE, 1995.
- [Lan97] **Adrian Langlouis.** *Rechnergestützte Auslegung der solar unterstützten Desiccant Cooling Anlage für das ATECNIC-Bürogebäude (Portugal)*. Diplomarbeit, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart, 1997.
- [Loe92] **George O. G. Loef.** Solar Air Conditioning and Refrigeration, chapter Desiccant Systems. Renewable Energy Series. A. A. M. Sayigh, J. C. Mc Veigh, 1992.

- [MB95] **Maya Biersack, Clemens Klein-Robbehaar, Matthias Klose und Sven Lutz und Martin Simons.** *Smile: Tutorial und Referenz Handbuch Version 8.0.* Technische Universität Berlin and GMD FIRST, 1995.
- [mG] **Fa. GESELLSCHAFT FÜR BODENANALYTIK UND UMWELTECHNIK mbH GBU.** Produktinformation zu Adsorptions-Kältemaschinen TYP NAK.
- [Mol23] **R. Mollier.** Ein neues Diagramm für Dampf-Luft-Gemische. *Z. VDI*, 67, 1923.
- [Mun68] **C.G. Munters.** Inorganic, Fibrous, Gas-Conditioning Packing for Heat and Moisture Transfer. Technical report, U.S. Patent, 1968. U.S. Patent #3 377 225.
- [Pen55] **N. A. Pennington.** Humidity Changer for Air Conditioning. Technical report, U.S. Patent, 1955. U.S. Patent #2 700 537.
- [PJB72] **P. J. Banks, D. J. Close.** Coupled Equilibrium Heat and Single Adsorbate Transfer in Fluid Flow Through a Prous Medium - II. Predictions for a Silica Gel Air-Drier Using Characteristic Chart. *Chemical Engineering Science*, 27:1157–1169, 1972.
- [Ref92] **Referentenentwurf. III. Wärmeschutzverordnung**, 1992.
- [Rei84] **R.C. Reimann.** Advanced absorption heat pump cycles, In *Proceedings DOE/ORNL Heat Pump Conference, Washington,DC*, 1984.
- [Rei94] **Friedrich Reinmuth.** *Energieeinsparung in der Gebäudetechnik - Baukörper und technische Systeme der Energieverwendung.* Vogel-Buchverlag, kompath-reihe Edition, 1994.
- [Rob92] **Harry I. Robison.** Solar Air Conditioning and Refrigeration, chapter Desiccant Cooling. Renewable Energy Series. A. A. M. Sayigh, J. C. Mc Veigh, 1992.
- [Roe] **Hermann Roempp.** *Chemielexikon.* Erhard Ühlheim, 9 Edition.
- [Rut84] **Douglas M. Ruthven.** *Principles of adsorption and adsorption processes.* John Wiley & Sons, Inc., 1984.
- [Sch97] **Christoph Schwärzler.** Solare DEC-Pilotanlage des ILK, In *Gebäudeklimatisierung mit Niedertemperaturverfahren.* FIA-Projekt Forschungs-Informations-Austausch im Fachinstitut Gebäude-Klima, 1997.
- [TE98] **T. Erpenbeck, H. M. Henning, A. Gerber.** Sorptionsgestützte Klimatisierung mit Solarkollektoren - Betriebserfahrungen und eine allgemeine Bewertungsmethode, In *11. Internationales Sonnenforum.* Deutsche Gesellschaft für Sonnenenergie e.V., 1998.
- [TF97] **CSTB (Building Technical and Scientifique Centre Sophia Antipolis) FRANCE.** *Interface Intelligente por la Simulation dans le Bâtiment*, 1997.

- [tNK97] **LeBeLa Mbonge te Nzapa Kitoko.** *Open Cycle Solar Desiccant Cooling System - A Solar Integrated Concept for Building Air- Conditioning.* Doktorarbeit, TU Karlsruhe, 1997. Fortschrittberichte VDI, Reihe 6: Energietechnik, Nr. 361.
- [UF95] **U. Franzke, C. Seifert.** Stille Kühlung. Technical report, Institut für Luft- und Kältetechnik, 1995. Bericht zum BMFT-Forschungsvorhaben ILK-B-4/95-2469.
- [UoW97] **University of Wisconsin, Madison.** *TRNSYS - A Transient System Simulation Program. Version 14.2,* 1997.
- [Wit99] **Christof Wittwer.** *ColSim-Simulation von Regelungssystemen in aktiven solarthermischen Anlagen.* Doktorarbeit, TU Karlsruhe, 1999. eingereichte Dissertation.
- [WM97] **W. Mittelbach, H. M. Henning.** Seasonal Storage for Solar Space Heating based on Adsorption Processes, In *Proceedings of the Nortsun 97, Helsinki, Finland,* 1997.
- [WS94] **W. Schölkopf, A. Hauer, S. Fischer.** Energiespeicher für Strom, Wärme und Kälte, chapter Wärmespeicherung mit Zeolith für Raumheizung im Verbund mit einem Fernwärmenetz. VDI Berichte 1168. Verein Deutscher Ingenieure, 1994.
- [ZL23] **Z. Lavan, J.-B. Monnier, W. M. Worek.** Second Law Analysis of Desiccant Cooling Systems. *Journal of Solar Energy Engineering,* 104:229–236, 1923.