

Abschlußbericht

**Entwicklung und Optimierung einer Gebäudeheizung für
den Einsatz in Hochgebirgsregionen mit hoher solarer
Einstrahlung**

Projektleitung: Prof.Dr. Klemens Schwarzer

Projektingenieur: Dipl. Ing. Christoph Müller

Projektförderer: BMBF

FKZ: 1710401

Projektdauer: 1.9.2001 bis 28.2.2003

Hinweis:

Der vorliegende Bericht enthält Ergebnisse einer noch nicht abgeschlossenen Doktorarbeit. Es wird gebeten die Ergebnisse vertraulich zu behandeln.

1	EINLEITUNG	5
2	ERMITTLUNG DES WÄRMEBEDARFS	7
2.1	GEBÄUDESIMULATION MIT LACASA	7
2.1.1	<i>Das Gebäude</i>	8
2.1.2	<i>Stoffwerte der Baumaterialien</i>	10
2.1.3	<i>Benutzerverhalten.....</i>	10
2.1.4	<i>Innere Wärmequellen</i>	11
2.2	WARMWASSERBEDARF.....	12
2.3	WETTERDATEN.....	13
2.4	ERGEBNIS	16
3	GRUNDLAGENUNTERSUCHUNGEN	19
3.1	ABHÄNGIGKEIT DES KONVEKTIVEN WÄRMEÜBERGANGS VON DER LUFTDICHTE	19
3.1.1	<i>Druckabhängigkeit der Stoffwerte von Luft</i>	19
3.1.2	<i>Konvektiver Wärmeübergang einer horizontalen, beheizten Platte.....</i>	20
3.1.3	<i>Experimentelle Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten.....</i>	20
3.2	ABHÄNGIGKEIT DES DRUCKVERLUSTES VON DER LUFTDICHTE	24
3.3	AUSLEGUNG DES VENTILATORS BEI GERINGER LUFTDICHTE	26
3.3.1	<i>Dichteabhängigkeit von Ventilatoren.....</i>	26
3.3.2	<i>Ventilator-Teststand</i>	28
3.3.3	<i>Druckverlust des Systems</i>	31
3.3.4	<i>Arbeitspunkt des Ventilators</i>	36
3.3.5	<i>Optimierung</i>	37
4	MODELLIERUNG UND VALIDIERUNG VON ANLAGENKOMPONENTEN .	41
4.1	LUFT-WASSER-WÄRMETAUSCHER.....	41
4.1.1	<i>Simulationsmodell unter Matlab/Simulink</i>	45
4.2	DER LUFTKOLLEKTOR.....	47
4.2.1	<i>Das Kollektormodell</i>	48
4.2.2	<i>Die Kollektorkonstruktion</i>	49
4.2.3	<i>Vermessung des Kollektors</i>	51
4.2.4	<i>Bewertung des Luftkollektors</i>	58
4.3	DER KIESBETTSPEICHER.....	59
4.3.1	<i>Wärmeübergang und Druckverlust</i>	60
4.3.2	<i>Thermodynamisches Modell.....</i>	61
4.3.3	<i>Validierung des Simulationsmodells</i>	63
4.3.4	<i>Temperaturgradient in den Steinen.....</i>	66
4.3.5	<i>Thermodynamisches Steinmodell</i>	68
4.3.6	<i>Konvektive Speicherentladung</i>	68
4.4	LUFTDURCHSTRÖMTE HYPOKAUSTEN.....	70
5	VERGLEICH VON ANLAGENTYPEN	75
5.1	DIREKTE BEHEIZUNG MIT LUFTKOLLEKTOR	80
5.2	LUFTKOLLEKTOR MIT KIESBETTSPEICHER IM BODEN.....	83
5.3	LUFTKOLLEKTOR MIT VERTIKAL DURCHSTRÖMTEM KIESBETTSPEICHER	87
5.4	LUFTKOLLEKTOR MIT HYPOKAUSTEN	89
5.5	WARMWASSERKOLLEKTOR MIT FUßBODENHEIZUNG.....	92
5.6	BRUCHWASSERERWÄRMUNG	94

6	ERGEBNIS	97
7	AUSBLICK	100
	LITERATURVERZEICHNIS	101
	ANHANG	102

1 Einleitung

Ziel des Vorhabens ist die Entwicklung eines Systems zur Bereitstellung von solarer Wärme auf einem niedrigen Temperaturniveau zur Raumheizung und Warmwassererzeugung. Es soll eine einfache und robuste Technik eingesetzt werden. Hierbei stehen Kostenreduzierung, Nachrüstbarkeit und ein wartungsarmer Betrieb im Vordergrund.

Das System soll sowohl in Gebieten gemäßigten Klimas wie in Gebieten mit hoher Einstrahlung Anwendung finden. Es ist somit für Entwicklungsländer, wie auch für den europäischen Markt geeignet. Heizbedarf in Entwicklungsländern besteht zum Beispiel in Hochgebirgsregionen Südamerikas, Asiens und sogar auf dem Hochplateau Südafrikas.

Beispielhaft wird hier das argentinische Altiplano betrachtet, das Teil einer Hochebene ist, die sich über Argentinien, Chile, Bolivien und Peru erstreckt. Die geographische Breite der Region ist der südliche Wendekreis. Die durchschnittliche Höhe beträgt ca. 3700 m. Die Klimabedingungen sind hier in Bezug auf tägliche Temperaturschwankungen und Sonneneinstrahlung extrem. Aufgrund der Trockenheit hat die Umgebung nur eine geringe Wärmespeicherfähigkeit. Nachts strahlt die Bodenwärme ungehindert in den Weltraum ab, so dass es zu einer starken Abkühlung kommt. Tägliche Temperaturschwankungen von über 30 K sind die Regel. Dabei kann die Nachttemperatur in großen Höhen auch in äquatornahen Gebieten auf unter -10°C absinken. Die solare Einstrahlung, die im Fall des Altiplano weltweit eine der Höchsten ist, bietet andererseits beste Voraussetzungen zur Deckung des Wärmebedarfs. Mit geeigneten Technologien kann so tagsüber die solare Wärme gespeichert werden, um so zur kalten Nachtzeit zur Verfügung zu stehen.



Abbildung 1-1: Lage des Altiplano und Ansicht eines typischen Altiplano-Dorfes

Das Konzept zur Deckung des thermischen Energiebedarfs soll auf bestehende Gebäude, Wohnhäuser, Schulen und Gemeinschaftseinrichtungen übertragbar sein. Um einen wartungsarmen Betrieb zu gewährleisten, bietet sich ein System an, das Luft als Wärmeträger nutzt. Luft hat weiterhin den Vorteil, dass sie bei den niedrigen Temperaturen des Hochgebirges nicht wie Wasser einfriert und dass das System bei Bestrahlung sofort betriebsbereit ist.

In unseren Breitengraden kann ein solches System vor allem in den Übergangszeiten einen nennenswerten Teil zur Heizenergie beitragen. In den Sommermonaten wird die Überschusswärme durch die Bereitstellung von Warmwasser genutzt. Durch die geringen Systemkosten, die preiswerten Kollektoren und die damit potentiell nutzbare große Fläche kann die Anlage trotz des mäßigen Wirkungsgrades auch in unseren Breiten wirtschaftlich interessant sein.

Durch die extreme Höhenlage und die damit verringerte Luftdichte ist bedingt, dass die physikalischen Gleichungen für Wärmeübergang und Druckverlust nicht ohne besondere Prüfung übernommen werden können. Dies fällt besonders bei einer Anlage, die Luft als Wärmeträger nutzt, ins Gewicht. Aus diesem Grund werden die Abhängigkeiten von der Luftdichte in dieser Arbeit eingehend untersucht.

Auf der Basis der Grundlagen werden Anlagenkomponenten, die für ein solares Luftsystem benötigt werden, als thermodynamische Simulationsmodelle unter Matlab/Simulink erstellt und mit Hilfe von Experimenten validiert. Zu den Komponenten gehören der solare Luftherwärmer, der Kiesbettspeicher in horizontaler und vertikaler Ausführung, Hypokausten zur Verteilung der Wärme und der Luft-Wasser-Wärmetauscher zur Erwärmung von Brauchwasser.

Anhand des konkreten Beispiels von zwei Gebäuden auf dem argentinischen Altiplano, die im Rahmen eines BMZ-Projektes mit Solarheizung und Warmwasser ausgerüstet werden sollen, werden verschiedene Anlagenvarianten mit Hilfe von Simulationen auf ihre Tauglichkeit hin untersucht. Die Lage der Dörfer Cienaga und Cusi Cusi in denen die Projekte stattfinden ist in der Karte in Abbildung 1-2 dargestellt.



Abbildung 1-2: Lage der Orte Cienaga und Cusi Cusi

2 Ermittlung des Wärmebedarfs

Grundlegend für die Auslegung einer Gebäudeheizung ist die genaue Kenntnis des Wärmebedarfsprofils über das Jahr. Das gleiche gilt für den Warmwasserbedarf. Bedingt durch das klimatisch extreme Zielgebiet, dem argentinischen Andenhochland, ergibt sich die Notwendigkeit einer dynamischen Simulation. Tägliche Amplituden der Umgebungstemperatur von 25 K bis 30 K bewirken ausgeprägte Temperaturgradienten in den massiven und damit trägen Lehmmauern der ausnahmslos im traditionellen Baustil errichteten Gebäude. Aufgrund der guten Einstrahlung von über 6 kWh/m²d im Winter besteht die Hauptaufgabe nun darin, die Sonnenenergie während der Tagesstunden einzufangen und während der kalten Nachtstunden als Heizwärme wieder an das Haus abzugeben. Diese kurzen Zykluszeiten von 24 Stunden machen eine dynamische Simulation unabdingbar. Das in diesem Projekt eingesetzte, dynamische Simulationsmodell LACASA bietet dafür gute Voraussetzungen. Im folgenden Kapitel wird näher auf LACASA eingegangen.

Um ein Gebäude und den Warmwasserbedarf thermisch modellieren zu können werden zudem geometrische und physikalische Parameter benötigt.

2.1 Gebäudesimulation mit LACASA

MATLAB-Simulink[®] hat sich in den letzten Jahren als das Standardwerkzeug zur Systemanalyse in Forschung und Industrie entwickelt. Aufbauend darauf ist am Solar Institut Jülich ein Werkzeug erstellt worden, um bestehende und geplante Gebäude hinsichtlich ihres Energiebedarfs, thermischen Komforts und ihrer Baukosten analysieren und optimieren zu können. Viele der damit anfallenden Aufgaben, wie beispielsweise die Parameteridentifikation von Modellen oder die Auslegung von Reglern, gehören zum Standard-Einsatzgebiet von MATLAB, so dass die Arbeit auf den wesentlichen Punkt, die Gebäudemodellierung, konzentriert werden konnte.

Mit LACASA steht nun ein umfassendes Werkzeug zur Gebäudebewertung zur Verfügung. Für die energetische und raumklimatische Analyse von Gebäuden wurden folgende Komponenten für LACASA als relevant erachtet:

- Gebäudebauteile
- HLK-Komponenten
- Modell für natürliche Lüftung
- Reglerbausteine
- Last- und Nutzerprofile
- Baustoff- und Bauteildatenbanken, Wetterdatensätze, Standard-Gebäudetypen
- Schnittstellen zur Eingabe von Plänen, Bauteil- und Messdaten
- automatisierte Erstellung von Nachweisen

Die Validierung der Funktionalität und Rechengenauigkeit erfolgte parallel zur Modellentwicklung anhand von Messdaten und Testverfahren wie [BESTEST1995]. Des Weiteren wurde LACASA mit Meteoronorm und den Ergebnissen aus dem Projekt [SOPASIM1995] verglichen.

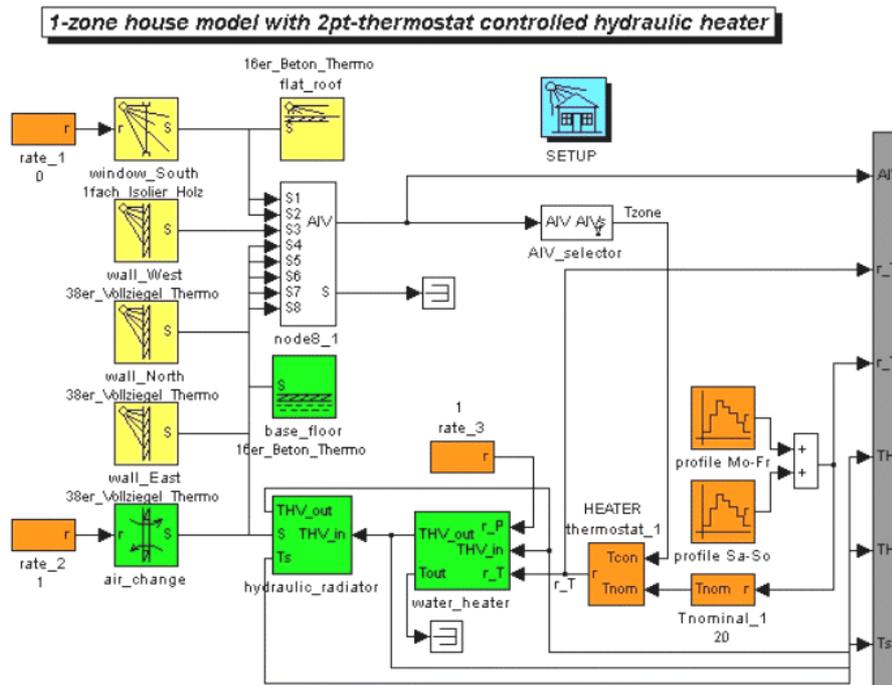


Abbildung 2-1: typischer Aufbau eines thermischen Hausmodells in LACASA unter Matlab/Simulink

Das thermodynamische Gebäudemodell besteht aus verschiedenen Modulen, die durch graphische Verbindungen Variablen austauschen können. So sind Fenster, Wände und Boden ebenso in Modulform dargestellt, wie der Luftwechsel oder Heizungsanlagen.

Die einzelnen Wände sind in mehrere Wandknoten unterteilt und bilden zusammen mit Boden und Decke einen Raumknoten (Beuken-Modell). Diese Modelle haben sich schon vielfach als einfach und ausreichend genau erwiesen [Balters 1995, Feist 1994]. Konvektions- und Strahlungsanteile im Wärmetransport werden getrennt betrachtet, da sich bei einer Zusammenfassung teilweise erheblich Abweichungen zu den Messungen ergeben können [Feist]. Eine Bewertung des Raumklimas nach sensibler Temperatur wird dadurch möglich.

2.1.1 Das Gebäude

Die in diesem Projekt betrachteten Gebäude sind zwei Kindergärten, die von Kindern unter 5 Jahren besucht werden. Aufgrund der niedrigen Umgebungstemperatur fällt die mittlere Raumtemperatur im Winter in den unbeheizten Schulräumen bis auf 2°C ab. Die Kinder halten sich von Vormittags bis zum Abend in dem Gebäude auf. Ein installiertes Bad ermöglicht es den Kindern einmal pro Woche eine warme Dusche zu nehmen. Ebenfalls angegliedert ist eine Küche, in der für zwei bis drei Mahlzeiten am Tag gesorgt wird.

Es handelt sich im Zielgebiet immer um ebenerdige einstöckige Gebäude mit einfachem rechteckigen Grundriss. Abbildung 2-2 zeigt den Grundriss des Kindergartens in Cusi Cusi. Die Grundfläche beträgt 110 m². Davon soll vor allem der Salon mit 65 m² beheizt werden. Der Salon wird ganztägig als Aufenthaltsraum genutzt. Das Gebäude besitzt nur sehr kleine Fenster mit einer Größe von 0,4 x 0,4 m². Die dadurch auftretenden Wärmeverluste sind daher zu vernachlässigen.

Das Gebäude in Cienaga ist mit 127 m² ähnlich groß, wie der Kindergarten in Cusi Cusi. Der Verwendungszweck ist der gleiche, nur werden hier tagsüber 40 statt 60 Kinder versorgt. Hier soll die gesamte Grundfläche beheizt werden. Schwerpunkt liegt jedoch auf den beiden westlichen Aufenthaltsräumen.

Beide Gebäude sind auf wenige Grad genau nach Norden ausgerichtet. Der Giebel teilt dabei das Dach in zwei gleiche Hälften. Der Neigungswinkel beträgt bei beiden Gebäuden ca. 10°. Die Nordseite der beiden Dachhälften kann damit zur Aufnahme des Luftkollektors dienen.

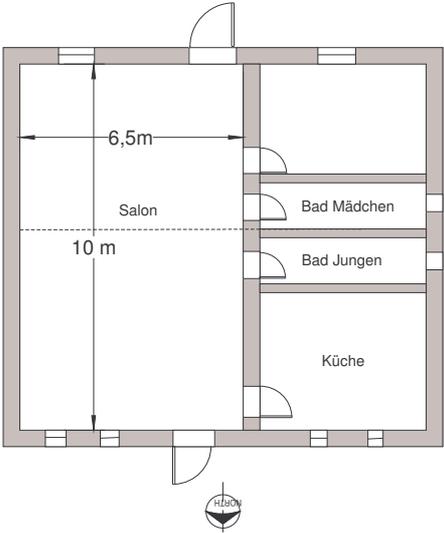


Abbildung 2-2: Grundriss des Kindergartens in Cusi Cusi

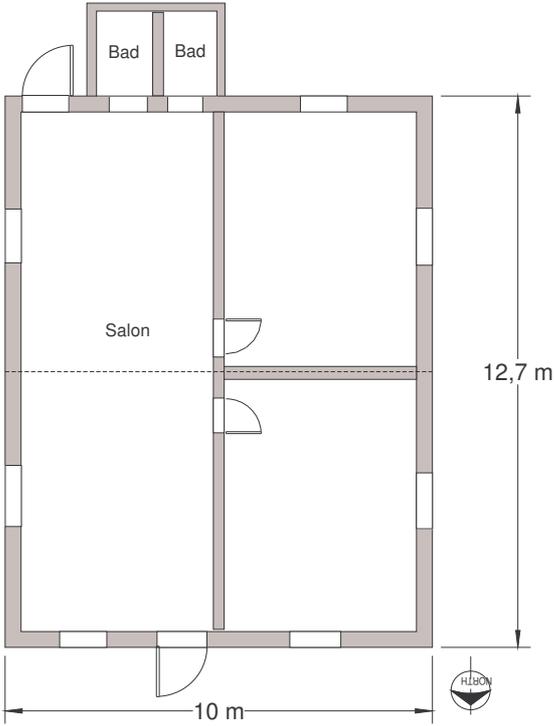


Abbildung 2-3: Grundriss des Kindergartens in Cienaga

2.1.2 Stoffwerte der Baumaterialien

Die Mauern der fast ausschließlich in traditioneller Bauart gebauten Gebäude bestehen aus Lehmziegeln, die mit Lehmörtel verbunden werden. Die Lehmziegel haben die Standardmaße 25 cm x 10 cm x 40 cm. Dadurch ergibt sich für die robuste Bauweise eine Wanddicke von 40cm und für die einfache Bauweise eine Wanddicke von 25 cm.

Stoff	Dichte in kg/m ³	Wärmeleitfähigkeit in W/mK
Massivlehm und Lehmformlinge	2000	0,93
Strohlehm	1500	0,7
Leichtlehm und Lehmwickel	1200	0,47
Leichtlehm	900	0,3
Leichtlehm	600	0,17

Tabelle 2-1: Stoffwerte von Lehm [Quelle: DIN 4108, August 1969]

Um die Wärmeleitfähigkeit der Lehmziegel zu messen, wurde ein einfacher Messstand entworfen. Ein isolierter Kasten mit 5 L heißem Wasser wurde nach oben mit einem Lehmziegel verschlossen und die Abkühlkurve des heißen Wassers mit einem Datenlogger aufgezeichnet. Die aus den Messwerten resultierende Wärmeleitfähigkeit ergab sich zu 0,6 W/(mK). Über die Phasenverschiebung zwischen innerer und äußerer Oberflächentemperatur wurde die Wärmekapazität der Lehmziegel zu 880 Ws/(kgK) und die Dichte zu 1600 kg/m³ bestimmt.

Der Fußboden besteht aus verdichtetem Lehm der mit einer Zementschicht versiegelt wird. In öffentlichen Gebäuden wird der Boden des Öfteren auch verflies.

Die Abdeckung der Gebäude erfolgt fast ausnahmslos mit verzinktem Wellblech. Um den Wärmeschutz etwas zu verbessern wird bei öffentlichen Gebäuden eine Zwischendecke aus Holz eingefügt.

2.1.3 Benutzerverhalten

Der Einfluss der Lüftung auf den Wärmebedarf ist sehr hoch. Generell ist der Wärmestrom infolge des Luftaustausches mit der Umgebung eine Funktion des ausgetauschten Massenstromes und der Temperaturdifferenz zwischen Außen- und Raumluft:

$$\dot{Q}_{Luft} = \dot{m}_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot (T_{Luft,innen} - T_{Luft,aussen}) \quad (2.1)$$

In der Heizungstechnik wird der ausgetauschte Massenstrom üblicherweise über die Luftwechselzahl ε bestimmt. Die Luftwechselzahl ε [1/h] gibt an, wie oft das Raumluftvolumen innerhalb einer Stunde ausgetauscht wird.

$$\dot{Q}_{Luft} = \varepsilon \cdot V_{Raum} \cdot \rho_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot (T_{Luft,innen} - T_{Luft,aussen}) \quad (2.2)$$

Die praktische Bestimmung der Luftwechselzahl ε ist schwierig. Es sind Grund- und Stoßlüftung wirksam. Die Grundlüftung bezieht sich auf einen Luftaustausch über Fugen in der Gebäudehülle. Als Stoßlüftung bezeichnet man die gezielte Lüftung durch die Bewohner. Der Luftaustausch mit der Umgebung lässt sich nur schwer bestimmen, da die Strömung durch Fugen und Fenster stark vom Winddruck abhängt. Der Winddruck ist als Funktion des Strömungsfeldes sehr aufwendig zu berechnen.

Weiterhin wirkt sich der Temperaturunterschied zwischen Rauminnenem und Umgebung aus. Der resultierende Dichteunterschied bewirkt einen Druckunterschied und damit einen weiteren Luftaustausch durch Öffnungen in der Gebäudehülle.

Die durch Versuche ermittelten Zahlenwerte für den Luftwechsel schwanken nach *Recknagel, Sprenger* und *Schramek* (1998, S.1063) in weiten Grenzen. Im Winter ergibt sich demnach eine stündliche Grundlüftung von Wohnräumen zwischen 0,1 (nach WSVO) und 0,8.

Auch die Stoßlüftung ist schwierig zu handhaben, da Zeitpunkt und Dauer stark von den Gewohnheiten der Bewohner abhängen. Als grober Richtwert wird bei *Recknagel, Sprenger* und *Schramek* (1998, S.1065) eine stündliche Luftwechselzahl von 10 bis 15 für weit geöffnete Fenster angegeben.

Die Luftwechselzahl kann überschlägig über den Luftbedarf der Bewohner bestimmt werden. Nach *Recknagel, Sprenger* und *Schramek* (1998, S.1431) sollte in Schulgebäuden ein Luftaustausch von 30m³/h pro Person gewährleistet sein.

In diesem Simulationsmodell wird die Luftwechselzahl entsprechend der Gewohnheiten der Bewohner für bestimmte Tagesabschnitte in einer Tabelle vorgegeben.

2.1.4 Innere Wärmequellen

Unter dem Sammelbegriff innere Wärmequellen werden alle Wärmequellen im Raum zusammengefasst. Darunter sind zum Beispiel folgende Quellen zu verstehen:

- Energieumsatz von Personen
- Wärmeabgabe elektrisch betriebener Geräte
- Wärmeabgabe von Brennstellen
- Abwärme aus Warmwassernutzung

In dem Fall dieser Studie ist die von den 40-60 Kinder abgeben Wärme am einflussreichsten. Nach *Recknagel, Sprenger* und *Schramek* (1998, S.40) gilt für die Mindestwärmebildung im Körper der „Grundumsatz“ von 45 W/m². Für die Berechnung nach Du Bois ergibt sich damit pro Kind eine Wärme von ca. 40 Watt.

Die 7 installierten Energiesparlampen á 13 Watt fallen kaum ins Gewicht. Die durch die Fenster eingestrahlte Sonnenwärme wird in diesem Modell der Bodenoberfläche zugeführt. Dort einmal absorbiert wird sie langwellig in den Raum abgestrahlt, durch Konvektion an die Raumluft abgegeben und durch Wärmeleitung weiter in den Boden transportiert.

2.2 Warmwasserbedarf

Das hier vorgestellte solarthermische System dient zur Gebäudeheizung und Brauchwassererwärmung. Zur Auslegung des Warmwasserspeichers und der Kollektorgroße ist es wichtig den Warmwasserbedarf abzuschätzen. Generell gilt für das Zielgebiet der argentinischen Anden, dass Wasser Mangelware ist. Dementsprechend ist der Umgang mit Wasser sehr sparsam. Wasser wird vorwiegend als Lebensmittel für Menschen und Tiere benötigt. Dem folgt die Verwendung für das Kochen und hygienische Maßnahmen wie Körperpflege, Kleiderwaschen und Abwasch. In diesem Anwendungsbereich wird auch das solar erwärmte Brauchwasser benötigt. Duschen existieren nur in dörflichen Gemeinschaftseinrichtungen. Meist wird den Bewohnern aufgrund des Wassermangels nur einmal pro Woche eine Duschbenutzung erlaubt.

Verwendung	Menge
Dusche (Erwachsener)	30 Liter/ Person u. Woche
Dusche (Kind)	20 Liter/ Person u. Woche
Kochen	1 Liter/ Person u. Tag
Abwasch	1 Liter/ Person u. Tag
Kleiderwaschen	1 Liter/ Person u. Tag

Tabelle 2-2: Warmwasserverbrauch

Die Pilotanlage wird in einem Kindergarten für 60 Kinder installiert. Hier wird an 7 Tagen pro Woche zwei mal täglich für die Kinder gekocht. An einem Wochentag ist Duschtage für Mädchen, an einem anderen Tag für die Jungen. Im Schnitt macht das einen täglichen Verbrauch von 290 Liter/Tag, wobei die beiden Duschtage besonders ins Gewicht fallen. Es wird eine Wassertemperatur von mindestens 40 °C benötigt.

2.3 Wetterdaten

Der wichtigste Faktor bezüglich des Heizenergiebedarfs ist das Wetter. Aufgrund der geringen Dichte von Wetterwarten im Einsatzgebiet fanden hier Messwerte aus Stationen im Umkreis von 150 km Verwendung. Verfügbar waren nur monatliche Mittelwerte der Lufttemperatur, der Windgeschwindigkeit und der Einstrahlung. Diagramme 2-1 bis 2-4 zeigen die vorhandenen Wetterdaten. Genauere Werte bezüglich Windgeschwindigkeit, Einstrahlung und Feuchte konnten aus stündlichen Daten einer Wetterwarte in La Paz in Bolivien gewonnen werden. Zwar liegt La Paz 500 km entfernt vom Einsatzgebiet, weist aber durch seine Lage ein sehr ähnliches Klima auf. La Paz liegt ebenfalls auf einer Höhe von 3700 Metern. Leichte Unterschiede in Einstrahlung und Feuchte wurden mit Hilfe der vorhandenen Monatsmittelwerte von Wetterwarten im Umkreis verringert.

Aufgrund der besonderen klimatischen Bedingungen auf der Hochebene, wie z.B. der extremen Trockenheit von 25 Prozent relativer Feuchte, sind die aufeinanderfolgenden Tagesverläufe der Umgebungstemperatur und der Einstrahlung äußerst ähnlich. Diagramm 2-2 zeigt, dass die mittlere tägliche Temperaturamplitude über Monate bei ca. 25°C liegt. Aufgrund von eigenen Messungen konnte ein typisches Temperaturprofil einiger Tage erstellt werden. Entsprechend der monatlich variierenden maximalen und minimalen Tagestemperatur wird der Temperaturverlauf mit Hilfe eines Offsets und eines Skalierungsfaktors neu berechnet. So ist es möglich die Wetterdaten in einem Abstand von einer halben Stunde mit dem Simulationsprogramm einzulesen. Liegt die Zeitschrittweite dazwischen, so interpoliert Matlab zwischen den Messwerten.

Die Jahressumme der globalen Einstrahlung auf eine horizontale Fläche liegt nach den Angaben der Wetterwarte in La Quiaca (150 km von Misa Rumi entfernt) bei 2360 kWh/m².

Satellitengestützte Messungen der NASA nach dem Surface Solar Energy Daten-Satz (SSE) ergaben für die Zelle 2146 eine Jahressumme von 2115 kWh/m².

Nach Messdaten der Wetterwarte in La Quiaca beträgt das Einstrahlungsmaximum auf die horizontale Fläche im Dezember ca. 8 kWh/m²d. Das Einstrahlungsminimum tritt mit 5,5 kWh/m²d im Juni auf. Es ist anzumerken, dass die Einstrahlung auf die Horizontale im Winter nur wegen der tiefstehenden Sonne niedriger ist. Es handelt sich sonst um die Zeit mit dem klarsten Himmel.

Die Messwerte der Wetterwarte und der NASA sind qualitativ kritisch zu betrachten. Die Wetterwarte in La Quiaca verfügt über ein Pyranometer, das selten gewartet wird, die NASA-Werte beziehen sich auf einen gemittelten Wert einer Region von 280 km x 280 km Fläche.

Diagramm 2-1 zeigt den typischen Temperatur-, Wind- und Einstrahlungsverlauf einiger Tage. Es ist die starke tägliche Temperaturamplitude von 25 bis 30K zu erkennen. Die Temperatur ist stark von der Windgeschwindigkeit abhängig. So steigen die Temperaturen bei Windstille in Bodennähe Mittags auf bis zu 25 °C. Weht starker Wind so sinkt die Lufttemperatur auf Maximalwerte von 15 °C ab. Ebenfalls typisch ist der starke Wind im August. Hier werden Windgeschwindigkeiten von über 15 m/s erreicht. Der Wind setzt durch konvektive Kopplung typischerweise in den Mittagsstunden ein.

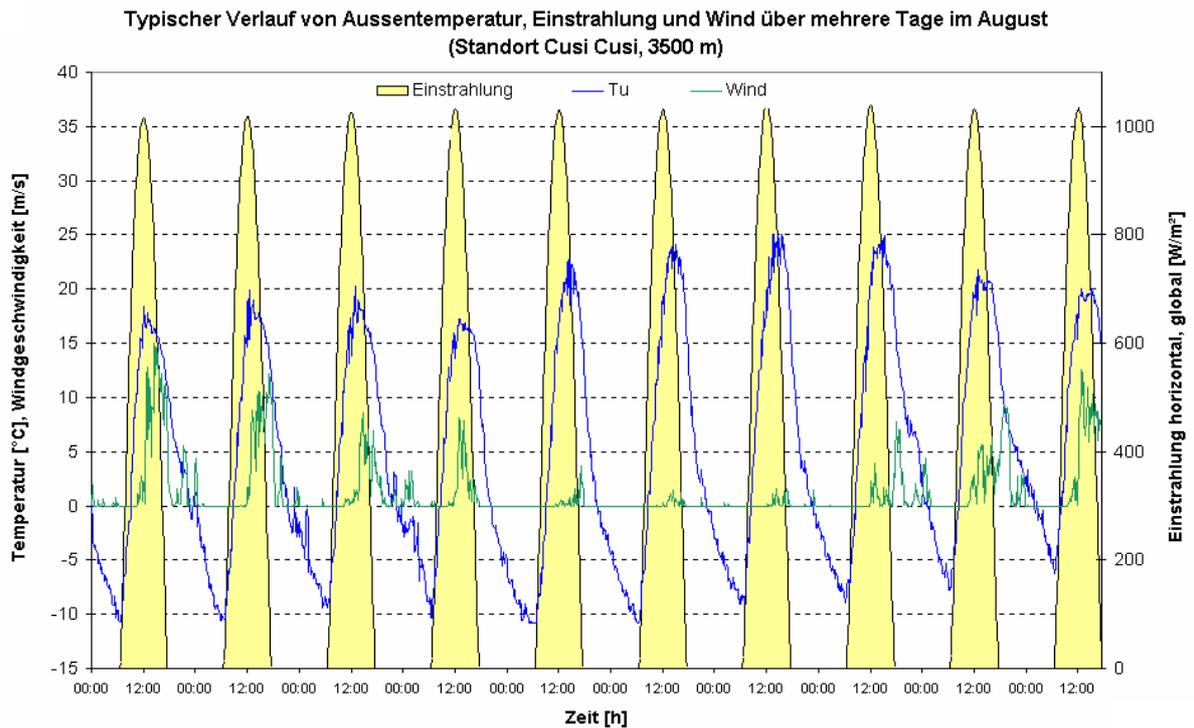


Diagramm 2-1: Tagesverlauf von Temperatur und Einstrahlung

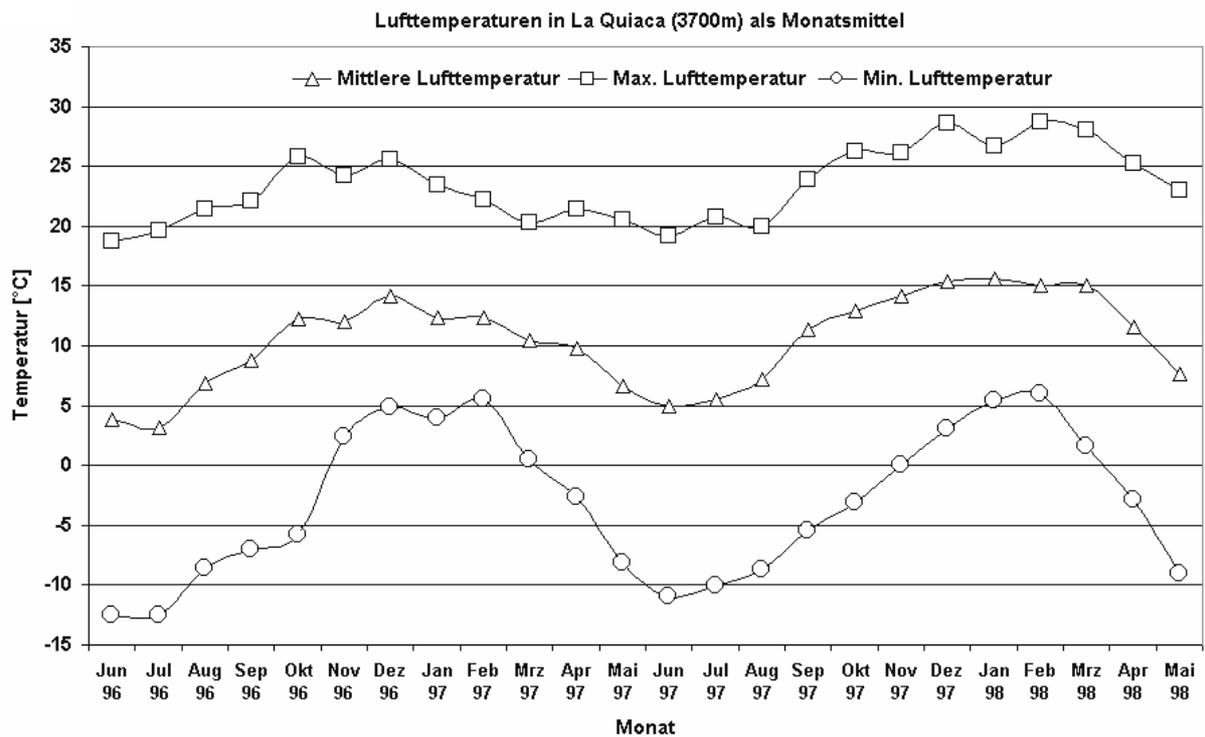


Diagramm 2-2: Jährlicher Temperaturverlauf mit täglichen Temperaturminima und Maxima

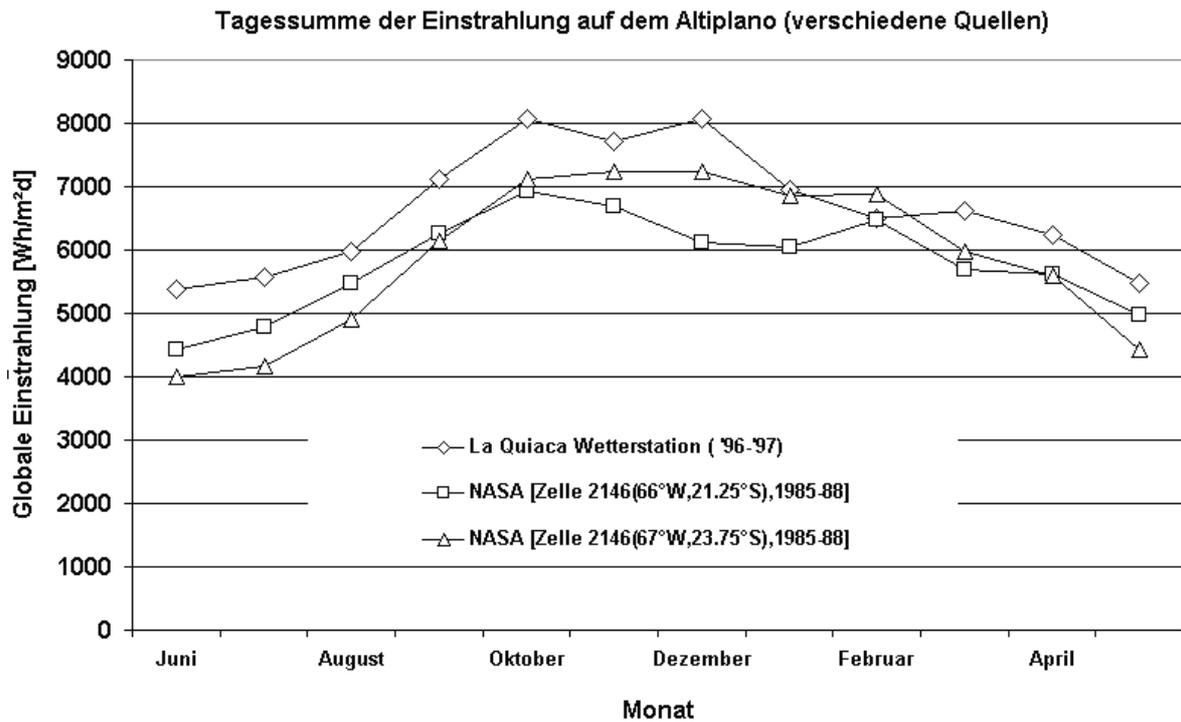


Diagramm 2-3: Jährlicher Verlauf der Einstrahlung nach verschiedenen Quellen

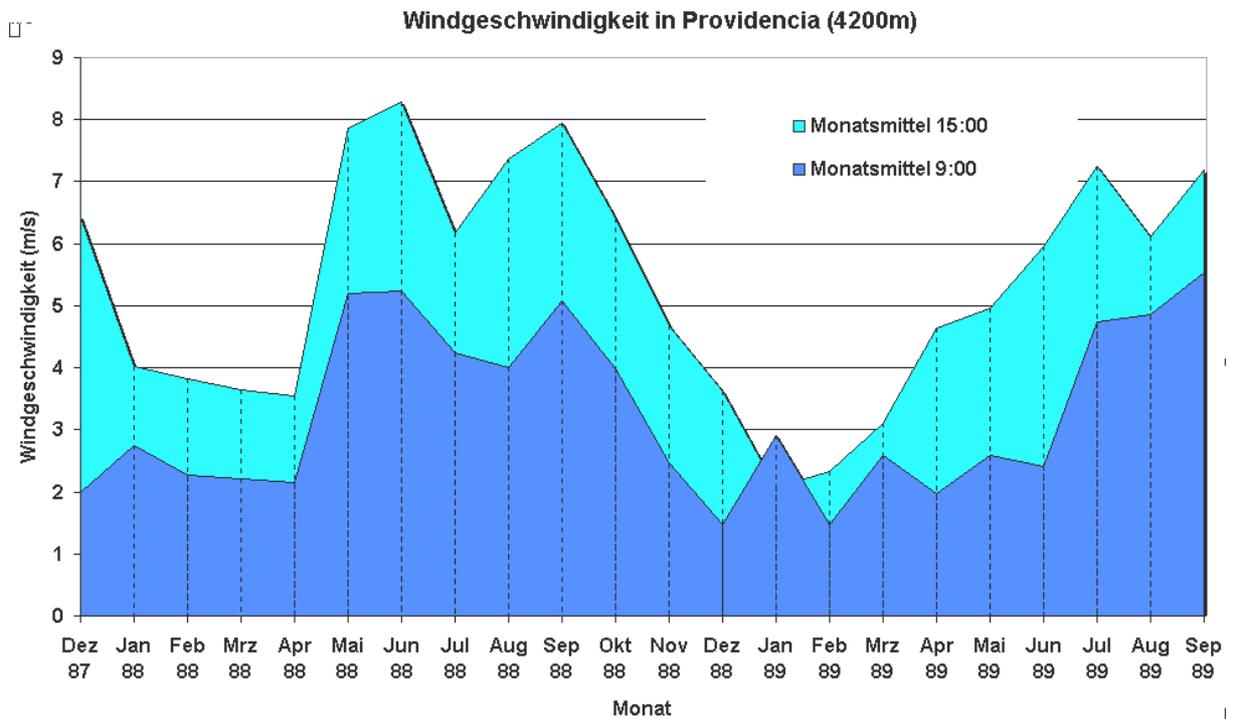


Diagramm 2-4: Jährlicher Verlauf der Windgeschwindigkeit aufgeschlüsselt nach der Tageszeit

2.4 Ergebnis

Um sicherzugehen, dass alle Gebäudeparameter richtig bewertet werden, wird das Simulationsmodell des Gebäudes validiert. Dies geschieht durch die Simulation der Raumtemperatur und dem Vergleich mit den gemessenen Werten. Dazu werden die zu dem entsprechenden Zeitraum gehörigen Wetterdaten in die Simulation eingelesen. Es sind vier Tage mit stark wechselnder Umgebungstemperatur gewählt worden, um das thermodynamische Verhalten des Gebäudes besser überprüfen zu können. Diagramm 2-5 zeigt die Vergleich von simulierter und gemessener Raumlufttemperatur an vier Tagen im August. Die Differenz beträgt +/-1 K. Diese Differenz ist im Rahmen der Unsicherheiten bezüglich Windrichtung und benutzerbedingtem Luftwechsel sehr gering, so dass von einem ausreichend genauen Modell ausgegangen werden kann. Wie anhand der Messwerte zu erkennen ist, sinkt die Raumlufttemperatur im Kindergarten nachts auf bis zu 0°C ab. Die Maximalwerte liegen bei 12°C.

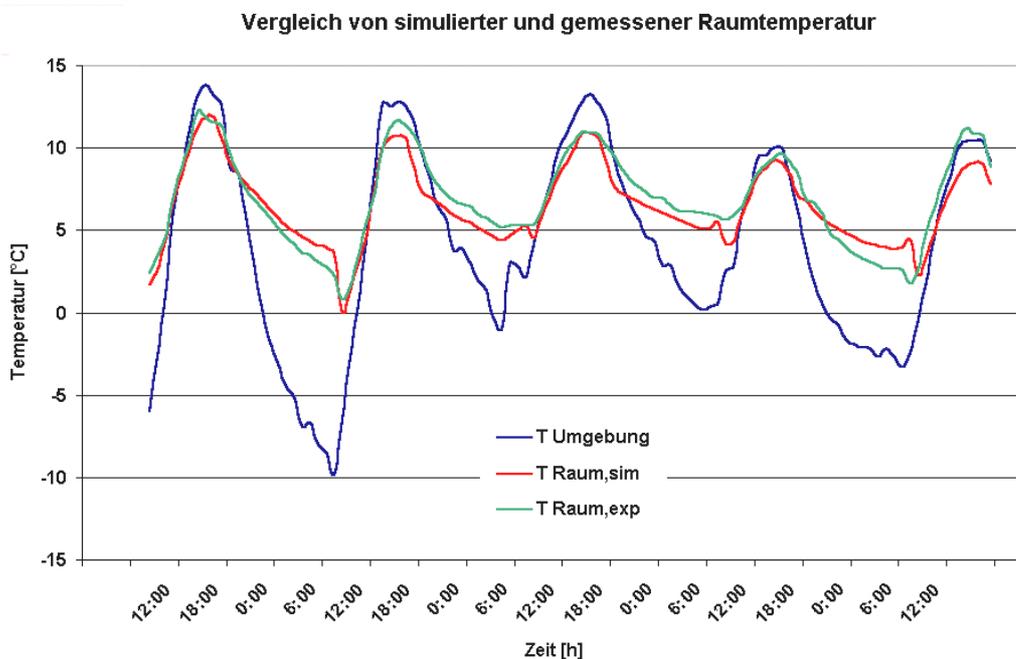


Diagramm 2-5: Vergleich von gemessener und simulierter Raumtemperatur

Um die Notwendigkeit einer Heizung zu dokumentieren, zeigt das Diagramm 2-6 die Raumtemperatur eines Gebäudes über ein Jahr. Die tägliche Amplitude der Temperaturschwankung beträgt zwischen 7 und 8 Grad Kelvin. Im Winter treten minimale Raumtemperaturen von bis zu 2°C auf und erreichen ein Tagesmaxima von 8°C. Im Sommer schwingt die Raumtemperatur zwischen 10°C und 18°C. Die Jahresmitteltemperatur beträgt 9,8°C und entspricht damit der mittleren Umgebungstemperatur.

Mit Hilfe des validierten Modells kann nun der Heizenergiebedarf über das Jahr berechnet werden. Dazu wird die Raumtemperatur festgelegt und der konvektive Wärmeübergang an die Hüllfläche und die durch Luftwechsel durchströmende Luftmasse aufsummiert. Die so ermittelte Heizleistung entspricht einem idealen, momentanen Wert, den keine Heizungsanlage mit einer solchen Genauigkeit steuern kann. Für eine Abschätzung des Heizbedarfs ist dieser Wert jedoch sehr hilfreich. Mit einer Jahresmitteltemperatur von 10,5 °C und einer Raumtemperatur von 17°C ergibt sich damit pro Jahr und Quadratmeter ein **Wärmebedarf** von **107 kWh/m²** für das Gebäude mit 110m² Grundfläche und **147 kWh/m²** für ein Gebäude mit 60 m² beheizter Grundfläche.

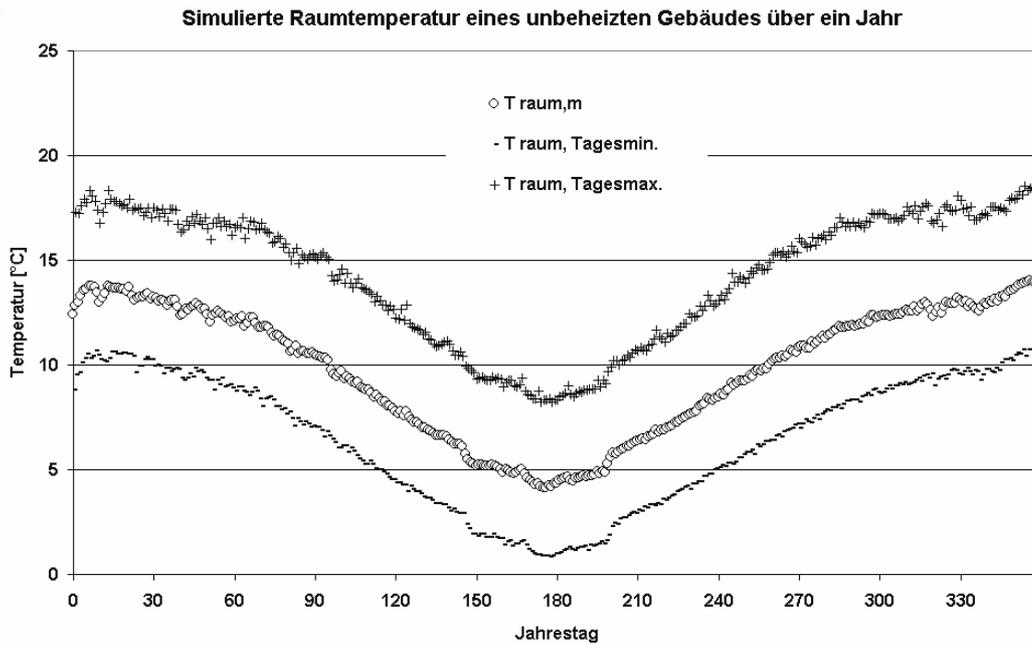


Diagramm 2-6: Simulierte Raumtemperatur im täglichen Mittel, Minimum und Maximum über das Jahr

Diagramm 2-7 zeigt die ideale tägliche Heizkurve des Gebäudes mit 110m² Fläche für den kältesten Monat Juli. Die Leistung schwankt zwischen 1 und 5,3 kW. Deutlich ist die Abhängigkeit von der Soll-Raumtemperatur zu erkennen.

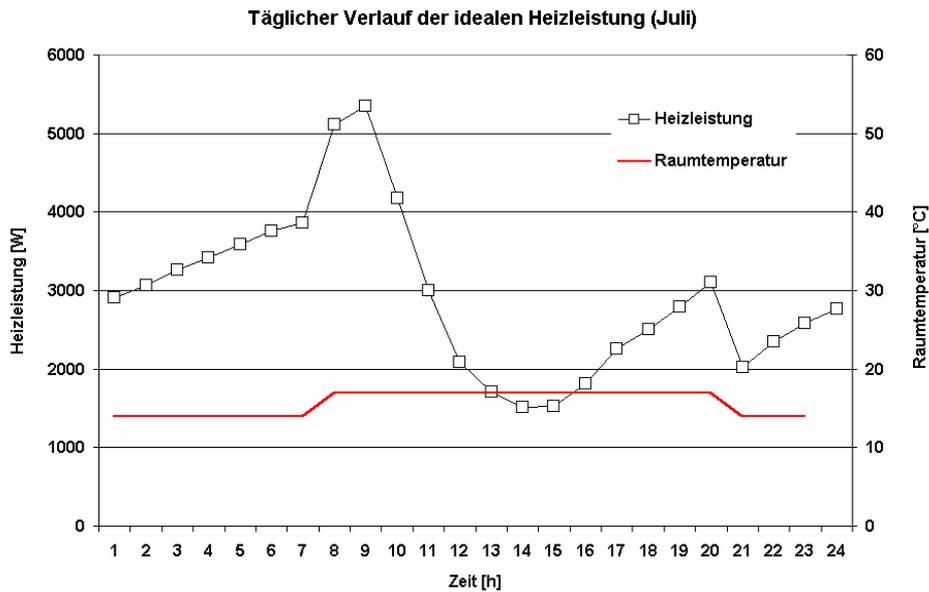


Diagramm 2-7: Verlauf der idealen Heizkurve

Diagramm 2-8 stellt den Verlauf der täglich benötigten Heizenergie des Kindergartens in Cienaga und Cusi Cusi über das Jahr dar. Hierbei wird ein Raumtemperaturprofil mit Nachtabsenkung angenommen. Von 7:30 bis 20:00 beträgt die Raumtemperatur 17°C. Da das Gebäude nachts nicht genutzt wird, wird die Temperatur auf 14°C abgesenkt. Die mittlere Raumtemperatur ergibt sich damit zu 15,5 °C. In den Sommermonaten liegt der Wärmebedarf zur Raumheizung bei beiden Gebäuden um 10 kWh. In den kalten Wintermonaten Juni und Juli steigt der Bedarf für die zu beheizenden 110 m² in Cienaga auf 70 kWh. In Cusi Cusi werden zur Beheizung der 60 m² immer noch 50 kWh benötigt. Dieser Sachverhalt zeigt, dass

der Wärmebedarf nicht direkt mit der Grundfläche des Gebäudes, sondern mit der Größe der Hüllfläche zusammenhängt. Diagramm 2-9 zeigt die Abhängigkeit von Heizbedarf zu Grundfläche.

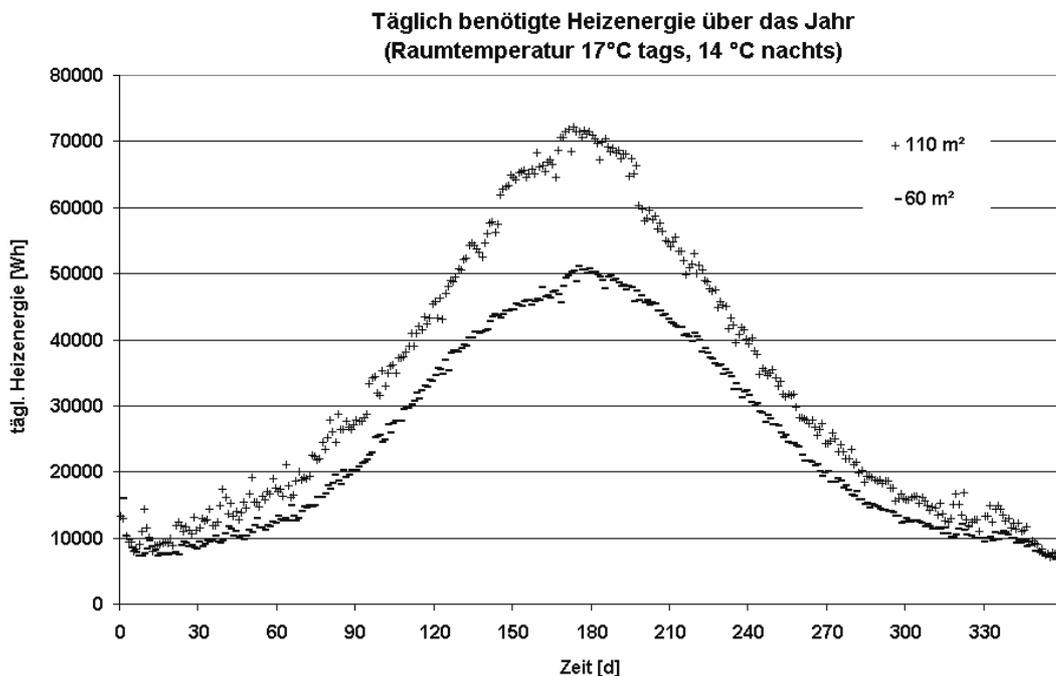


Diagramm 2-8: Simulierter, täglicher Wärmebedarf des Kindergartens in Cienaga und Cusi Cusi

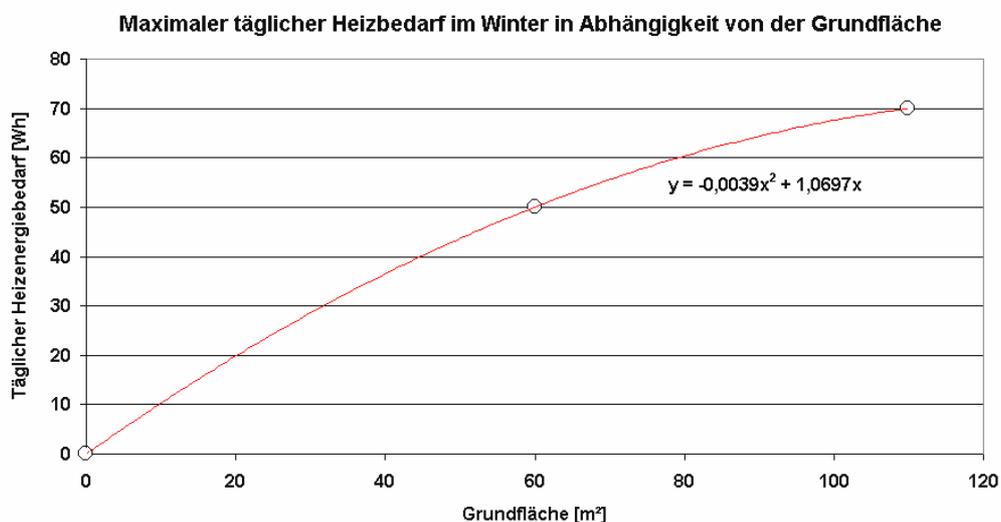


Diagramm 2-9: Heizbedarf zu Grundfläche

Der Warmwasserbedarf geht als weiteres Lastprofil in die Energiebilanz ein. Wie im Kapitel 2.2 dargestellt, beträgt der Warmwasserbedarf im Schnitt 290 Liter. Um täglich 290 Liter auf eine Brauchwassertemperatur von 50°C zu erwärmen, benötigt man eine Energie von 13,5kWh.

3 Grundlagenuntersuchungen

Durch die extreme Höhenlage ist bedingt, dass die physikalischen Gleichungen für Wärmeübergang und Druckverlust oder das Verhalten eines Ventilators nicht ohne besondere Prüfung übernommen werden können. Aus diesem Grund wurden einige Experimente durchgeführt, die die Abhängigkeiten von der Luftdichte eingehend untersuchen.

3.1 Abhängigkeit des konvektiven Wärmeübergangs von der Luftdichte

In den Gleichungen zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs sind druck- und temperaturabhängige Stoffeigenschaften enthalten. Das in dieser Studie behandelte Gebäude liegt auf einer Höhe von 3700 m. Der Luftdruck liegt hier bei 645mbar.

In diesem Druckbereich macht sich vor allem die Druckabhängigkeit der Luftdichte und die von der Luftdichte abhängige kinematische Viskosität bemerkbar. Dadurch geht der Luftdruck direkt in die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten und die Widerstandsbeiwerte des Druckverlustes ein. Bei den übrigen Stoffwerten ist vor allem die Temperaturabhängigkeit zu berücksichtigen.

3.1.1 Druckabhängigkeit der Stoffwerte von Luft

Wird Luft als ideales Gas angesehen, so kann man folgende Beziehung zur Ermittlung der **Luftdichte** verwenden:

$$\rho = 1,293 \cdot \frac{273}{T[K] + 273} \cdot \frac{p[Pa]}{101300} \quad (3.1)$$

Demnach ist die Luftdichte in 3700m Höhe mit 0,75 kg/m³ 38,5% geringer, wie auf Meereshöhe mit 1,22 kg/m³.

Die **dynamische Viskosität** η ist nach *Wagner* (S.202) nur sehr schwach druckabhängig, während die für die freie Konvektion bestimmende **kinematische Viskosität** ν aus dem Quotienten von dynamischer Viskosität und Dichte berechnet wird und damit umgekehrt proportional zum Druck ist:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3.2)$$

Die **Wärmeleitfähigkeit** von Luft ist gemäß *VDI-Wärmeatlas* [1988, Da29] in einem Druckbereich von 0,1 bis 10 bar beinahe unabhängig vom Druck. Jedoch ist sie temperaturabhängig und nimmt mit steigender Temperatur zu.

Die **spezifische Wärmekapazität** idealer Gase ist nach dem *VDI-Wärmeatlas* [1988, Da21] nur von der Temperatur abhängig. Mit steigender Temperatur nimmt die Wärmekapazität zu. Der Wert der spezifischen Wärmekapazität eines idealen Gases ist durch die Energiespeichermöglichkeit des Moleküls selbst bestimmt, nicht dagegen durch Kraftwirkungen zwischen den

Molekülen. Dies wird auch durch die Einheit kJ/kgK der spezifischen Wärmekapazität deutlich. Der Energieinhalt bezieht sich auf die Masse und die Temperatur.

Die Änderung des räumlichen **Wärmeausdehnungskoeffizienten** von Luft ist in dem hier betrachteten Druckbereich zu vernachlässigen. Er sinkt bei einer Änderung von 1,013 auf 0,633 bar nur um 0,35% ab. Auch die **Prandtl-Zahl** für Luft ändert sich in diesem Druckbereich kaum.

3.1.2 Konvektiver Wärmeübergang einer horizontalen, beheizten Platte

Beispielhaft zur Überprüfung der Druckabhängigkeit des konvektiven Wärmeübergangs wurde der Wärmeübergangskoeffizient einer horizontalen, beheizten Fläche untersucht.

Lloyd und *Moran* (1974) ermittelten eine Beziehung, die für die instabile, laminare freie Konvektion an der Oberseite einer beheizten horizontalen Platte gilt. Die Gleichung gilt für eine Raleigh Zahl im Bereich von $1e4 < Ra < 1e7$:

$$Nu = 0,54 \cdot Ra^{0,25} \quad (3.3)$$

Die Nußeltsche Kennzahl Nu ist das Verhältnis der kennzeichnenden Abmessung des Körpers zur Dicke der thermischen Grenzschicht. Für die Raleigh-Zahl Ra gilt:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (3.4)$$

Die Prandtl-Zahl Pr ist ein Maß für das Verhältnis von Strömungs- und thermischer Grenzschicht. Die Grashof-Zahl Gr ist mit einer Reynolds-Zahl für freie Konvektion vergleichbar und stellt das dimensionslose Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Reibungskräften unter Berücksichtigung der Dichteunterschiede dar. Die Grashof-Zahl bestimmt sich aus Geometrie und Stoffdaten zu

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_\infty - \rho_w}{\rho_w} \quad (3.5)$$

Darin ist ρ_w die Luftdichte an der Oberfläche und ρ_∞ die Luftdichte in weiter Entfernung. Die charakteristische Länge l wird in diesem Fall aus dem Quotienten von der Fläche zum Umfang der Platte gebildet.

Um den Wärmeübergangskoeffizienten zu bestimmen, wird folgende Gleichung verwendet:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad (3.6)$$

3.1.3 Experimentelle Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten

Die experimentellen Untersuchungen des freien konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten wurden anhand der Abkühlkurve einer isothermen Aluminiumplatte bei verschiedenen Luftdichten vorgenommen. Die Aluminiumplatte hat die Abmaße $139 \times 160 \times 9 \text{ mm}^3$ und ist auf der Rückseite und an den Rändern durch 5 cm starke PU-Schaumplatten isoliert. Die Aufheizung erfolgt über eine elektrische Heizfolie auf der Rückseite der Platte.

Der Versuch wurde auf einer Höhe von 150m, 1340m, 2460m und 3680m durchgeführt. Nachdem die Aluminiumplatte mit der elektrischen Heizfolie auf Temperatur gebracht wurde, wird die Stromzufuhr unterbrochen und ein Datalogger zeichnet die Temperatur der Platte und der Umgebung in Intervallen von einer Minute auf. Diagramm 3-1 zeigt eine typische Abkühlkurve.

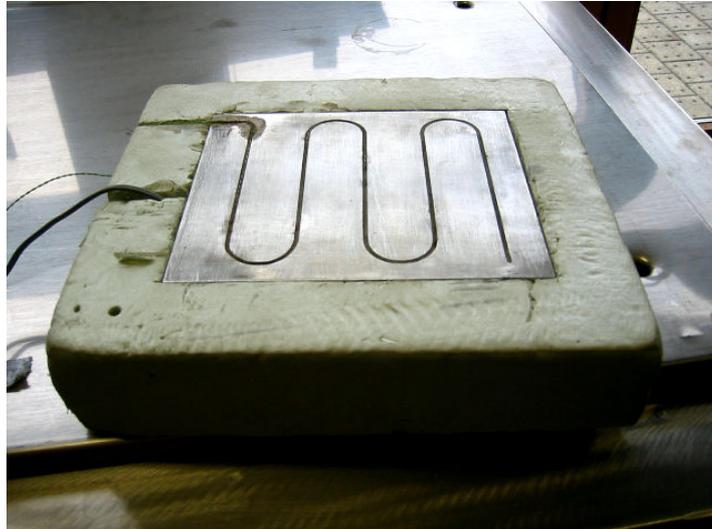


Abbildung 3-1: Experiment zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangs einer horizontalen Platte.

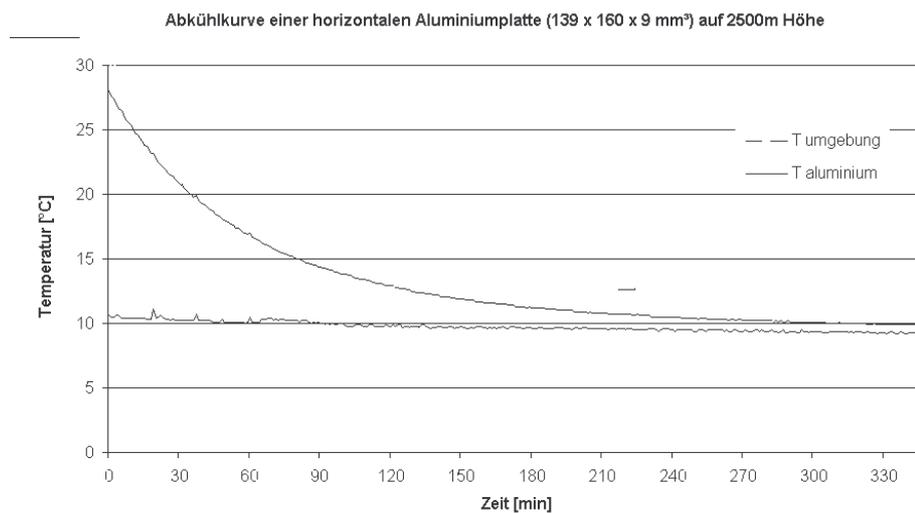


Diagramm 3-1: Experimentelle Abkühlkurve

Anhand des Energiegleichgewichts von thermischem Energieinhalt und Wärmeverlusten, die sich aus Strahlungs- und Konvektionsverlusten zusammensetzen, kann man auf den konvektiven Wärmeübergang schließen.

$$m_{Alu} \cdot c_{p,Alu} \cdot \frac{\partial T_{Alu}}{\partial t} = \dot{Q}_{Str} + \dot{Q}_{Konv} \quad (3.7)$$

Mit Hilfe einer computerunterstützten Parameteranpassung, mit dem „Solver“ unter MS Excel, wurde der Wärmeübergangskoeffizient als Konstante so bestimmt, dass sich zwischen Simulation und Messung die kleinstmögliche Differenz ergibt. Diagramm 3-2 zeigt den Vergleich der gemessenen und der simulierten Abkühlkurve. Abweichungen sind vor Allem bei der simulierten Abkühlkurve mit gefittetem Wärmeübergangskoeffizienten zu erkennen.

Da der Wärmeübergangskoeffizient nicht konstant über der Temperatur ist, ergeben sich bei höheren Temperaturdifferenzen eher zu kleine und bei kleinen Temperaturdifferenzen eher zu große Wärmeverluste. Dieser Sachverhalt erklärt die Abweichungen der Simulation von dem Experiment. Dagegen ergibt die Simulation unter Einbeziehung von Gleichung 3.6 mit temperaturabhängigen Stoffwerten eine sehr gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten.

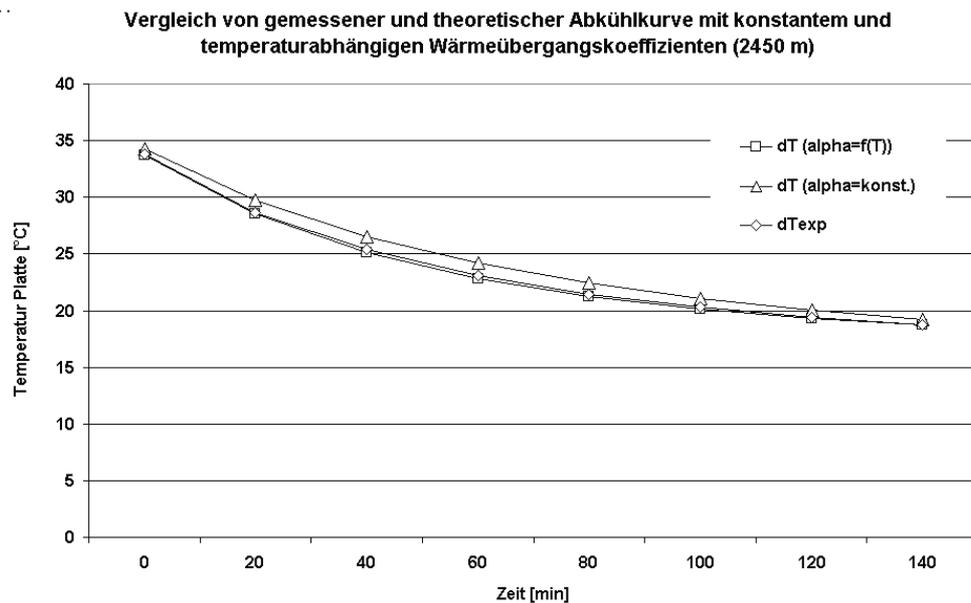


Diagramm 3-2: Vergleich von simulierten und experimentellen Abkühlkurven

Diagramm 3-3 zeigt, wie groß der Fehler durch die vereinfachende Annahme eines konstanten Wärmeübergangskoeffizienten bei freier Konvektion ist.

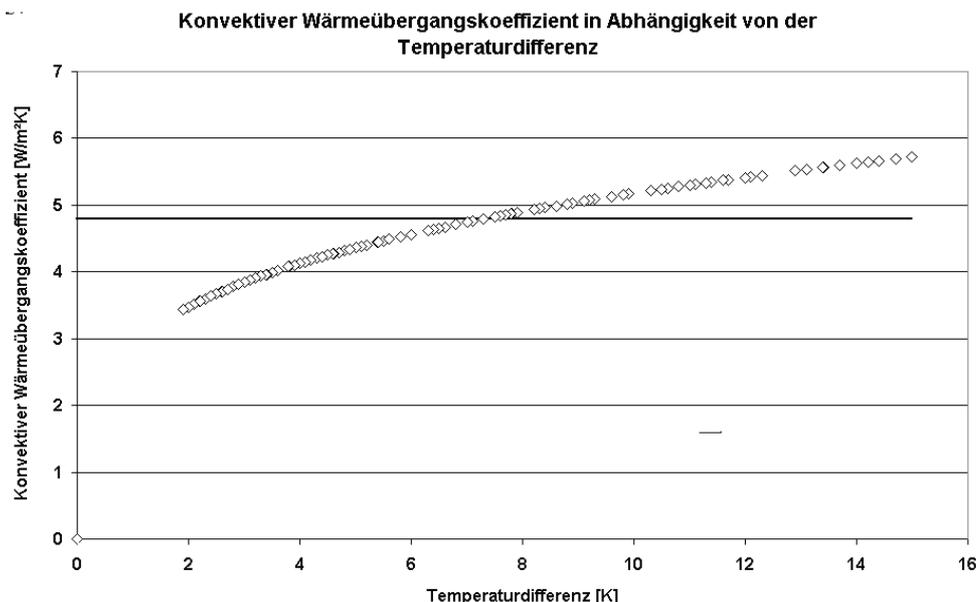


Diagramm 3-3: Temperaturabhängigkeit des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten

Diagramm 3-4 zeigt den gefitteten, konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zu den nach *Lloyd und Moran* (1974) berechneten Werten, unter Einbeziehung der Temperatur- und Druckabhängigkeit der Stoffwerte, in Abhängigkeit von der Luftdichte. Der Vergleich von theoretischen und experimentellen Werten zeigt, dass der Fehler sein

Maximum mit 4% bei einer Luftdichte von $1,18 \text{ kg/m}^3$ erreicht. Bei niedrigeren Luftdichten ist die Übereinstimmung grösser und der Fehler liegt unter einem Prozent.

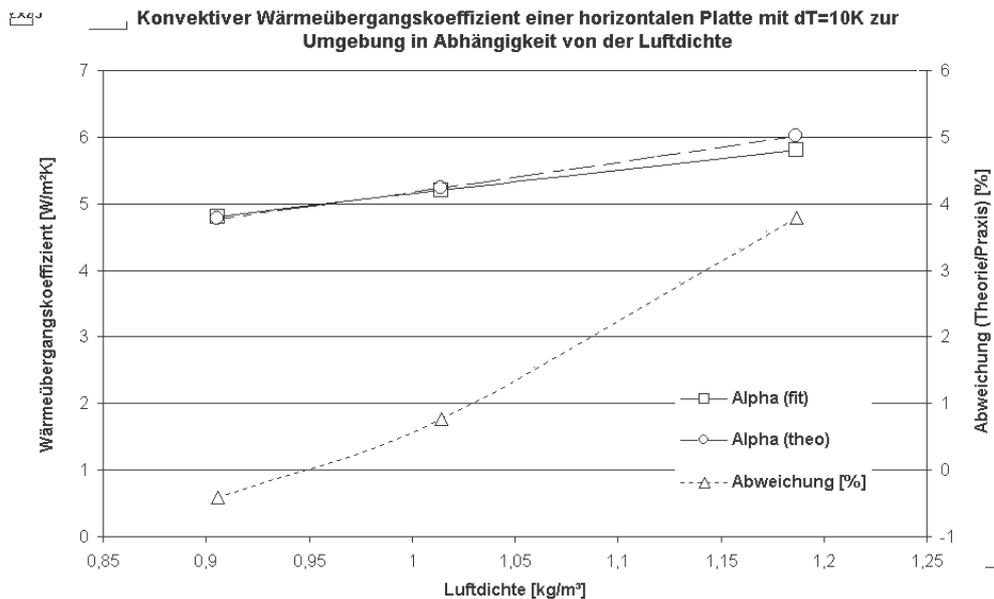


Diagramm 3-4: Abhängigkeit des konvektiven Wärmeübergangs zur Luftdichte

Aufgrund der guten Übereinstimmung lässt sich die Beziehung von *Lloyd* und *Moran* (1974) unter Berücksichtigung der temperatur- und druckabhängigen Stoffwerte ohne weitere Modifikationen für die Simulation von thermischen Systemen bei geringer Luftdichte verwenden. Da der Druck ausschliesslich in die allgemeine Grashofzahl in Form von Dichte und kinematischer Viskosität eingeht, lässt dies die Annahme zu, dass andere Beziehungen für freie Konvektion ebenfalls ihre Gültigkeit behalten.

Diagramm 3-5 zeigt den Wärmeübergangskoeffizienten bei freier Konvektion in Abhängigkeit von der Höhe. Der Übergangskoeffizient ist in einer Höhe von 3700m um 26,6% kleiner, als auf Meereshöhe.

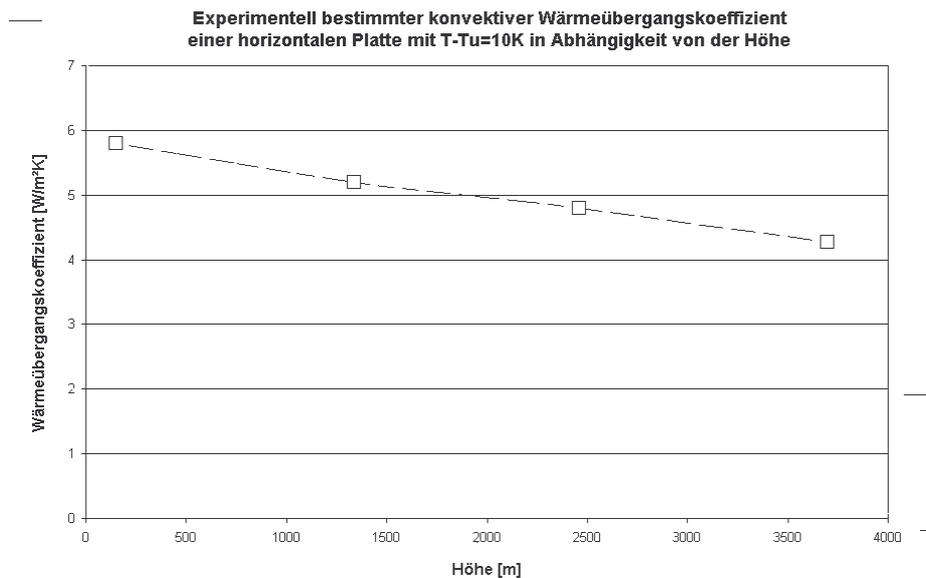


Diagramm 3-5: konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Höhe

3.2 Abhängigkeit des Druckverlustes von der Luftdichte

Über die Dichte und die kinematische Viskosität wirkt sich der niedrigere Druck nicht nur auf die Wärmeübergänge, sondern in starkem Maße auch auf den Druckverlust in einem Strömungsapparat aus.

Exemplarisch wird hier der Druckabfall im Kiesbettspeicher behandelt. Duffie und Beckman (S.177) zitieren Shewen, der die Gleichung von McCorquodale (1978) empfiehlt:

$$\Delta p = \rho_{Luft} \cdot v_{Luft}^2 \cdot (L/d) \cdot \left[(1 - \varepsilon)^2 / Re \cdot \varepsilon^3 \right] \cdot [1,24 \cdot Re / (1 - \varepsilon) + 368] \quad (3.8)$$

Darin sind L,d und ε Größen, die die Geometrie beschreiben.

:

$$Re = \frac{v_{Luft} \cdot d}{\nu} \quad (3.9)$$

Wie schon in Gleichung 3.2 gezeigt geht die Luftdichte umgekehrt proportional in die kinematische Viskosität ein. Damit ist die Reynoldszahl proportional zur Luftdichte, wie aus Gleichung 3.9 zu erkennen ist. Die Reynoldszahl geht wiederum in einer komplexen Beziehung in die Gleichung des Druckverlustes ein.

Das Ergebnis der Dichteabhängigkeit zeigt Diagramm 3-6. Es zeigt sich, dass der Druckverlust in einem luftdurchströmten Kiesbettspeicher bei gleichbleibendem Volumenstrom auf einer Höhe von 3700m um bis zu 40% abnimmt.

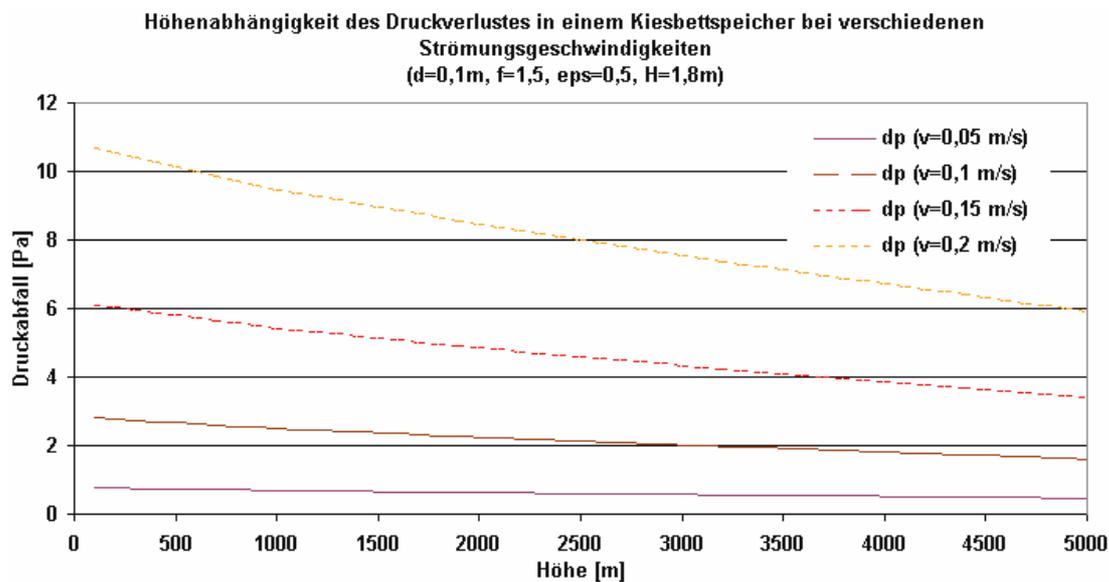


Diagramm 3-6: Höhenabhängigkeit des Druckverlustes in einem Kiesbettspeicher

Hält man den Massenstrom über der Höhe konstant, so erhöht sich bei gleichem Querschnitt mit abnehmender Dichte der Volumenstrom. Damit steigt die Luftgeschwindigkeit im System. Diagramm 3-7 zeigt die Verläufe von Druckverlust, Luftgeschwindigkeit und Leistung über der Höhe. Obwohl die Luftgeschwindigkeit zunimmt sinkt der Druckverlust bedingt durch die geringere Dichte ab. Aus dem gegenläufigen Verhalten resultiert, dass die benötigte Antriebsleistung bei gleichem Massenstrom über der Höhe beinahe konstant bleibt.

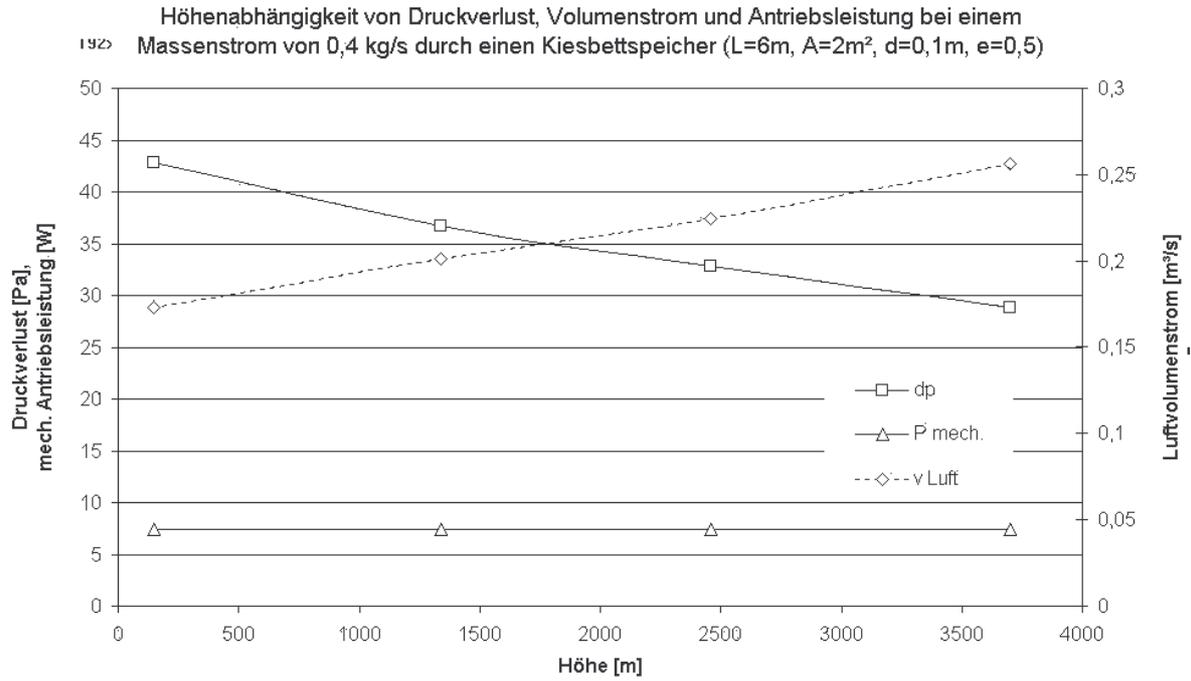


Diagramm 3-7: Druckverlust, Volumenstrom und Antriebsleistung über der Höhe bei konstantem Massenstrom

3.3 Auslegung des Ventilators bei geringer Luftdichte

Um die, durch den Kollektor eingefangene Energie nutzbar zu machen, muss die solar erwärmte Luft aus dem Kollektor zum Verbraucher gebracht werden. Liegt der Verbraucher höher als der Kollektor, so kann dies unter Umständen über natürliche Konvektion geschehen. In diesem Fall muss die Luft jedoch aktiv, entgegen den Auftriebskräften, nach unten in das Haus transportiert werden. Der Transport erfolgt hier über einen Axial-Ventilator. Die für den Antrieb benötigte Energie wird über ein Solarmodul gewonnen, da am Einsatzgebiet der Solaranlage kein zuverlässiges Stromnetz existiert. Außer der Netzunabhängigkeit hat dies den Vorteil, dass der Luftvolumenstrom immer über die Einstrahlung gesteuert wird und so keine kalte Luft in den Speicher gelangen kann. Das Solarmodul, das zum Antrieb des Ventilators dient, stellt jedoch einen erheblichen Kostenfaktor dar. Die benötigte Antriebsleistung und damit die Größe der Photovoltaikanlage sollte deshalb möglichst minimal sein.

3.3.1 Dichteabhängigkeit von Ventilatoren

Über das Verhalten des Gebläses bei niedriger Luftdichte können nur grobe Voraussagen mit Hilfe der Affinitätsgesetze getroffen werden.

Nach dem 1. Affinitätsgesetz gilt für die Volumenströme:

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \cdot \frac{n_1}{n_2} \quad (3.10)$$

Nach dem 3. Affinitätsgesetz gilt für die Leistungen:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (3.11)$$

Geht man davon aus, dass die benötigte Leistung P_1 und P_2 gleich und das Ventilatorblatt dasselbe ist, ergibt Gleichung 3.11, dass die Drehzahl umgekehrt proportional zur 3. Wurzel der Luftdichte ist. In diesem konkreten Beispiel heißt das, dass sich die Drehzahl eines Ventilators, der für den Betrieb auf Meereshöhe entworfen wurde bei einer Luftdichte von $0,833 \text{ kg/m}^3$ um 13,7 Prozent erhöht. Nach Gleichung 3.10 ergibt dies eine ebensolche Erhöhung des Volumenstroms. Mit der Luftdichte multipliziert ergibt sich daraus für den Massenstrom eine Verringerung um 22,6 Prozent.

In der Praxis ist zu erwarten, dass der Massenstrom noch geringer ausfallen wird, da der Gleichstrommotor nach Diagramm 6.8 mit der Erhöhung der Drehzahl aus seinem optimalen Auslegungspunkt herauswandert. Damit verringert sich der Motorwirkungsgrad.

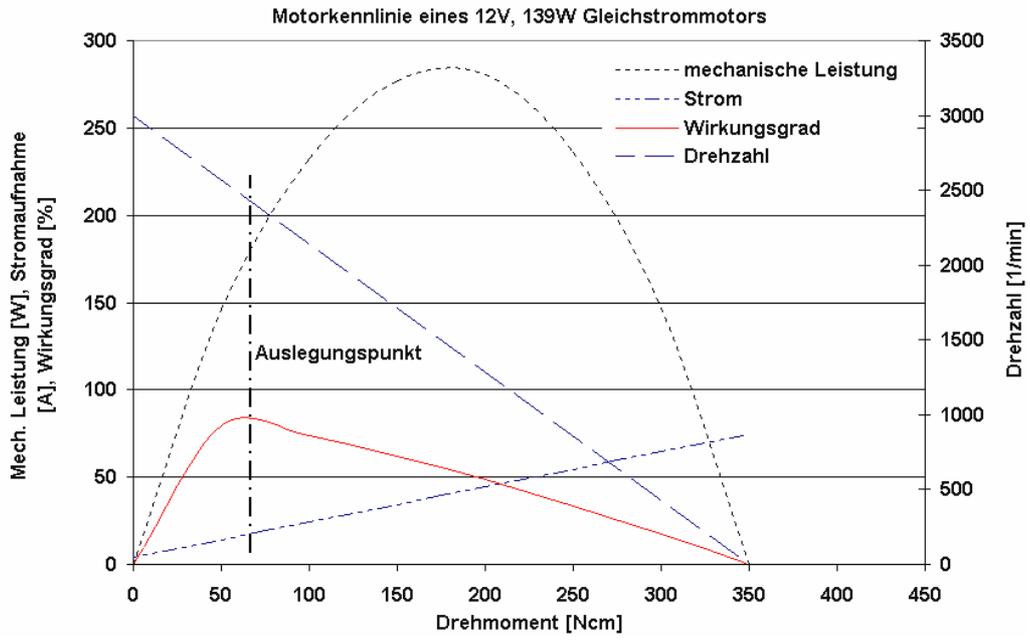


Diagramm 3-8: Kennlinie eines Gleichstrom-Nebenschlußmotors [Quelle: Bosch-Katalog]

3.3.2 Ventilator-Teststand

Die theoretischen Vorhersagen zum Verhalten von Ventilatoren bei geringerer Luftdichte wurden durch Experimente überprüft. Zu diesem Zweck wurden die Kennlinien von zwei Ventilatorarten bei Luftdichten von $1,15 \text{ kg/m}^3$, $0,89 \text{ kg/m}^3$ und $0,75 \text{ kg/m}^3$ vermessen. Abbildung 3-2 zeigt den 2 m langen Versuchsstand mit einer verstellbaren Blende zur Steuerung des Druckverlustes. Folgende Parameter wurden bei der Messung der Kennlinien erfasst:

- Strom
- Spannung
- Drehzahl
- Luftgeschwindigkeit
- Druckverlust
- Temperatur
- Atmosphärischer Druck



Abbildung 3-2: Ventilorteststand auf 2400m Höhe

Diagramm 3-9 zeigt den im Teststand aufgenommenen Verlauf der Kennlinie eines Bosch Autoventilators für die verschiedenen Luftdichten. Es ist zu erkennen, dass der Verlauf der Kennlinie mit abnehmender Dichte immer flacher wird. Das heißt, dass der Ventilator bei geringerer Luftdichte und gleichem Volumenstrom immer weniger Druckverlust überwinden kann. Bei sehr geringen Druckverlusten liefert der Ventilator bei kleiner Luftdichte sogar einen höheren Volumenstrom.

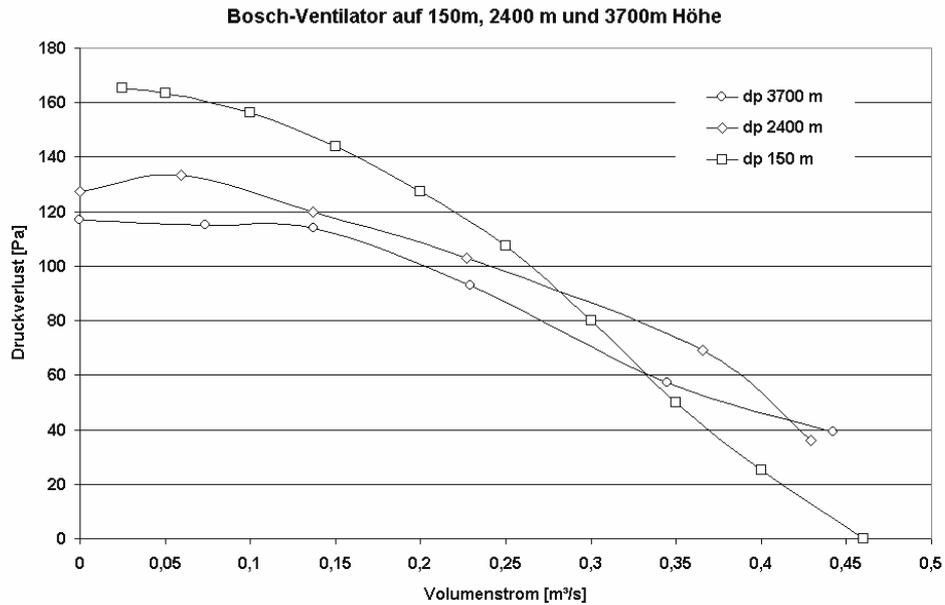


Diagramm 3-9: Kennlinien eines Bosch-Autoventilators bei unterschiedlicher Luftdichte.

Der zweite Ventilortyp ist ein bürstenloser Axialventilator der Firma SUNON. Diese Lüfter werden normalerweise zur Kühlung von Computern eingesetzt und sind daher auf größere Laufleistungen ausgelegt als Autoventilatoren. Der Temperaturbereich wird hier mit -20°C bis 70°C angegeben.

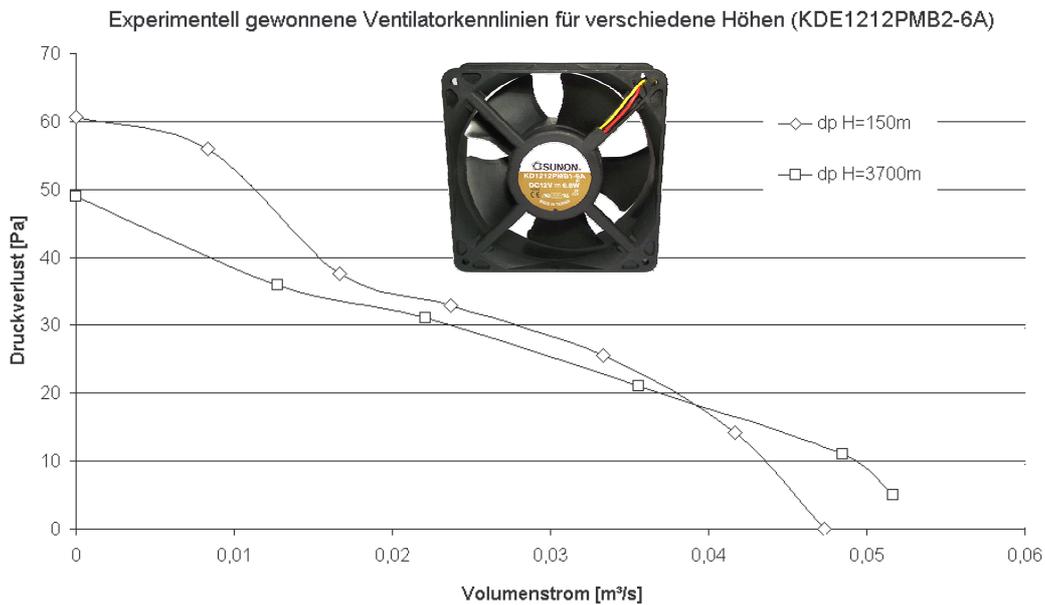


Diagramm 3-10: Kennlinien eines Sunon-Lüfters bei unterschiedlicher Luftdichte

Aufgrund der kleinen Abmessungen des Sunon-Lüfters müssen mehrere Lüfter parallelgeschaltet werden um den gewünschten Volumenstrom zu erreichen. Eine Parallelschaltung von Ventilatoren ergibt einen proportionalen Anstieg des Volumenstroms mit der Anzahl der Ventilatoren. So kann der benötigte Volumenstrom mit der Anzahl der Lüfter bequem angepasst werden. Diagramm 3-11 zeigt die resultierende Kennlinie für Parallelschaltungen von 1 bis 6 der hier verwendeten Lüfter.

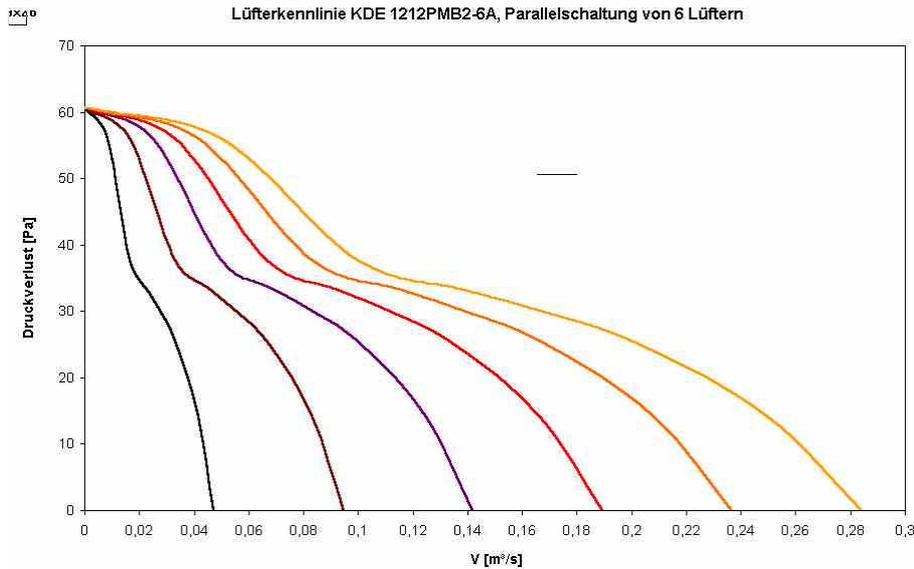


Diagramm 3-11: Parallelschaltung von Ventilatoren

Die Abflachung der Kennlinien lässt sich mit Hilfe von Gleichung 3.11 erklären. Nimmt man für einen Vergleich der Kennlinien einen gleichen Volumenstrom und eine gleiche Geometrie an, so ergibt sich aus Gleichung 3.11:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (3.12)$$

Die Leistung kann man auch ausdrücken als:

$$P = \dot{V} \cdot dp \quad (3.13)$$

Durch die Annahme des gleichen Volumenstroms erhält man nun für den Druckverlust:

$$dp_2 = dp_1 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (3.14)$$

Das heißt, dass der Druckverlust proportional zur Luftdichte ist.

Diagramm 3-12 zeigt den Vergleich von theoretischem und experimentellem Ergebnis. Es ist zu erkennen, dass die Anwendung der Affinitätsgesetze zwar den richtigen Trend voraussagen kann, aber durch die grobe Vereinfachung der Proportionalität zwischen Volumenstrom und Drehzahl einen großen Fehler beinhaltet. So liegt der Fehler bei kleinen Volumenströmen bei ca. 20 Prozent, während er bei großen Volumenströmen über 50 Prozent annimmt.

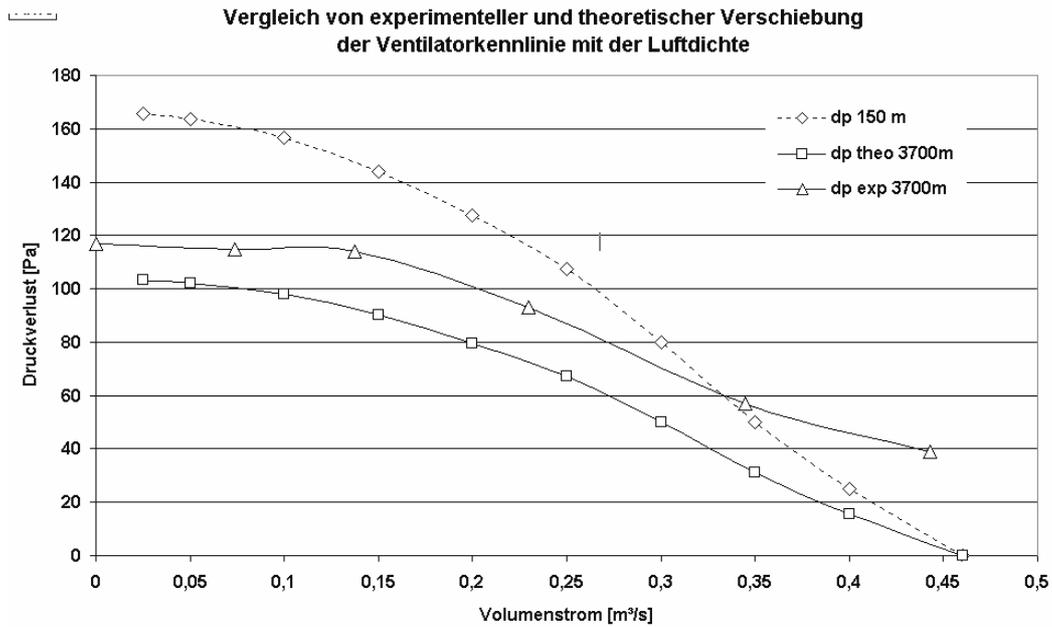


Diagramm 3-12: Experimentelle und theoretische Höhenabhängigkeit des Ventilators

3.3.3 Druckverlust des Systems

Um den Arbeitspunkt des Ventilators festzustellen wird die Druckverlust-Kennlinie des Gesamtsystems benötigt. Das hier beschriebene Luftsystem setzt sich aus den in Abbildung 3-3 symbolisch dargestellten Komponenten zusammen.

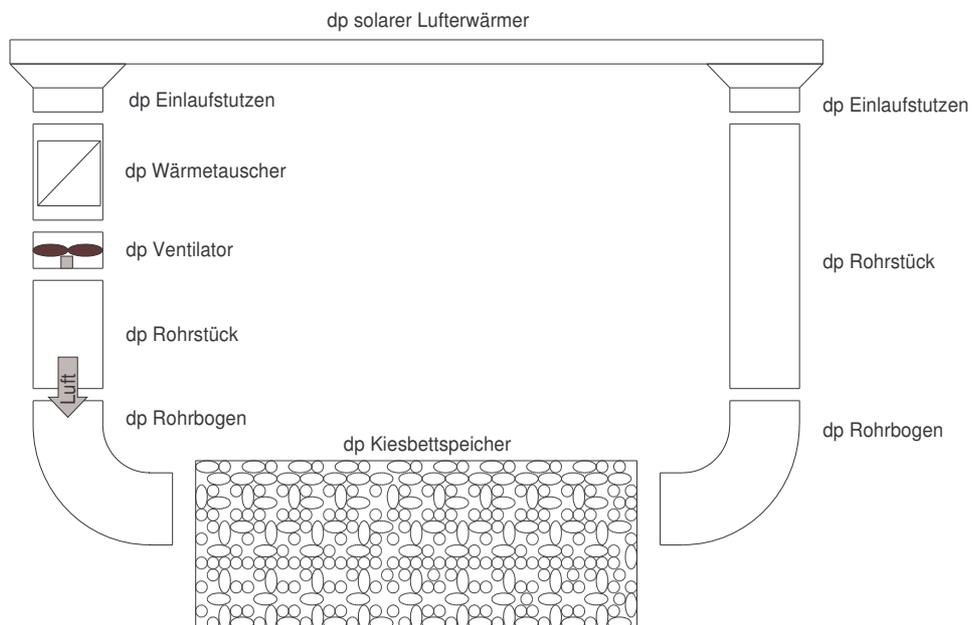


Abbildung 3-3: Schema der Luftführung

Der Reibungsverlust der Strömung in den verschiedenen Systemabschnitten errechnet sich aus der Gleichung:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot \bar{v}_{Luft}^2 \quad (3.15)$$

Für die Widerstandsbeiwerte wurden folgende Werte bestimmt *Recknagel Sprenger (97/98, S.1202)*:

- | | |
|----------------------------------------------------------------|---------------|
| 1. Austrittsöffnung (Winkel 45°): | $\zeta = 0,3$ |
| 2. Rohrbogen (R/W=1): | $\zeta = 0,2$ |
| 3. Rohrbogen (R/W=1): | $\zeta = 0,2$ |
| 4. Eintrittsöffnung mit Prallplatte (R/D=0,5, h/D=0,2): | $\zeta = 0,5$ |

Für den Druckverlust in **Vierkantrohren**, wie z.B. den Kaminabschnitten in diesem System, werden folgende Formeln nach *Recknagel Sprenger (97/98, S.1199)* verwendet:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot \bar{v}_{Luft}^2 \quad \text{mit} \quad d_h = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \quad (3.16)$$

Die Reibungszahl λ wird dem Diagramm 3-13 entnommen. Für die Kaminstücke aus Lehm mit einem Durchmesser von 0,5m x 0,5m und einer Rauigkeit von $\varepsilon = 5$ mm erhält man folgende geometrischen Kennzahlen um die Reibungszahl zu bestimmen:

$$\varepsilon / d = \frac{5mm}{500mm} = 0,01 \quad \text{und} \quad d \cdot v_{Luft} = 0,5 \cdot 1,6 \frac{m^2}{s}$$

Damit ergibt sich für die Reibungszahl $\lambda = 0,04$. Für den Widerstandsbeiwert in rauen Lehmkaminen erhält man damit $\zeta = 0,04 \cdot \frac{1}{0,5} = 0,08$ pro Meter Länge.

Die gleiche Vorgehensweise gilt für den **solaren Lufterwärmer**. Für die Rauigkeit in Blechkanälen kann $\varepsilon = 0,15$ mm angenommen werden. Mit den Standardabmessungen $a = 0,88$ m und $b = 0,075$ m ergibt sich der hydraulischer Durchmesser zu $d_h = 0,138$ m.

Mit der Umrechnung auf den gleichwertigen Durchmesser von rechteckigen Rohren erhält man $d = 0,2499$ und damit beim maximalen Volumenstrom von $0,4$ m³/s die geometrischen Kennzahlen:

$$\varepsilon / d = \frac{0,15}{249} = 6e - 4 \quad \text{und} \quad d \cdot v_{Luft} = 0,749 \frac{m^2}{s}$$

Aus Diagramm 3-13 ergibt sich damit die Reibungszahl zu $\lambda = 0,022$ pro Meter Länge eines doppelreihigen Luftkollektors.

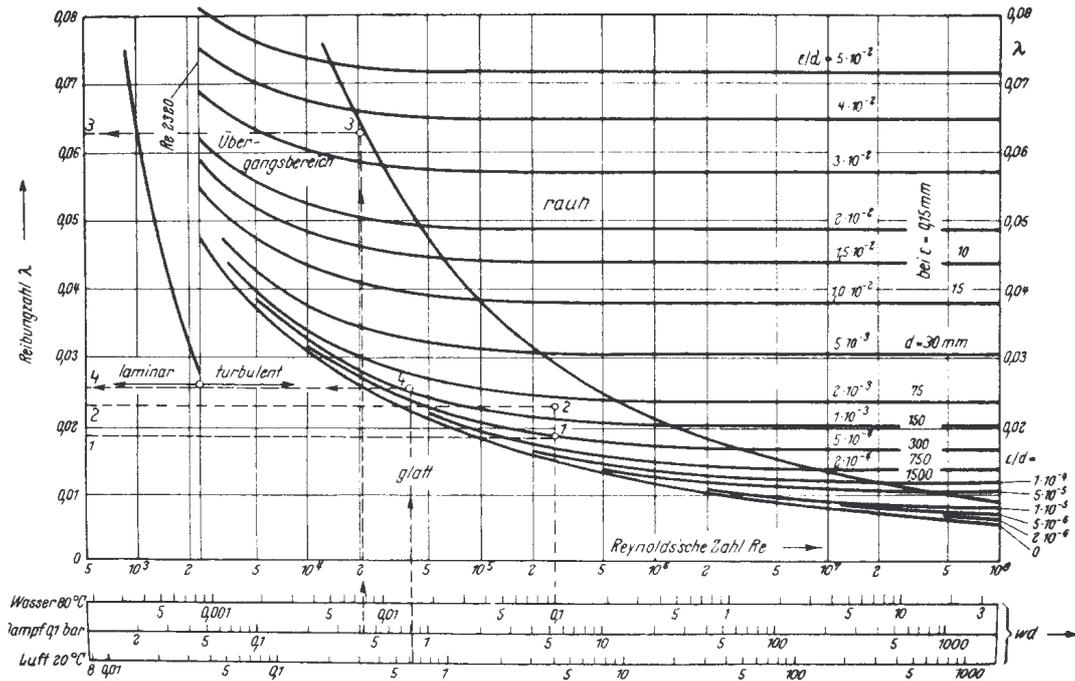


Diagramm 3-13: Die Rohrreibungszahl bei geraden Rohren nach Recknagel Sprenger (97/98, S.246)

Der Druckverlust des **Luft-Wasser-Wärmetauschers** wird überschlägig einem Diagramm von Recknagel Sprenger (97/98, S.1145) entnommen (Diagramm 3-14). Der Wärmetauscher ist mit einem Winkel von ca. 60° im Kamin montiert. Mit der so vergrößerten Oberfläche sinkt die Luftgeschwindigkeit bezogen auf den Wärmetauscher um damit den Druckverlust klein zu halten. Der Kamin hat einen Querschnitt von $0,5 \times 0,5 \text{ m}^2$. Bei einem maximalen Volumenstrom von $0,4 \text{ m}^3/\text{s}$ ergibt dies eine Luftgeschwindigkeit von $1,6 \text{ m/s}$. Umgerechnet auf die $0,4 \text{ m}^2$ Fläche des Wärmetauschers ergibt dies eine Geschwindigkeit von 1 m/s . Da das Druckverlust-Diagramm für einen Wärmetauscher des Typs IV bei $1,5 \text{ m/s}$ aufhört, wurde die Kennlinie mit einer Potenzfunktion angepasst. Mit dem so ermittelten Widerstandsbeiwert $\zeta = 7,4$ ergibt sich folgende Funktion:

$$\Delta p = 7,4 \cdot \frac{\rho_{\text{Luft}}}{2} \cdot \bar{v}_{\text{Luft}}^2 \quad (3.17)$$

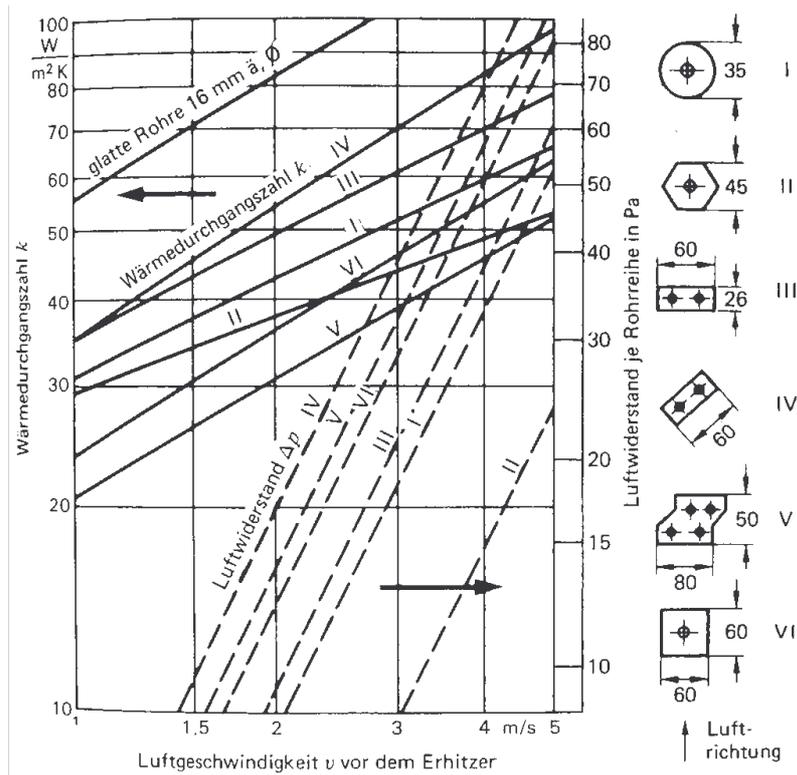


Diagramm 3-14: Lamellenrohr-Wärmetauscher nach Recknagel Sprenger (97/98, S.1145)

Abhängig von der Geometrie hat der Druckverlust des Kiesbettspeichers einen maßgeblichen Einfluss auf den Gesamtdruckverlust. Grundlage der Berechnung bildet die in Kapitel 3.2 beschriebene Gleichung 3.8 von McCorquodale (1978). Diagramm 3-15 zeigt den Verlauf des Druckverlustes über dem Volumenstrom für verschiedene Höhen.

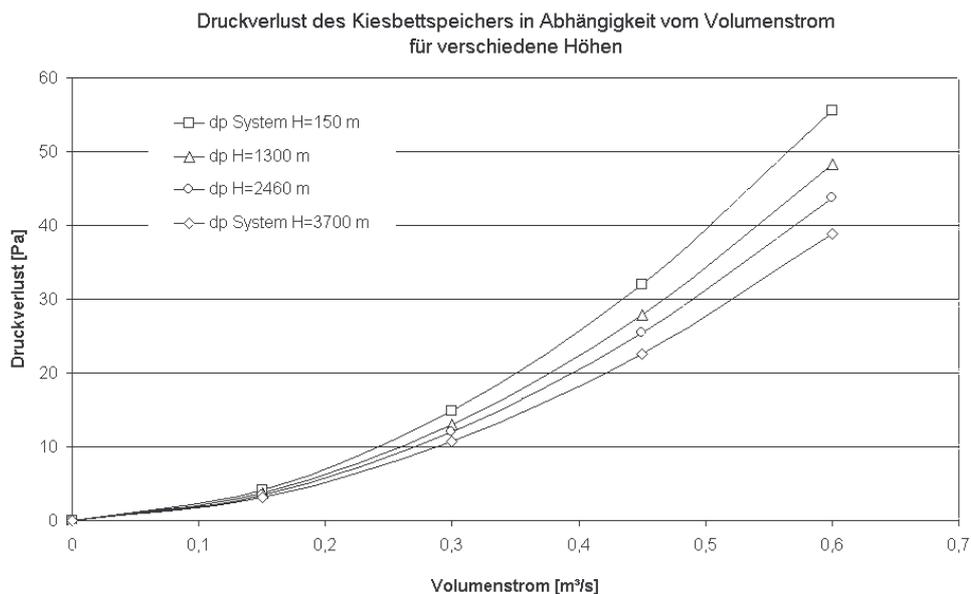


Diagramm 3-15: Druckverlust-Kennlinie des Kiesbettspeichers für verschiedene Höhen

Der Druckverlust des **Gesamtsystems** ergibt sich aus der Summe der Druckverluste aller einzelnen Komponenten und den dazugehörigen Luftgeschwindigkeiten.

$$\Delta p_{ges} = \sum \zeta \cdot \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot \bar{v}_{Luft}^2 \quad (3.18)$$

Der aus der Summe aller einzelnen Druckverluste resultierende Gesamtverlust ist in Diagramm 3-16 für verschiedene Luftdrücke über dem Volumenstrom aufgetragen. Die Verringerung des Gesamtverlustes um 33 Prozent bei konstantem Volumenstrom entspricht damit der in gleicher Höhe verringerten Luftdichte.

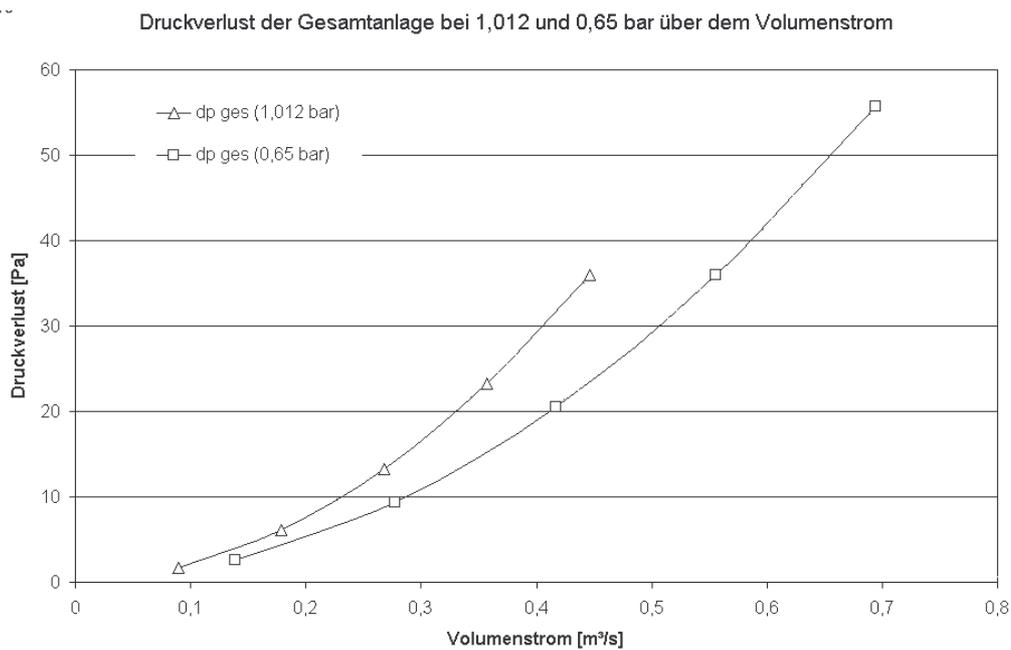


Diagramm 3-16: Druckverlust-Kennlinie des Gesamtsystems für verschiedene Höhen

3.3.4 Arbeitspunkt des Ventilators

Eine Überlagerung der Ventilator- und Systemkennlinie ergibt im Schnittpunkt der beiden Kennlinien den Arbeitspunkt. Das System wird hier mit 9 Ventilatoren des Typs KDE1212PMB2-6A (SUNON) bestückt. Deren Kennlinie wurde experimentell für verschiedene Luftdichten bestimmt (siehe Kapitel 3.3.2). Der Kiesbettspeicher hat eine Stirnfläche von 2 m² und eine Länge von 6 Metern. Das Diagramm 3-17 zeigt die Kennlinien für verschiedene Luftdichten. Aus Diagramm 3-17 wird ersichtlich, dass der Volumenstrom durch das System aufgrund des geringeren Druckverlustes auf einer Höhe von 3700m von 0,335 auf 0,38 m³/s ansteigt. Der Arbeitspunkt ist hier durch den roten Punkt gekennzeichnet.

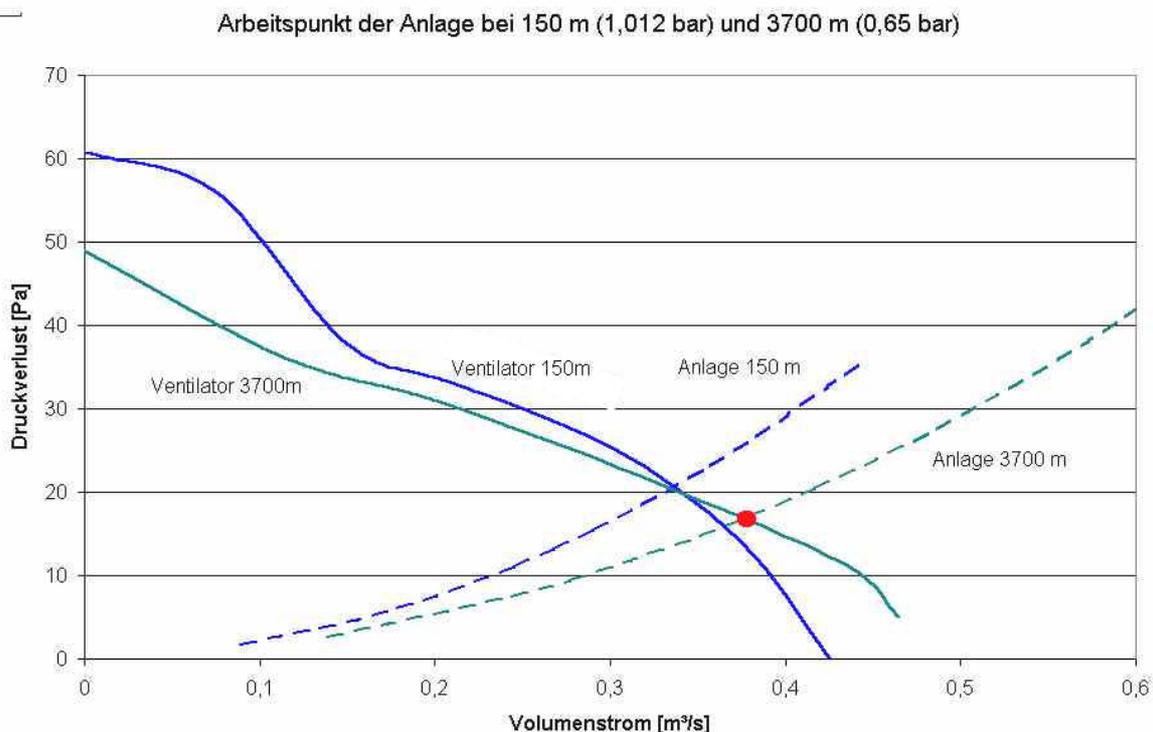


Diagramm 3-17: Arbeitspunkt für verschiedene Höhen

Die Erhöhung des Volumenstroms beträgt prozentual ausgedrückt 13,4 Prozent. Dies kommt der Vorhersage aus Gleichung 3.11 mit 13,7 Prozent sehr nahe. Auch wird die Annahme bestätigt, dass die Leistungsaufnahme des Ventilators konstant bleibt. Laut Herstellerangaben nimmt der Ventilator KDE1212PMB2-6A bei 12V eine elektrische Nennleistung von 5,1 Watt auf. Der elektrische Energiebedarf wurde auf dem Altiplano zu 5,16 Watt ermittelt.

Die Messung der Ventilator Drehzahl ergab jedoch höhere Werte als die berechneten. Hier stieg die Drehzahl von 2800 U/min auf Meeresniveau auf 3350 U/min in 3700m Höhe. Dies entspricht einer Steigerung von 19,6 Prozent und entspricht somit nicht dem 1. Affinitätsgesetz, das ein direkt proportionales Verhältnis von Volumenstrom und Drehzahl beschreibt. Eine Begründung könnte sein, dass in 3700m Höhe ein anderes Messinstrument zum Einsatz kam, das eventuell Messfehler beinhaltet.

Da für den Wärmetransport der Massenstrom wichtiger ist als der Volumenstrom, soll nun auch der Einfluss auf den Massenstrom berechnet werden. Mit der Luftdichte von 0,7804 kg/m³ in 3700 m Höhe ergibt sich ein Massenstrom von 0,296 kg/s anstatt von 0,37 kg/s auf Meereshöhe. Dies entspricht einer Reduzierung von 19,9 Prozent. Da trotzdem die gleiche elektrische Energie zum Antrieb benötigt wird, ist der Gesamtwirkungsgrad des Antriebs geringer.

3.3.5 Optimierung

Die Optimierung ist in Hinsicht auf die hohen Kosten des Solarmoduls zu sehen, dass für den Betrieb des Ventilators benötigt wird. Versetzt man einen Ventilator, der für Meeresniveau ausgelegt ist, auf eine Höhe von 3700m so benötigt man 20 Prozent mehr Leistung um den gleichen Massenstrom zu erzielen (s.o.).

Der Leistungsbedarf für die Luftbewegung ist proportional zum Gesamtdruckverlust des Luftleitsystems, dem Luftvolumenstrom und dem Wirkungsgrad des Ventilators (Lüfter und Motor). In erster Linie sollte also daran gedacht werden, den Druckverlust des Gesamtsystems klein zu halten. Des Weiteren gibt es Möglichkeiten durch Verbesserung des Motor- und Ventilatorwirkungsgrades die Antriebsleistung zu senken. Im folgenden sind Möglichkeiten zur Verbesserung aufgezeigt.

Druckverlust

Allgemein sind bei der Auslegung von Luftkollektoranlagen kurze und gerade Verbindungswege von der Luftkollektoranlage bis zu den Luftauslässen anzustreben. Bei Umlenkungen sollten große Kanalquerschnitte und Rohrradien gewählt werden. Des Weiteren sollten lange und wenige Kollektorreihen bevorzugt werden um die Anzahl an Formteilen minimal zu halten.

In die Ermittlung des Druckverlustes des gesamten Luftleitsystems sind folgende Komponenten zu berücksichtigen:

- Kiesbettspeicher (je nach Geometrie und Steingrösse): 10-30Pa
- Luftkanäle: 1 Pa/m
- Formteile-Luftleitsystem (Bögen, Reduzierungen, u.a.): ca. 1 bis 3 Pa/Einheit
- Luft Ein- und Auslässe: ca. 1 bis 3 Pa/Einheit
- Luft-Wasser-Wärmetauscher ca. 2 bis 4 Pa/Rohrreihe
- Ventilator (Reibungs- und Wirbelverluste): keine pauschalen Angaben

Demnach fällt der Kiesbettspeicher mit 10-30 Pa am stärksten ins Gewicht. Durch Wahl eines großen Strömungsquerschnitts und großer Steindurchmesser lässt sich hier der Druckverlust minimieren. Auch ist auf kleine Speicherlängen zu achten. Jedoch darf die warme Luft das Ende des Speichers nicht zu schnell erreichen, da sonst Energie verloren geht.

"Slip" fans

Eine Möglichkeit zur Optimierung bieten sogenannte „slip-fans“ (wörtlich: Rutsch-Ventilatoren). Slip-fans bieten den Ventilatorblättern die Möglichkeit unabhängig von der Drehgeschwindigkeit des Motors zu laufen. Diese kraftabhängige Drehzahlregelung erlaubt den Betrieb unter unterschiedlichen Dichteverhältnissen. Wie man in Diagramm 3.18 sieht, ist der Volumenstrom bei geringeren Drücken erheblich größer, als bei einem konventionellen Ventilator. Dadurch kann der Massenstrom bei gleichem Energieverbrauch weitgehend aufrecht erhalten werden und die Anlage läuft mit gutem Wirkungsgrad.

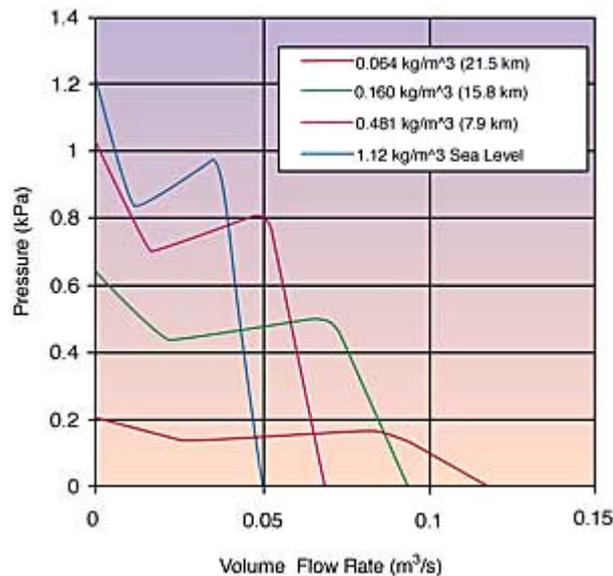


Diagramm 3-18: Kennlinie eines „slip-fans“
(Quelle: J. E. Marthinuss / Northrop Grumman)

Kombination Blatt/Motor

Betrachtet man das Affinitätsgesetz, so kann einem Anstieg der Motordrehzahl auch mit einer Vergrößerung des Blattdurchmessers entgegengewirkt werden.

Bei gleichbleibender Leistung und gleicher Drehzahl ergibt sich aus Gleichung 3.11:

$$\sqrt[5]{\frac{\rho_2}{\rho_1}} = \frac{D_1}{D_2} \quad (3.19)$$

Durch Einsetzen der Luftdichten auf Meereshöhe und 3700 m resultiert eine Vergrößerung des Durchmessers um 8,07 Prozent. Jedoch ist zu klären ob die Blattform eines größeren Ventilators aerodynamisch angepasst werden muss.

Ventilatorotyp

Die richtige Wahl des Ventilators beeinflusst maßgeblich den Wirkungsgrad des Systems. Die Tabelle zeigt die Unterschiede und Arbeitsbereiche der gängigsten Ventilatorotypen [Quelle: Hastings]. So kann ein System mit Radialventilator und rückwärtsgekrümmten Blättern mit beinahe doppeltem Wirkungsgrad betrieben werden. Zu beachten ist jedoch, dass ein minimaler Druck von etwa 200Pa aufgebaut werden muss.

Ventilator-Typ	Volumenstrom [m³/h]	Druckbereich [Pa]	Wirkungsgrad [%]
Radialventilator mit rückwärtsgekrümmten Blättern	1000-50.000	200-1500	80-85
Axialventilator	200-10.000	10-400	<50
Radialventilator mit vorwärtsgekrümmten Blättern	50-50.000	100-1500	40-60

Maximum Power Point Tracker

Beim Betrieb des Ventilators über ein Solarpanel kann es vorkommen, dass eine genaue leistungsmäßige Abstimmung der beiden Komponenten schwierig ist. Auch sorgen wechselnde Einstrahlungsverhältnisse für ein wandern des Arbeitspunktes des Solarpanels. Um den Arbeitspunkt nicht zu weit von dem optimalen Arbeitspunkt zu entfernen bietet sich der Einsatz von Maximum Power Point Trackern (MPPT) an.

Mit Hilfe eines MPP-Trackers (MPPT) kann der Arbeitspunkt eines Solargenerators stets leistungsoptimiert eingestellt werden. Das bedeutet, daß der Solargenerator immer die nach den momentanen Einstrahlungsverhältnissen größte mögliche Leistung abgibt. Das ist nur möglich, wenn der Verbraucher vom Solargenerator abgekoppelt wird. Als Bindeglied wird ein Anpassungswandler, der MPP Tracker, verwendet. Dessen Aufgabe besteht darin, seinen Eingangswiderstand immer so einzustellen, daß der Solargenerator im Maximum-Power-Point betrieben wird. Darüber hinaus ist sicherzustellen, dass die Leistung am Ausgang des Anpassungswandlers auch abgenommen wird.

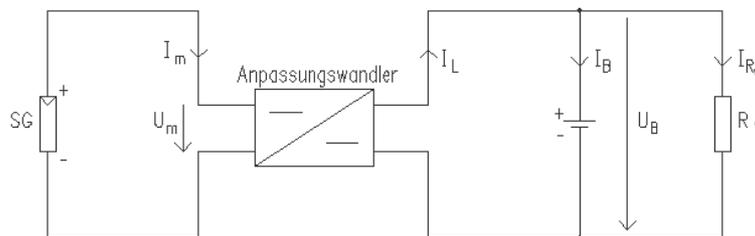


Abbildung 3-4: Prinzipschaltbild eines MPPT-Systems [Köthe, 1996].

Für den Betrieb des MPP-Trackers muß gelten:

$$\eta_W \cdot I_m \cdot U_m = I_L \cdot U_B \quad (3.20)$$

- η_W Wirkungsgrad des Wandlers
- I_m Solargeneratorstrom im MPP
- U_m Solargeneratorspannung im MPP
- I_L Laststrom
- U_B Batteriespannung

Das folgende Diagramm zeigt die Kennlinien eines Solargenerators bei drei verschiedenen Einstrahlungsbedingungen. Es sind jeweils die Maximum-Power-Points zu sehen, welche die MPP-Linie ergeben. Ein leistungsoptimiertes System arbeitet immer entlang dieser Linie.

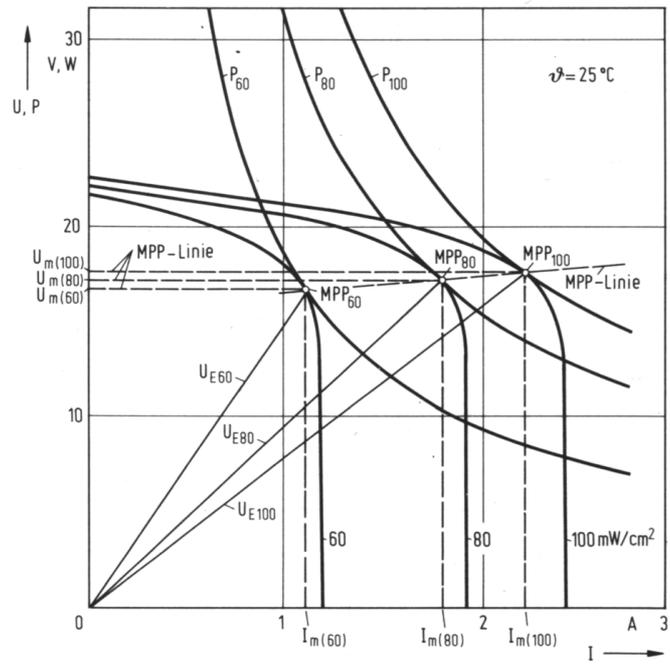


Abbildung 3-19: 12V-Solargenerator im MPP-Betrieb bei verschiedenen Bestrahlungsverhältnissen [Koethe, 1996]

4 Modellierung und Validierung von Anlagenkomponenten

Die in der Anlage verwendeten Komponenten werden als thermisches Simulationsmodell in die Programmierumgebung Matlab/Simulink übertragen. Damit können sie zum Beispiel direkt mit dem thermischen Gebäudemodell in LACASA verknüpft werden.

Da erhebliche Unsicherheiten seitens der Modellansätze und der Wärmeübergangskoeffizienten bestehen, ist eine Validierung der Modelle mit Messdaten aus Experimenten unerlässlich. Zum Beispiel werden konvektive Wärmeübergangskoeffizienten meistens halbempirisch gewonnen und weisen grundsätzlich große Abweichung von bis zu +/-25 Prozent auf. Im Folgenden werden die Simulationsmodelle für

- Luft-Wasser-Wärmetauscher
- Luftkollektor
- Kiesbettspeicher
- Hypokaustenheizung

vorgelegt und validiert.

4.1 Luft-Wasser-Wärmetauscher

Die Auskopplung von Wärme aus dem Luftstrom bietet die Möglichkeit zur Brauchwassererwärmung. So kann zum Beispiel die Überschussenergie außerhalb der Heizperiode sinnvoll genutzt werden. Aus Gründen der guten Verfügbarkeit wurde ein Autokühler für diese Anwendung gewählt. Der doppelreihige Kühler hat die Maße 83 x 53 x 3 cm. Die ca. 60 Rohrreihen verlaufen parallel. Somit ist der Kühler auch gut für einen wasserseitigen Betrieb über Naturkonvektion geeignet.

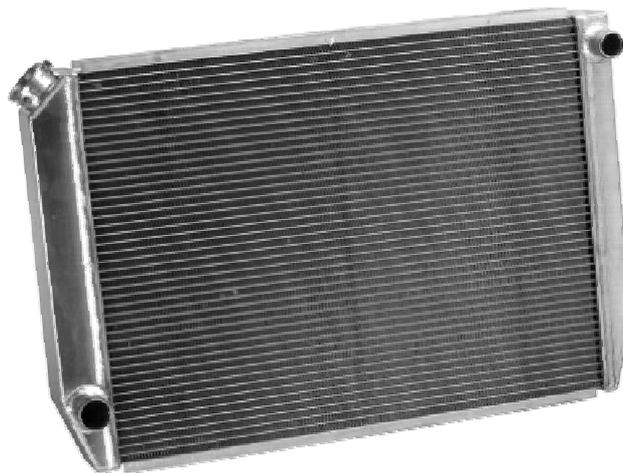


Abbildung 4-1: Typischer Autokühler

Als wichtigster Punkt ist der luftseitige **Druckverlust** des Kühlers zu prüfen, da dieser im Rahmen der Optimierung des Antriebsteils u.U. stark ins Gewicht fällt (siehe Kapitel 3.3.5). Diagramm 4-1 zeigt den auf in 3700m Höhe experimentell bestimmten Druckverlust. Der Wert des Druckverlustes liegt mit einem Widerstandsbeiwert von $\zeta = 6,2$ pro Doppelreihe 17% niedriger als der aus Diagramm 3-14 theoretisch bestimmte Wert von $\zeta = 7,4$. Dieses

Ergebnis stimmt mit der in Kapitel 3.2 gemachten Aussage überein, daß der Druckverlust bei gleichem Volumenstrom mit der verringerten Luftdichte in großer Höhe zurückgeht.

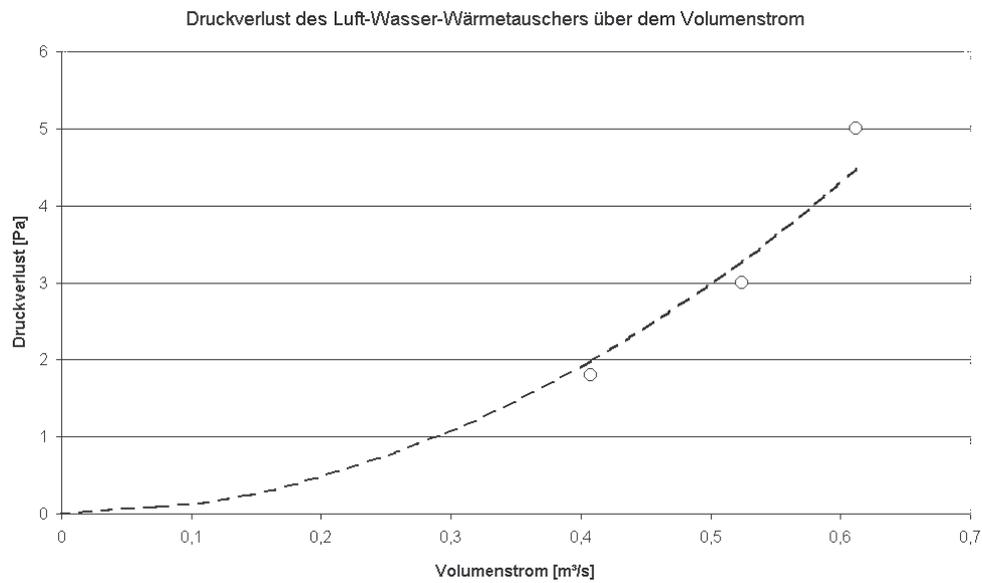


Diagramm 4-1: Experimentell bestimmter Druckverlust über Volumenstrom (Ford WT s.o.)

Als weiterer wichtiger Parameter wird der **Wärmeübergangskoeffizient k_A** des Wärmeüberträgers benötigt. Er wurde halbempirisch mit Hilfe von Messungen und theoretischen Ansätzen bestimmt. Eine Messung der Wärmetauscherleistung und der wasserseitigen Temperaturerhöhung über dem Volumenstrom zeigt Diagramm 4-2. Die Messung wurde bei einem Luftdruck von 650 Pa auf 3700 m Höhe durchgeführt und dient als Grundlage zur Parameteridentifikation.

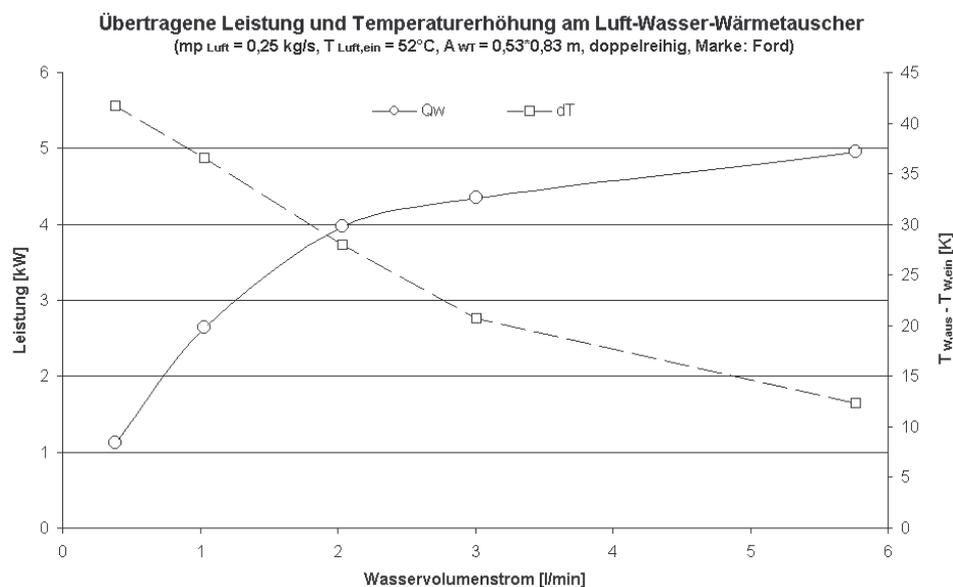


Diagramm 4-2: Leistung und Temperaturerhöhung am Luft-Wasserwärmetauscher

Die Berechnung (Austrittstemperaturen, Heizflächengröße u.a.m.) und Bewertung der Wärmeübertragung erfolgt mit Hilfe der Betriebscharakteristik Φ . Diese ergibt sich bei Kreuzstrom-Wärmeüberträgern zu:

$$\Phi = \frac{T'_{HF} - T''_{HF,m}}{T'_{HF} - T'_{KF}} \quad (4.1)$$

Für den Übergangskoeffizient ergibt sich:

$$kA = \dot{m}_{HF} \cdot c_{p, HF} \cdot \frac{\Phi}{\Delta T_{\log}} \cdot (T'_{HF} - T'_{KF}) \quad \text{mit} \quad \Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_O - \Delta T_A}{\ln \frac{\Delta T_O}{\Delta T_A}} \quad (4.2)$$

Hierbei bezieht sich die Fläche A auf die gesamte innere Oberfläche des Wärmetauschers, also auf die gesamte Oberfläche der Lamellen. Aus den geometrischen Daten des Wärmeüberträgers ergibt sich das Verhältnis von Übertragungsfläche A zu Anströmfläche f zu:

$$\frac{A}{f} = \frac{0,53 \cdot 0,03 \cdot 2 \cdot 200}{0,83 \cdot 0,53} = 14,44$$

Mit einer Luftgeschwindigkeit von 0,79 m/s im Wärmetauscher ergibt sich aus den Messwerten und Gleichung 4.2 der k-Wert zu $k = 27 \text{ W/m}^2\text{K}$. Dieser Wert stimmt sehr gut mit dem in Diagramm 3-14 angegebenen Wert von $26 \text{ W/m}^2\text{K}$ bei 0,79 m/s überein. Auf die Stirnfläche bezogen ergibt sich $k_f = 389 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Der Wärmeübergangskoeffizient k setzt sich zusammen aus dem konvektiven Übergangskoeffizienten auf der Luft- und Wasserseite sowie dem Wärmewiderstand der Rohrwand:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Luft}} + \frac{s}{\lambda_{Rohr}} + \frac{1}{\alpha_{Wasser}}} \quad (4.3)$$

Der Wärmewiderstand der Rohrwand ist aufgrund der geringen Wandstärke zu vernachlässigen.

Luftseitig wird eine genaue Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten benötigt, da hier die Abhängigkeit der Luftdichte von Temperatur und Druck eine wichtige Rolle spielt.

$$k_0 = \frac{Nu \cdot \lambda_{Luft}}{dh} \quad \text{mit charakteristischen Länge } dh = 2 \times \text{Spaltabstand}$$

Die Nusselt-Zahl Nu wird hier in einer allgemeiner Form für erzwungene Konvektion angegeben:

$$Nu = c \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \quad \text{mit} \quad Re = \frac{v \cdot dh}{\nu} \quad (4.4)$$

Wie bei der Massenstromabhängigkeit werden hier die Koeffizienten c und m durch eine Parameteranpassung angeglichen, so dass eine minimale Differenz zwischen Messwerten und Theorie besteht. Man erhält $c = 0,3$ und $m = 0,65$:

$$Nu = 0,3 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.5)$$

Der wasserseitige Übergangskoeffizient spielt nur bei geringen Fließgeschwindigkeiten eine Rolle. Da der hier angegebene Wärmetauscher auch mit Naturkonvektion also mit geringen Massenströmen betrieben werden soll, ist die Abhängigkeit von der Strömung zu berücksichtigen. Diagramm 4-3 zeigt die experimentell gefundene Abhängigkeit des Übergangskoeffizienten. Ab einer Fließgeschwindigkeit von drei Liter pro Minute erhöht sich der Übergangskoeffizient nicht mehr signifikant.

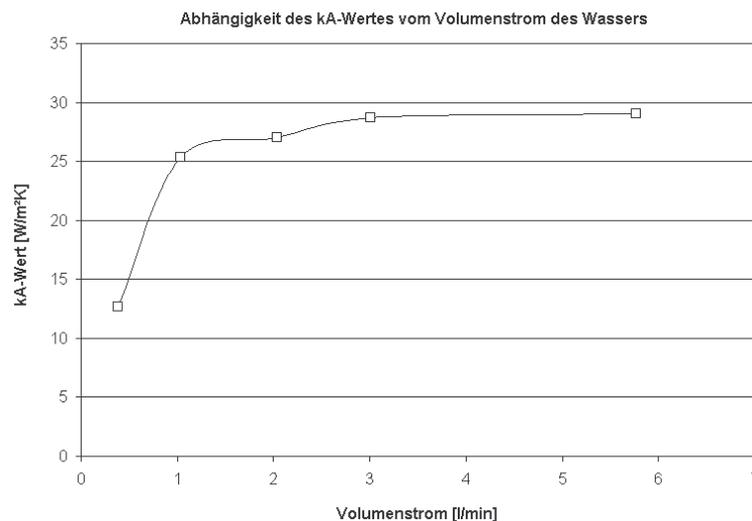


Diagramm 4-3: Abhängigkeit des kA -Wertes vom Wasser-Volumenstrom

Um diese Abhängigkeit formelmäßig zu erfassen wurde mit dem Computerprogramm Datafit eine Parameter-Anpassung durchgeführt. Folgende Beziehung beschreibt die Abhängigkeit

$$k = k_0 \cdot \left(1 - \frac{0,00841}{\dot{m}_w} \right) \quad \text{mit} \quad \dot{m}_w \text{ in } [\text{kg}/(\text{s m}^2)] \quad (4.6)$$

Das Kennfeld des gesamten Übergangskoeffizienten über dem Massenstrom von Luft und Wasser wird in dreidimensionaler Form in Diagramm 4-4 dargestellt. Man erkennt, dass der luftseitige Übergang, im Gegensatz zum wasserseitigen, beinahe linear vom Luftmassenstrom abhängt.

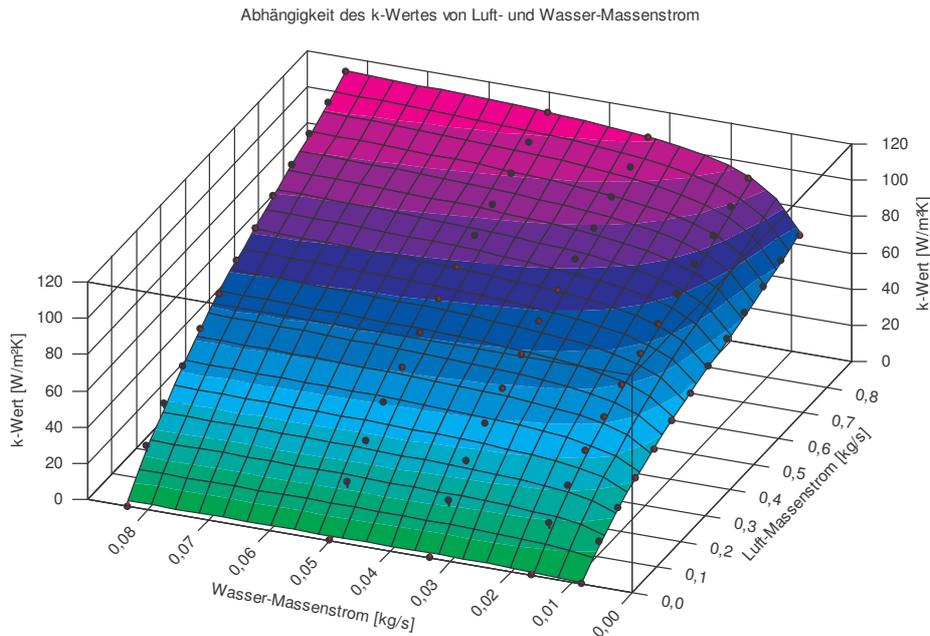


Diagramm 4-4: Kennfeld des k-Wertes in Abhängigkeit von den Massenströmen

4.1.1 Simulationsmodell unter Matlab/Simulink

Die oben beschriebenen Gleichungen für den Wärmeübergang wurden in einem Matlab/Simulink Modell integriert um eine dynamische Simulation zu ermöglichen. Das Modell wurde mit den Messwerten validiert. So ergab der Fehler im Wärmestrom maximal 3% während die Luft- und Wasseraustrittstemperaturen Fehler von maximal 2K aufweisen. Die Luftaustrittstemperatur wird eher zu hoch berechnet, während die Wassertemperatur unterhalb der gemessenen Werte liegt. Dieser Fehler kann mit einem zu niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten erklärt werden. Abweichungen in der Berechnung sind sicherlich auch in der Annahme begründet, dass es sich hier um einen reinen Kreuzstromwärmetauscher handelt. Bei der eigentlichen Installationsweise des Wärmetauschers, schräg im Luftkanal, handelt es sich aber eher um eine Mischform aus Gegenstrom- und Kreuzstromwärmetauscher. Dies erkennt man auch daran, dass das Wasser bei niedrigen Volumenströmen den Wärmetauscher mit einer höheren Temperatur verlässt, als der Luftstrom.

Im Rahmen der Aufgabenstellung ist die Genauigkeit des Modells als ausreichend anzusehen. Abbildung 4-2 zeigt das validierte Wärmetauschermodell unter Matlab-Simulink. Die Diagramme zeigen die übertragene Leistung, Luftaustrittstemperatur und Wasseraustrittstemperatur über dem Wasser-Massenstrom. Die gelbe Linie stellt die simulierten Werte dar. Man kann erkennen, dass die Übereinstimmung im Rahmen der Messwertschwankungen sehr gut ist. Im Modell integriert ist ebenfalls der Druckverlust über dem Wärmetauscher auf der Luft- und der Wasserseite.

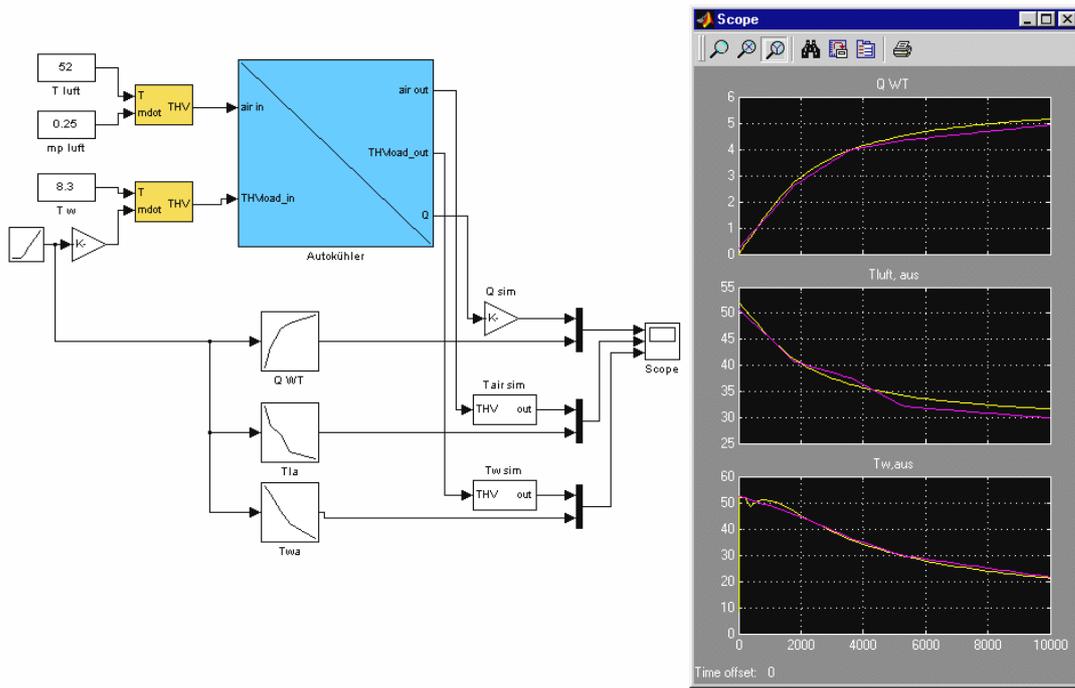


Abbildung 4-2: Matlab Modell zur Validierung des Wärmetauscher-Modells

4.2 Der Luftkollektor

Luftkollektoren, auch solare Lufterwärmer genannt, sind Strahlungswärmeaustauscher mit denen ungebündelte solare Strahlungsenergie absorbiert und zum Teil an den Wärmeträger Luft übertragen wird. Diese Art von Solarkollektoren lässt sich im Niedertemperaturbereich einsetzen. Die Vorteile von Luft als Wärmeträger gegenüber Wasser in solartechnischen Anlagen sind die geringe Korrosionsgefahr, die Sicherheit gegenüber Phasenwechseln, die geringe Schadensgefahr durch Leckagen, die Möglichkeit leichter, einfacher und kostengünstiger Konstruktionen. Nachteile ergeben sich aus den geringen Werten von Dichte, Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit von Luft. Die geringe Dichte und Wärmekapazität macht vergleichsweise große Volumenströme erforderlich.

Es gibt vier grundlegend unterschiedliche Konstruktionstypen von solaren Lufterwärmern:

Der unterströmte Absorber: (Luftstrom unter dem Absorber)

- + Der Luftspalt zwischen Absorber und Verglasung wirkt wärmedämmend
- nur eine Oberfläche dient als Wärmeübertragungsfläche (d.h. Rippen, oder eine andere Arten der Oberflächenvergrößerung sind sinnvoll aber materialintensiv)

Der überströmte Absorber (Luftstrom zwischen Absorber und Abdeckung)

- + einfach herzustellen, kostengünstig
- bei hoher Differenz zwischen Absorber- und Umgebungstemperatur treten große Wärmeverluste durch die Abdeckung auf, starke Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit. Verschmutzung der Absorberoberfläche (Staubeintrag).

Der beidseitig umströmte Absorber:

- + Wärmeübertragung auf beiden Seiten des Absorbers
- bei hoher Differenz zwischen Absorber- und Umgebungstemperatur treten große Wärmeverluste durch die Abdeckung auf, starke Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit. Verschmutzung der Absorberoberfläche

Der durchströmte Absorber: (Stoff- oder perforierte Metallabsorber)

- + sehr guter Wärmeübergang vom Absorber an die durchströmende Luft
- hohe Druckverlustbeiwerte, abhängig vom Einsatzort (Staub), hohe Absorber-Materialbelastung. Verschmutzung der Absorberoberfläche

Aufgrund der einfachen und kostengünstigen Herstellung wird in diesem Projekt speziell die Version des überströmten Absorbers untersucht.

4.2.1 Das Kollektormodell

Ein Schema der wirkenden Wärmeströme durch Konvektion, Strahlung und Leitung in einem Luftkollektor zeigt Abbildung 6.1:

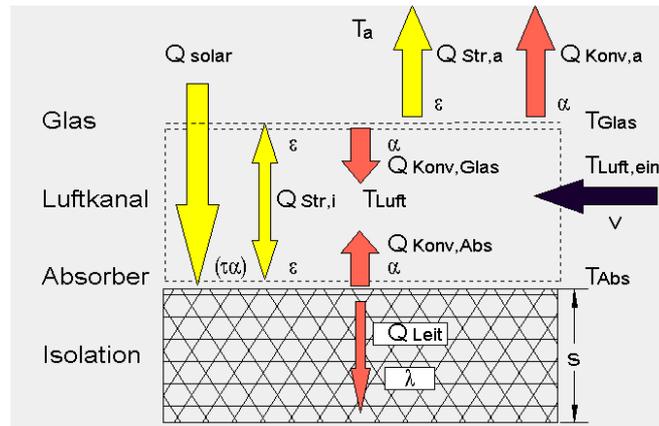


Abbildung 4-3: Wärmeströme in einem Luftkollektor mit überströmtem Absorber

Das Energiegleichgewicht lässt sich jeweils durch eine Differenzialgleichung beschreiben.

Es gilt für die Glasabdeckung:

$$m_{Glas} \cdot c_{p,Glas} \cdot \frac{\partial T_{Glas}}{\partial t} = r \cdot (1 - \tau_{\alpha}) \cdot \dot{Q}_{Solar} + \dot{Q}_{Str,a} + \dot{Q}_{Konv,a} + \dot{Q}_{Str,i} + \dot{Q}_{Konv,Glas} \quad (4.8)$$

mit dem Reflexionsfaktor r und dem Transmissionsfaktor für Absorption τ_{α} .

Für den Luftstrom gilt folgende Beziehung

$$\dot{V}_{Luft} \cdot \rho_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot \frac{\partial T_{Luft}}{\partial t} = \dot{Q}_{Konv,Abs} + \dot{Q}_{Konv,Glas} \quad (4.9)$$

Am Absorber wirkt das Energiegleichgewicht:

$$m_{Abs} \cdot c_{p,Abs} \cdot \frac{\partial T_{Abs}}{\partial t} = (\tau\alpha) \cdot \dot{Q}_{Solar} - \dot{Q}_{Str,i} + \dot{Q}_{Konv,Abs} + \dot{Q}_{Leit} \quad (4.10)$$

Stehen Messwerte des Luftkollektors bei verschiedenen Volumenströmen zur Verfügung, so kann das analytische Gleichungssystem aus Gleichungen 4.8 bis 4.10 durch die halbempirische Gleichung 4.11 ersetzt werden. Die Verwendung dieser Gleichung bedeutet einen deutlich geringeren Rechenaufwand und garantiert durch die Verwendung gemessener Parameter eine genauere Übereinstimmung mit der Realität. Die Gleichung ist der CARNOT Bibliothek entnommen. CARNOT ist eine Modellbibliothek, die Modelle zur Simulation von Solaranlagen unter MATLAB/SIMULINK enthält. Dieses Werkzeug wurde am Solar-Institut Jülich entwickelt und wird auf dem Markt kommerziell vertrieben.

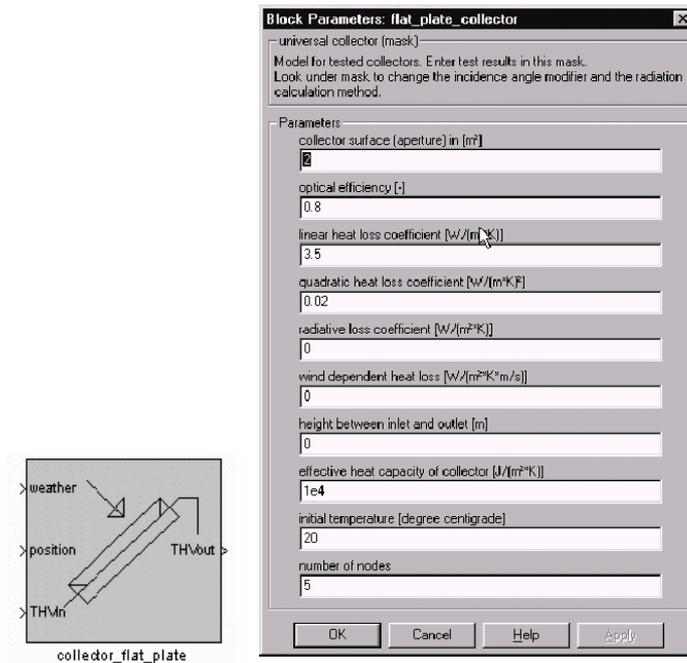


Abbildung 4-4: Block und Eingabemaske zum CARNOT-Block collector

Das Kollektor Modell „flat-plate collector“ in der CARNOT Bibliothek ist ein eindimensionales Mehrknotenmodell für thermische Kollektoren. Das Modell basiert auf Parametern, die aus Messungen bzw. Testergebnissen gewonnen werden. Die Anzahl der Knoten kann durch den Benutzer festgelegt werden. Das Energiegleichgewicht jedes Knotens wird durch die folgende Gleichung beschrieben:

$$c_{Koll} \cdot \frac{\delta T}{\delta t} = \dot{q}_{Solar} + \frac{\dot{m} \cdot c}{A_{Koll}} \cdot (T_{n-1} - T_n) + u_1 \cdot (T_U - T_n) + u_2 \cdot (T_U - T_n)^2 + u_{wind} \cdot v_{wind} \cdot (T_U - T_n) + u_{Himmel} \cdot (T_{Himmel} - T_n) \quad (4.11)$$

Hierin bedeuten:

u_1	linearer Wärmeverlustkoeffizient [W/m²K]
u_2	quadratischer Wärmeverlustkoeffizient [W/(m K)²]
c_{Koll}	Wärmekapazität des Kollektors pro Fläche [J/m²K]
u_{Wind}	Wärmeverlustkoeffizient durch Wind [W/m²K]
u_{Himmel}	Verlustkoeffizient durch Wärmestrahlung [W/m²K]

4.2.2 Die Kollektorkonstruktion

Der Prototyp ist ein Luftkollektor mit überströmten Absorber. Die Luft strömt durch den 7,5 cm dicken Spalt zwischen Absorberblech und Glas. Bei der Glasabdeckung handelt es sich um ein handelsübliches, eisenhaltiges Fensterglas. Eine Isolierung nach unten wird durch eine 5,5 cm dicke Luftschicht zwischen Absorberblech und Außenwanne erreicht. Diese Art Isolierung wirkt am besten bei horizontal oder beinahe horizontal aufgestelltem Kollektor, da sich dann eine stabile Schichtung einstellt. Bei geneigtem Kollektor findet ein

Wärmetransport über einen Konvektionsstrom statt. Vorteil dieser Art von Isolierung ist die Unempfindlichkeit gegen Nässe. Somit kann auch die Konstruktion des Kollektors sehr einfach gehalten werden. Weiterhin kann die Luft des Kollektors direkt in den Wohnraum geblasen werden, ohne dass eine Gefahr einer gesundheitlichen Belastung durch Glaswolle-Staub oder Ausdünstungen besteht. Nachteilig wirkt sich die schlechtere Unterbindung von Wärmeströmen durch Konvektion und Strahlung aus.

Andere Luftkollektortypen mit unterströmten Absorberblech bieten den Vorteil, dass der Wärmeträger Luft nicht gleichzeitig in Kontakt mit dem Absorber und der Glasabdeckung steht. Der Verlust fällt somit geringer aus. Weiterhin wird ein Eintrag von Staub in den Kollektor vermindert. Jedoch muss hier für eine gute Wärmeleitung an den Wärmeträger unter dem Absorberblech gesorgt werden, da sich sonst bei der Erwärmung von oben eine stabile Schichtung einstellt. Die Firma Grammer löst das Problem über U-förmige Bleche entlang der Strömungsrichtung- was andererseits jedoch einen großen Materialaufwand bedeutet.

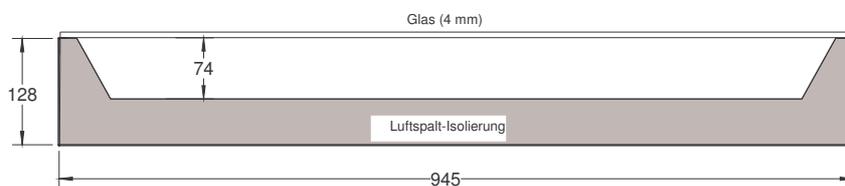


Abbildung 4-5: Schnitt durch den Luftkollektor

Abbildung 4-5 zeigt den Schnitt durch ein im Rahmen des Projektes entwickeltes Kollektormodul. Ein Kollektormodul hat die Maße 2 m x 0,945 m x 0,128 m. Die Module lassen sich beliebig seriell oder parallel verbinden, um die benötigte Fläche an die Dachform anzupassen. Der Kollektor wird dabei diagonal durchströmt um eine gleichmäßige Verteilung zu erreichen. Eine Verbindung zwischen den Strängen besteht am Ein- und Auslass.

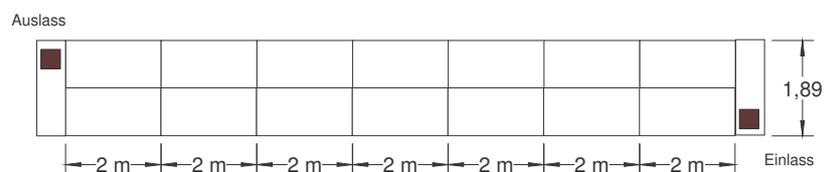


Abbildung 4-6: Aufsicht auf den Luftkollektor in Misa Rumi (15 m x 1,89 m)

Abbildung 4-7 zeigt die Ansicht des installierten Prototypen auf dem Dach des Kindergartens in Cusi Cusi.



Abbildung 4-7: Installierter Prototyp auf dem Haus des Kindergartens in Cusi Cusi

4.2.3 Vermessung des Kollektors

Die Vermessung des Prototypen wurde auf dem Altiplano in 3700m Höhe durchgeführt. Der Kollektor hat eine Länge von 15 m und besteht aus zwei parallelen Strängen von jeweils 0,94 m Breite. Die Gesamtfläche beträgt damit 28,3 m². Abbildung 4-8 zeigt ein Bild des Kollektors. Da sich der Standort äquatornah, auf einer geographischen Breite von 21° Süd befindet, kann der Kollektor ohne große Verluste in der Horizontalen betrieben werden.



Abbildung 4-8: Prototyp zur Vermessung

Diagramm 4-5 zeigt die Temperaturverläufe im Kollektor und die Einstrahlung auf die Kollektorebene. Dabei sind die Temperaturen getrennt nach linkem und rechtem Strang aufgezeichnet. Der erste Sensor misst die Luft-Eintrittstemperatur. Die nächsten Meßstellen liegen bei einem und zwei Drittel der Kollektorlänge. Der letzte Sensor misst die Austrittstemperatur.

Die Betriebszeit des Ventilators wird zu Beginn und gegen Ende der Messung durch die Temperaturspitzen markiert, da hier kein Volumenstrom mehr durch den Kollektor stattfindet.

Die Temperaturerhöhung vom ersten bis zum letzten Drittel zeigt einen deutlichen Anstieg der Lufttemperatur auch in den hinteren Kollektorabschnitten. Dies bedeutet, dass der Kollektor auch hier noch mit einem guten Wirkungsgrad arbeitet.

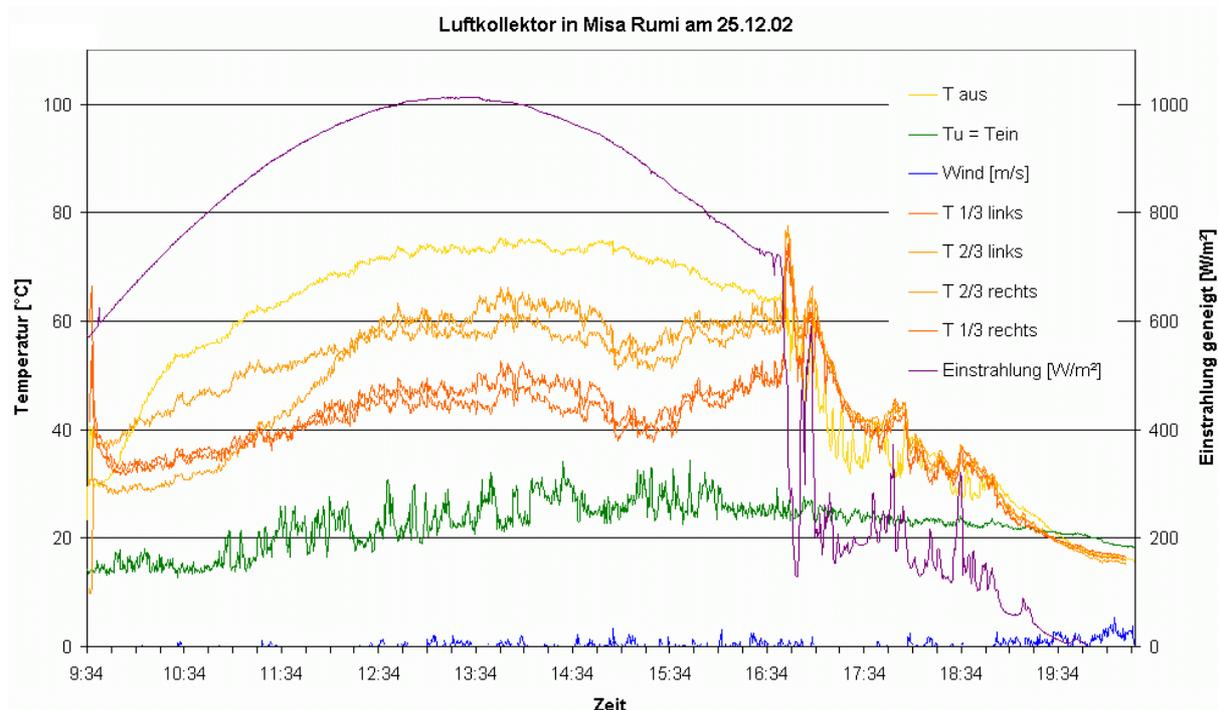


Diagramm 4-5: Temperaturverläufe im Kollektor an einem sonnigen Tag

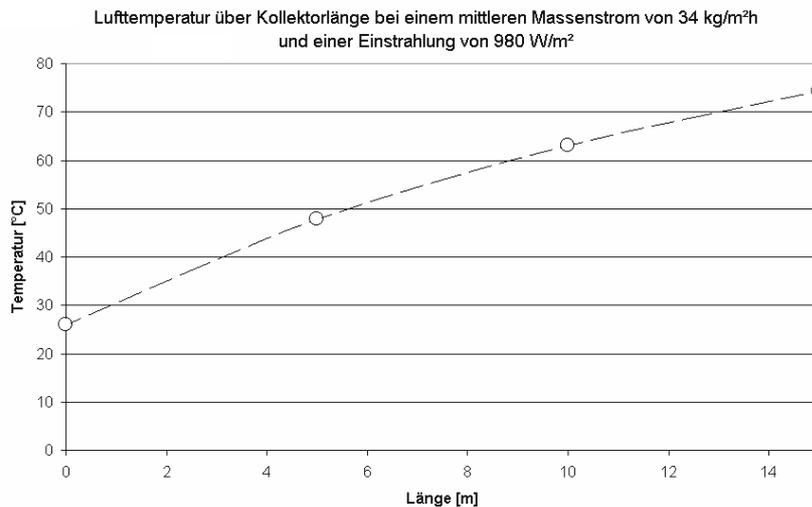


Diagramm 4-6: typischer Temperaturverlauf über der Kollektorlänge

Aus der Temperaturdifferenz zwischen Luft-Ein- und Austritt, dem Volumenstrom und der Einstrahlung lassen sich Leistung und Wirkungsgrad des Kollektors bestimmen.

Um den Wärmeträger Luft zu transportieren wird ein Ventilator mit Photovoltaikmodul eingesetzt. Anhand einer Messreihe wurde der Zusammenhang zwischen Einstrahlung und Volumenstrom durch den Kollektor bestimmt. Diagramm 4.7 zeigt den weitgehend linearen Zusammenhang zwischen Einstrahlung und Volumenstrom. Lediglich bei Einstrahlungen unterhalb von 400 Watt pro Quadratmeter wird die benötigte Antriebsleistung nicht erreicht. Der mittlere, flächenbezogene Massenstrom über der Betriebszeit betrug $34,6 \text{ kg/m}^2\text{h}$ am Tag der Messung.

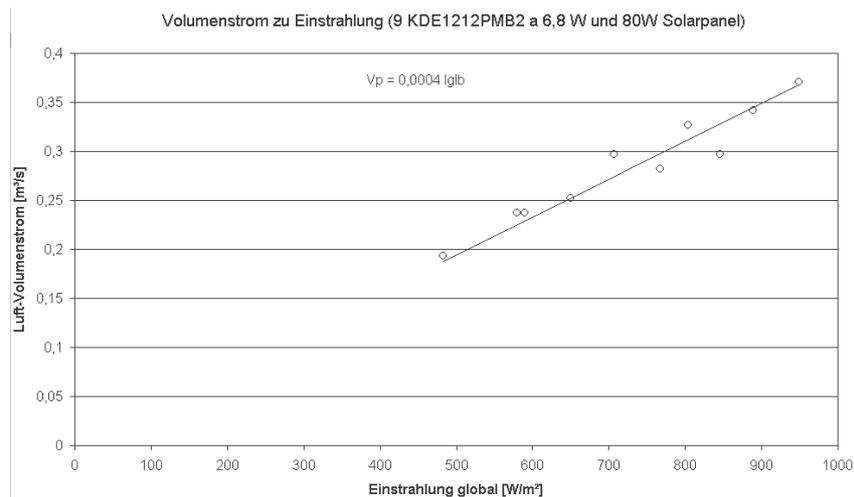


Diagramm 4-7: Abhängigkeit des Volumenstroms von der Einstrahlung

Diagramm 4.8 zeigt den Verlauf der Leistungen und des Wirkungsgrades über den Tag. Bei einer täglichen Energiesumme von 6,5 kWh pro Quadratmeter wurde vom Kollektor eine Energie von insgesamt 87 kWh geliefert. Dies entspricht einem mittleren Wirkungsgrad von 47,5 Prozent. Es ist jedoch anzumerken, dass an diesem Tag kaum Wind wehte.

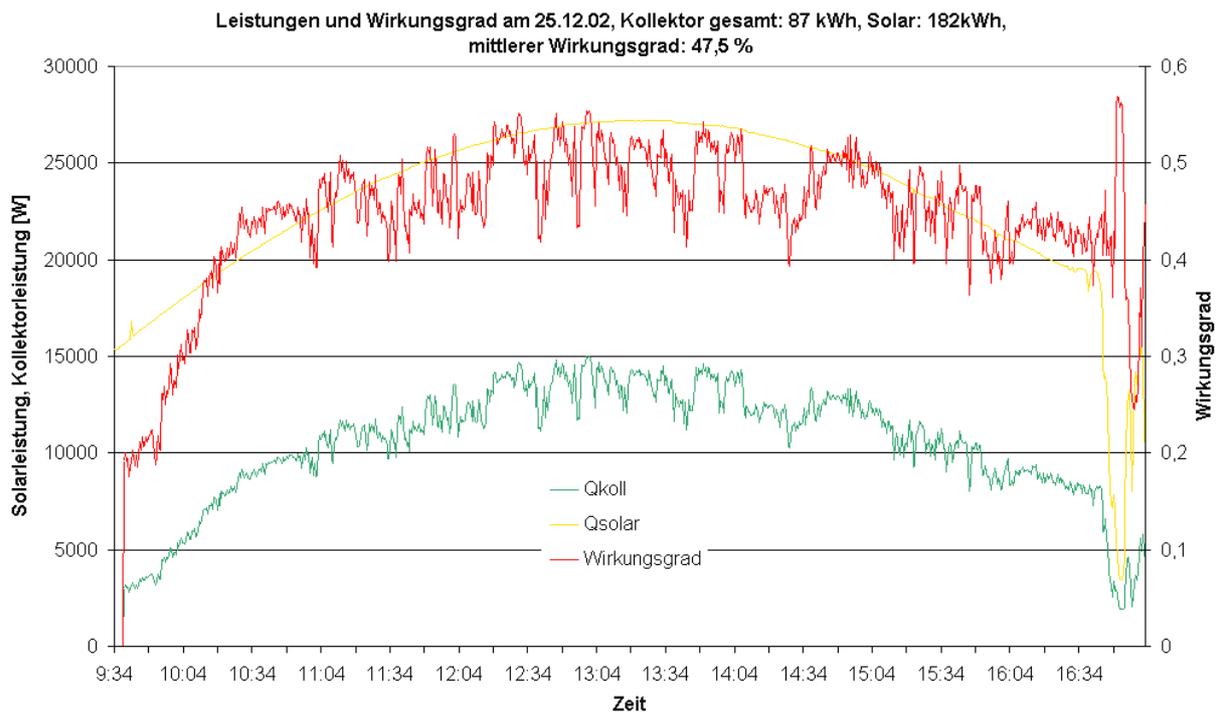


Diagramm 4-8: Leistungen und Wirkungsgrad über der Zeit

Aus den Messwerten lässt sich die Kollektorkennlinie generieren. Dazu wird der Wirkungsgrad über der Temperaturdifferenz der mittleren Kollektortemperatur zur Umgebungstemperatur abgetragen. Die Temperaturdifferenz wird dabei mit der Einstrahlung ins Verhältnis gesetzt. Diagramm 4.9 zeigt den Verlauf der Kennlinie.

Der optische Wirkungsgrad von 69 Prozent wurde mit einem Pyranometer ermittelt. Hierzu wurde die Einstrahlung vor und hinter der Glasabdeckung, sowie die Reflektion vom Absorber gemessen und ins Verhältnis gesetzt. Der Schnittpunkt mit der x-Achse wurde über die Stillstandstemperatur ermittelt. Die mittlere Kollektortemperatur erreichte bei einer Einstrahlung von 955 W/m² eine Differenz von 84 °C gegenüber der Umgebungstemperatur.

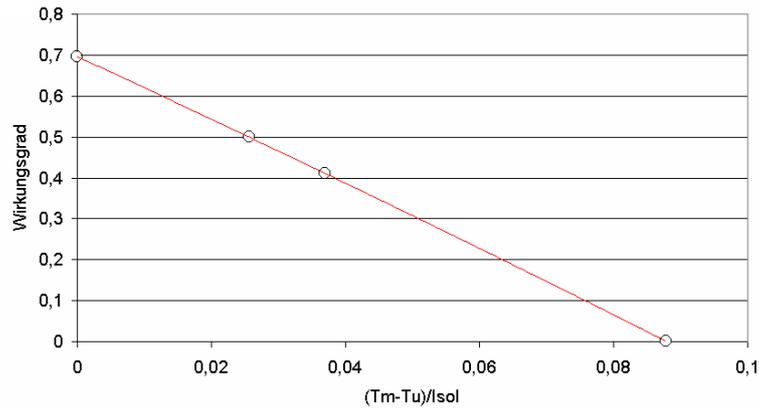


Diagramm 4-9: Kollektorkennlinie

Parameteridentifikation

Um das Matlab Modell des Kollektors verwenden zu können wird der quadratische und lineare Wärmeverlustkoeffizient des Kollektors benötigt. Diese können ebenfalls aus den Messwerten der Kollektorkennlinie bestimmt werden. Diagramm 4-10 zeigt die Wärmeverlustleistung über der Temperaturdifferenz. Eine Kurvenanpassung mit einem Polynom zweiten Grades ergibt die Koeffizienten.

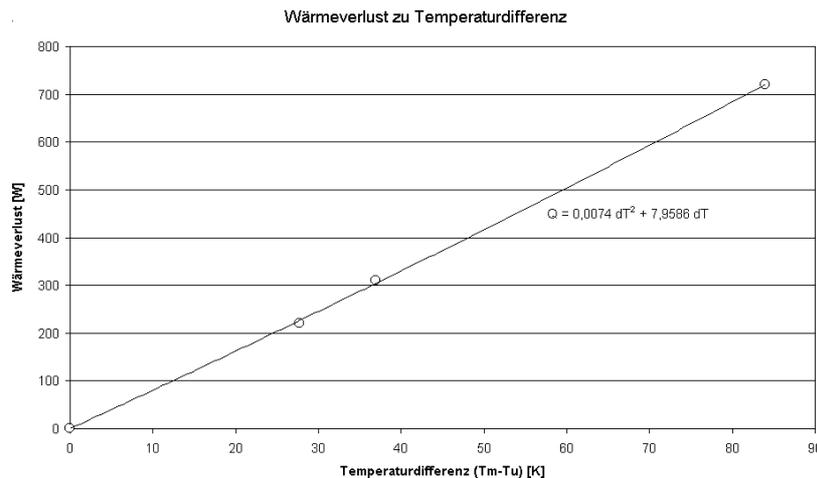


Diagramm 4-10: Wärmeverlust über der Temperaturdifferenz

Da es sich bei dem Matlab-Modell um eine dynamische Simulation handelt spielt die thermische Trägheit des Kollektors eine wichtige Rolle. Die thermische Trägheit eines Kollektormoduls setzt sich folgendermaßen zusammen:

	Volumen [m ³]	Dichte [kg/m ³]	cp [kJ/kgK]	Gewicht [kg]	Kapazität [kJ/K]
Absorberblech	2,55 x 1,25 x 0,0005	7200	0,54	11,47	6,19
Glasabdeckung	2,55 x 0,94 x 0,004	2400	0,81	23,01	18,63
Summe					24,82

Tabelle 4-1: Wärmekapazität pro Kollektormodul

Die Wärmekapazität des Wärmeträgers Luft kann im Gegensatz zu einem Warmwasserkollektor vernachlässigt werden. Mit einer Fläche von 2,39 m² pro Modul ergibt sich die auf die Kollektorfläche bezogene Kapazität zu 10,34 [kJ/m²K].

Zur Validierung des Kollektormodells werden Messdaten verwendet, die vor Ort über einen Zeitraum von mehreren Tagen aufgezeichnet wurden. Neben Kollektor Eingangs- und Ausgangstemperaturen wurden außerdem Einstrahlung, Windgeschwindigkeit und Umgebungstemperatur in Abständen von 10 Minuten aufgezeichnet. Zur einfacheren Berechnung des Volumenstroms wurde einmalig eine Kennlinie von Volumenstrom zu Einstrahlung erstellt. Diagramm 4-11 zeigt die Abhängigkeit.

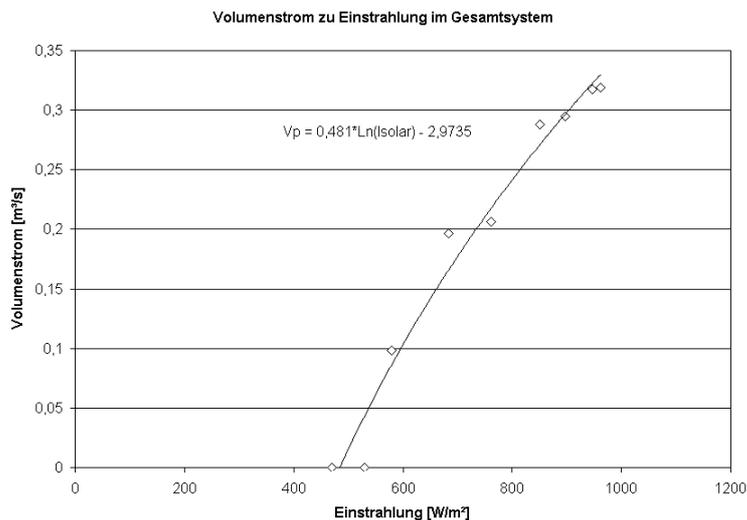


Diagramm 4-11: Abhängigkeit von Einstrahlung und Volumenstrom durch das Gesamtsystem in Cusi Cusi

Die Abbildung 4-9 zeigt die Simulationsoberfläche unter Matlab Simulink. Der Modell-Block des Kollektors ist hier ebenso zu sehen, wie der Block des Ventilatormodells Block. Der aus der Einstrahlung generierte Luft-Massenstrom wird mit der Eingangstemperatur dem Luftkollektormodell übergeben. Im Block „Position“ werden Daten, die die Ausrichtung des Kollektors betreffen, eingegeben.

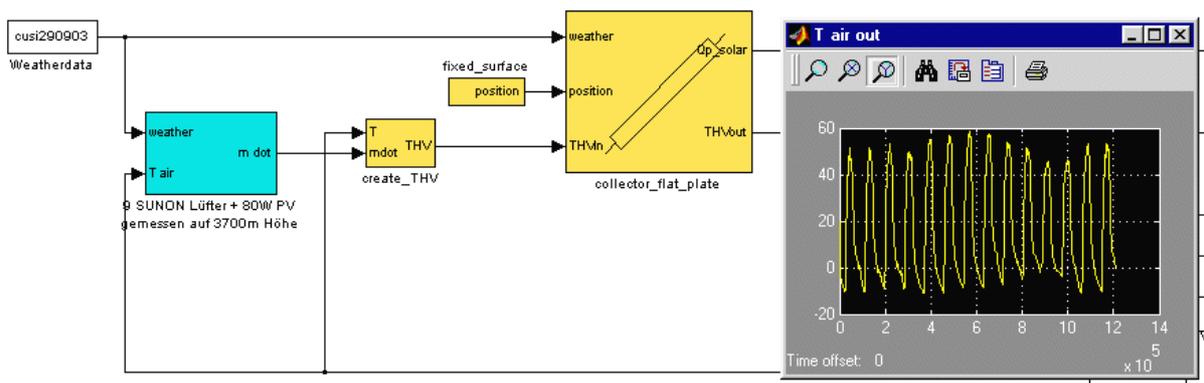


Abbildung 4-9: Matlab Modell zur Validierung mit den Messwerten

In der Maske des Kollektormodells werden die in Gleichung 4.11 beschriebenen Koeffizienten eingetragen:

linearer Wärmeverlustkoeffizient	$u_1 = 8,0 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
quadratischer Wärmeverlustkoeffizient	$u_2 = 0,1 \text{ [W/(m K)}^2\text{]}$
Wärmekapazität des Kollektors pro Fläche	$c_{Koll} = 10340 \text{ [J/m}^2\text{K]}$
Wärmeverlustkoeffizient durch Wind	$u_{Wind} = 0,4 \text{ [W/(m}^2\text{K m/s)}\text{]}$
Verlustkoeffizient durch Wärmestrahlung	$u_{Himmel} = \text{n.b. [W/m}^2\text{K]}$

Hierin wurden u_1 und u_2 bereits experimentell und c_{Koll} rechnerisch bestimmt (siehe oben). Die Windabhängigkeit wurde iterativ mit Hilfe der Simulation gewonnen. Der Einfluss der Windgeschwindigkeit ist groß. Bei einer Windgeschwindigkeit von 5 m/s beträgt der Wärmeverlustkoeffizient 2 W/m²K und erhöht damit den Wärmeverlust um fast 20 Prozent. Diagramm 4-12 zeigt die experimentell gefundene Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Windgeschwindigkeit. Geht man von einem annähernd linearen Zusammenhang aus so sinkt der Wirkungsgrad pro 5 m/s Wind um 4 Prozent ab.

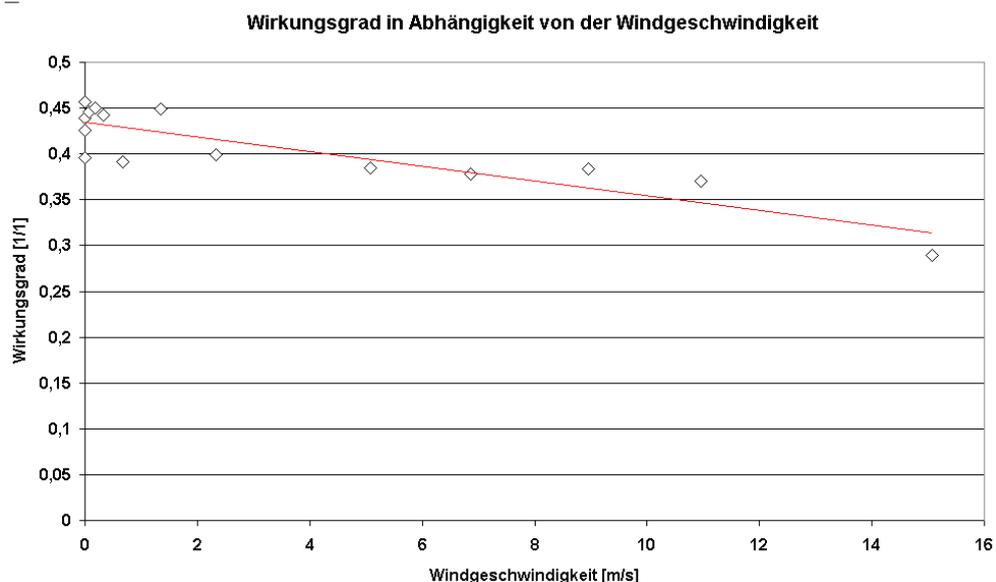


Diagramm 4-12: Experimentell gefundene Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Windgeschwindigkeit

In Diagramm 4-13 ist der Vergleich von Simulation und Messung der Kollektorausgangstemperatur zu sehen. Die Übereinstimmung ist für den hier benötigten Zweck als gut zu bezeichnen. Die mittlere Abweichung beträgt 2 Kelvin.

Die Abweichungen sind vor allem auf die überschlägige Messung des Volumenstroms zurückzuführen. Dieser kann über die Herleitung aus der Einstrahlung nicht immer genau bestimmt werden, da Einflüsse wie Wind und Temperatur in die Leistung des Solarpanels beeinflussen. So sinkt die solar erzeugte, elektrische Leistung mit steigender Temperatur um etwa 0,44%/°C ab. Bei einer Temperatursteigerung um 20°C ergibt dies bereits einen Leistungsrückgang von 8,8%.

Hinzu kommt, dass sich das Druckverhältnis im offenen Luftkreislauf und damit der Volumenstrom je nach Windrichtung und Stärke ändert.

Mit dem Modell steht nun ein Werkzeug zur Verfügung, mit dem der Energieertrag in verschiedenen Ausrichtungen, Kollektorgrößen und Klimabereichen auf wenige Prozent genau vorhergesagt werden kann.

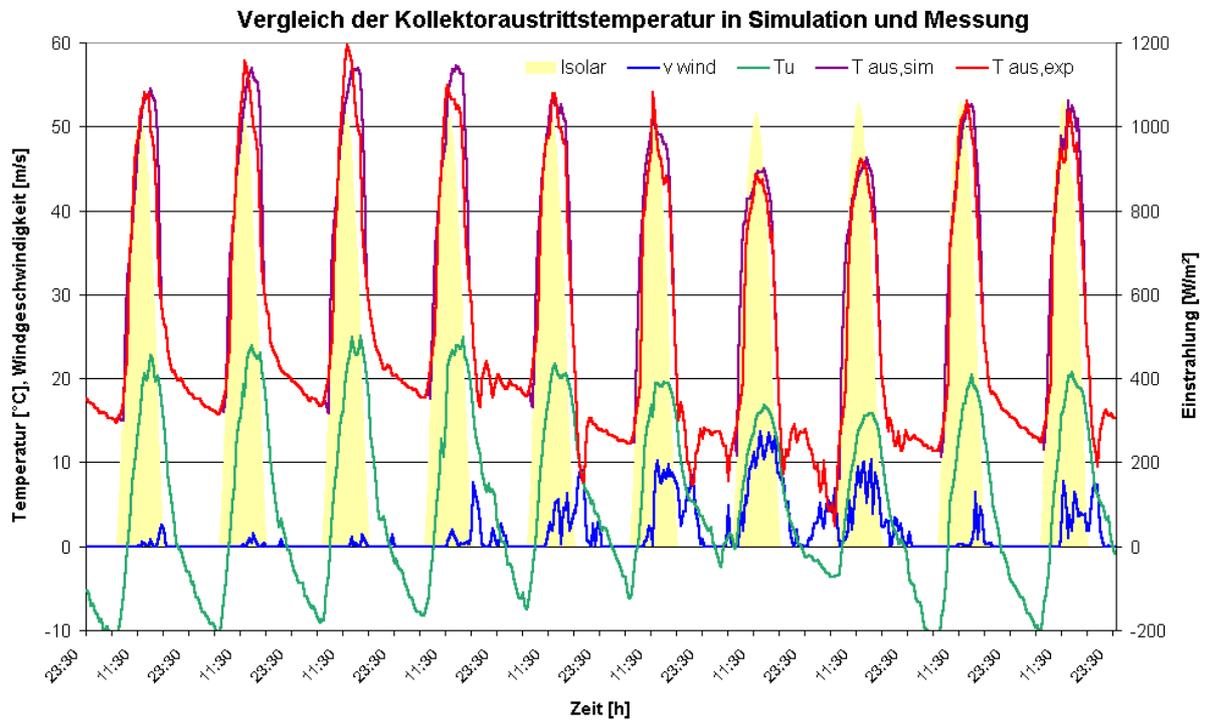


Diagramm 4-13: Vergleich von Simulation und Messung der Kollektorausgangstemperatur

4.2.4 Bewertung des Luftkollektors

Diagramm 4-14 zeigt die Kennlinien verschiedener Kollektortypen. Im Vergleich zu anderen Kollektortypen liegt der hier untersuchte Luftkollektor im oberen Mittelfeld. Dies kann unter anderem durch die druckbedingt, geringeren konvektiven Verluste an der Glasoberseite erklärt werden. Wie bereits in Kapitel 3.12 untersucht, sinkt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient auf 3700 m Höhe um 20 Prozent ab. Einen Kollektortyp ähnlicher Bauart, mit überströmten Absorber, zeigt die mit 8 bezeichnete Kennlinie.

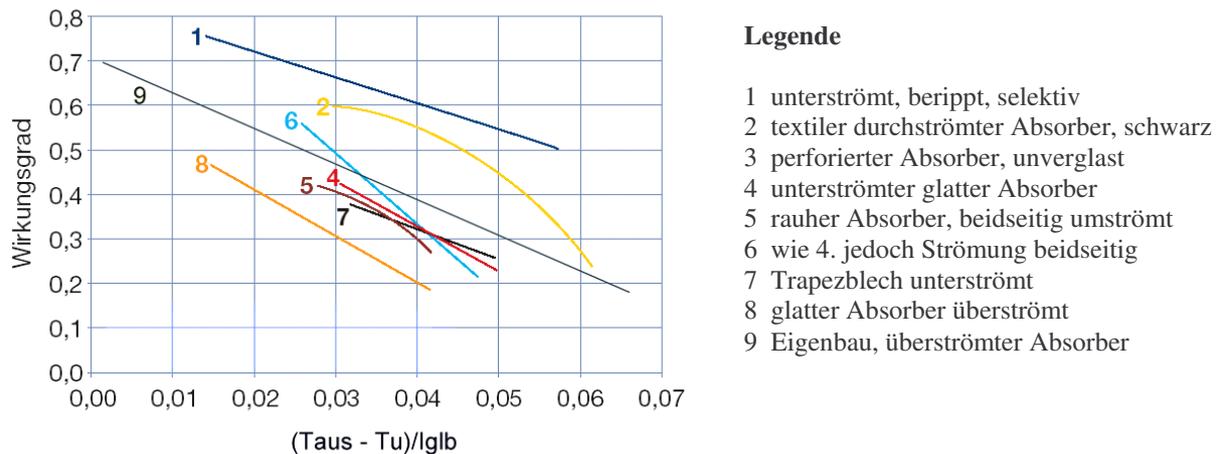


Diagramm 4-14: Kennlinien verschiedener Luftkollektortypen
($m_p=40 \text{ kg/m}^2\text{h}$, $v_{\text{wind}}=3 \text{ m/s}$)(Quelle: Hastings)

Im Anbetracht der geringen Kosten und des robusten Aufbaus dieses Systems ist das Ergebnis als zufriedenstellend anzusehen. Mit einem größeren technischen Aufwand könnte der Wirkungsgrad durch selektive Beschichtung und berippten, unterströmten Absorber auf 60% angehoben werden (siehe Kennlinie 1). In Anbetracht des erheblich größeren Konstruktions- und Kostenaufwandes ist jedoch fraglich, ob dies wirtschaftlich sinnvoll ist. So könnte der 20 Prozent geringere Ertrag des einfachen Systems durch 20 Prozent mehr Fläche und damit 20 Prozent mehr Kosten ausgeglichen werden. Hierin ist allerdings nicht die deutlich stärkere Windabhängigkeit des einfachen Kollektors berücksichtigt.

4.3 Der Kiesbettspeicher

Ein Schüttbett-Wärmespeicher nutzt die Wärmekapazität einer Anhäufung von locker gepacktem, körnigen Material. Dieses wird von Luft durchströmt, um Wärme in das Bett, oder aus dem Bett zu befördern. Der volumenspezifische Wärmeübergangskoeffizient und die innere Oberfläche sind sehr groß, so dass zwischen Luft und Speichermedium eine geringe Temperaturdifferenz bleibt. Im Stillstand ist die Wärmeleitfähigkeit der Schüttung dagegen gering und damit auch der Wärmeverlust des Speichers an die Umgebung. Diese beiden Eigenschaften haben einen hohen Speicherwirkungsgrad zur Folge.

Der Speicher wird im Normalfall durch einen erzwungenen warmen Luftstrom von oben beladen. Dies hat eine Temperaturschichtung im Speicher zur Folge, so dass an der obersten Schicht immer die heißeste Luft entnommen werden kann. Beim Entladen wird von unten kalte Luft zugeführt und es bildet sich ein konvektiver Luftstrom der den Speicher mit der Temperatur der obersten Schicht verlässt.

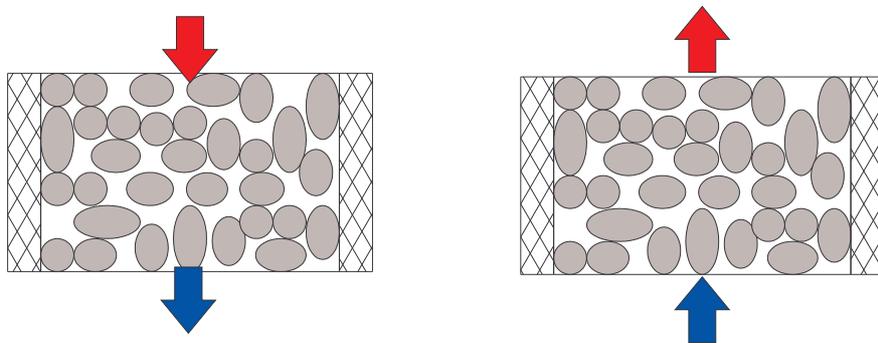


Abbildung 4-10: Be- und Entladung eines Schüttbettspeichers

Diagramm 4-15 zeigt eine simulierte Beladung eines Schüttbettspeichers. Es ist zu erkennen, dass erst nach 4 Stunden eine Temperaturerhöhung der letzten Schicht zu verzeichnen ist. Innerhalb dieser 4 Stunden ist die gesamte Energie vom Speicher aufgenommen worden. Mit der Erwärmung der letzten Speicherschicht verlässt nun warme Luft den Speicher und der Wirkungsgrad beträgt nicht mehr 100 Prozent.

Als kostengünstiges Schüttgut bieten sich besonders Steine an. Steine können in Form von runden Kieselsteinen oder gebrochenem Schotter vorliegen. Der Durchmesser, Volumenanteil und die Steinform spielen eine wichtige Rolle in der Berechnung des Druckverlustes und des Wärmeübergangs. Ebenso müssen zur thermodynamischen Berechnung die spezifische Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit und die Dichte der Steine bekannt sein.

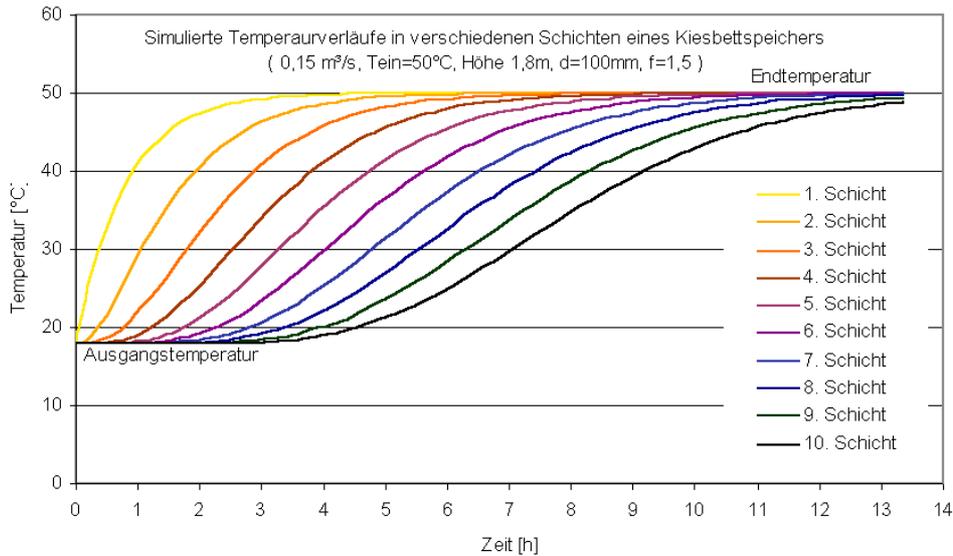


Diagramm 4-15: Temperaturverlauf in den Schichten eines Kiesbettspeichers

4.3.1 Wärmeübergang und Druckverlust

Die Wärmeleistung, die vom Luftstrom auf den Feststoff des Speichers übertragen wird, lässt sich wie folgt berechnen:

$$\dot{Q} = \alpha_V \cdot V_{\text{Feststoff}} \cdot (T_{\text{Luft}} - T_{\text{Feststoff}}) \quad (4.12)$$

Der volumenbezogene Wärmeübergang ergibt sich, wie in *Duffie und Beckman* (S.176) zitiert, nach Shewen (1978) aus der Löff und Hawley Gleichung (1948):

$$\alpha_V = 650 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{Luft}} \cdot v_{\text{Luft}}}{d} \right)^{0,7} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^3 \text{K}} \right] \quad (4.13)$$

wobei d der gleichwertige Durchmesser der Feststoffpartikel ist. Für diesen gilt:

$$d = \left[\frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{\pi \cdot n} \right]^{1/3} \quad (4.14)$$

mit n = Anzahl der Partikel pro Kubikmeter und ε = Anteil des Luftvolumens am Gesamtvolumen.

Weiterhin von großer Bedeutung für die Auslegung ist der Druckabfall im Speicher. *Duffie und Beckman* (S.177) zitieren Shewen, der die Gleichung von McCorquodale (1978) empfiehlt:

$$\Delta p = \rho_{\text{Luft}} \cdot v_{\text{Luft}}^2 \cdot (L/d) \left[(1 - \varepsilon)^2 / \text{Re} \cdot \varepsilon^3 \left[1,24 \cdot \text{Re} / (1 - \varepsilon) + 368 \right] \right] \quad (4.15)$$

Mit:
$$\text{Re} = \frac{v_{\text{Luft}} \cdot d}{\nu} \quad (4.16)$$

Der Druckverlust steigt quadratisch mit der Luftgeschwindigkeit an und nimmt mit der Größe der Steine ab. Diagramm 4-16 zeigt exemplarisch den Zusammenhang zwischen Druckverlust und Steingröße für verschiedene Luftgeschwindigkeiten.

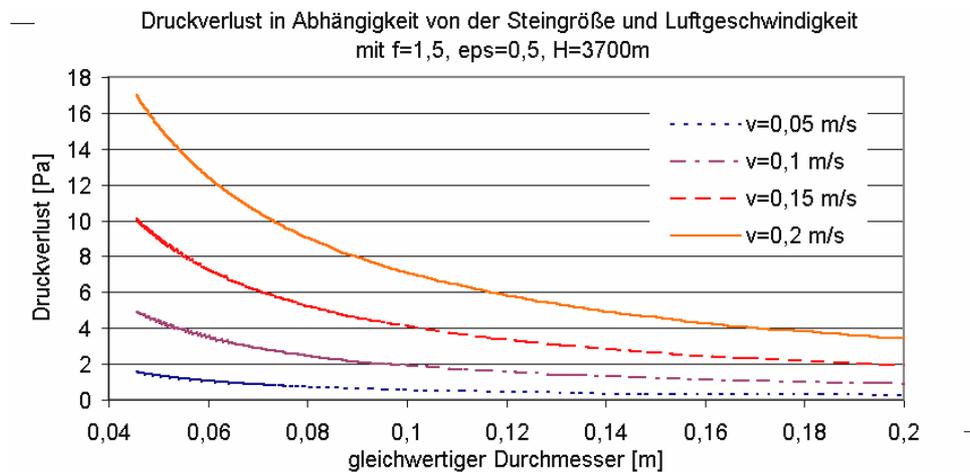


Diagramm 4-16: Druckverlust in Abhängigkeit von der Steingröße und der Strömungsgeschwindigkeit

4.3.2 Thermodynamisches Modell

Um den Speicher zu modellieren, wird er in $n = H/\Delta x$ horizontale Schichten unterteilt. Mit der Gleichung 4.13 zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangs zwischen Luft und Steinen kann das Energiegleichgewicht bestimmt werden. Wegen der geringen Wärmeleitfähigkeit der Schüttung können die radialen Temperaturgradienten vernachlässigt werden. Die diskretisierten Schichten lassen sich so durch eine einheitliche Schichttemperatur kennzeichnen.

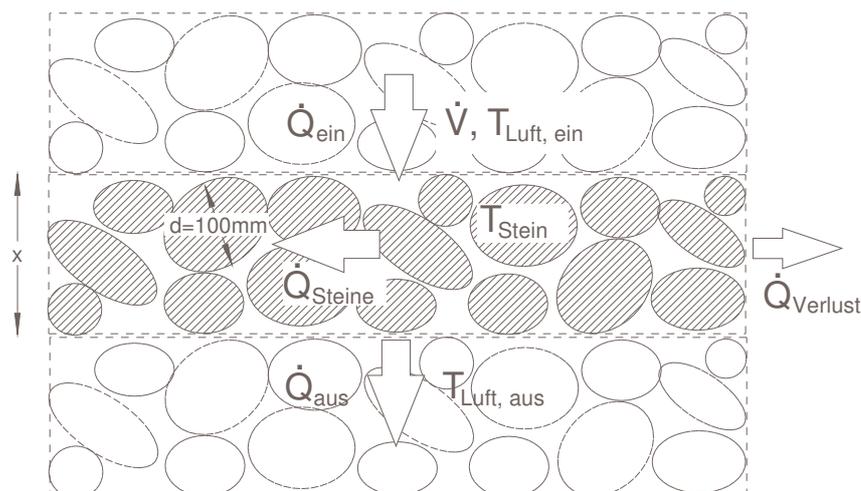


Abbildung 4-11: Wärmeströme in einer Schicht

Für die Wärmeströme in einer Schicht gilt:

$$\dot{m}_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot (T_{Luft,ein} - T_{Luft,aus}) - \dot{Q}_{Verlust} - \dot{Q}_{Steine} = 0 \quad (4.17)$$

mit

$$\dot{Q}_{Steine} = \alpha_V \cdot V_{Schicht} \cdot (T_{Luft,ein} - T_{Stein})$$

Für den Wärmeverlust an die Umgebung gilt die Beziehung:

$$\dot{Q}_{Verlust} = k \cdot \Delta x \cdot U \cdot (T_{Luft} - T_{Umgebung}) \quad (4.20)$$

wobei k der Wärmedurchgangskoeffizient in W/mK und U der Umfang der Schicht in m ist. Die Energiebilanz der Steine läßt sich unter Einbeziehung derer Wärmekapazität über folgende Differentialgleichung beschreiben:

$$\dot{Q}_{Steine} = (1 - \varepsilon) \cdot \rho_{Stein} \cdot c_{p,Stein} \cdot V_{Schicht} \cdot \frac{dT_{Stein}}{dt} \quad (4.21)$$

Mit den oben genannten Beziehungen kann man nun ein System von n Gleichungen mit n unbekanntem Feststofftemperaturen bzw. n unbekanntem Lufttemperaturen herleiten und Schicht für Schicht lösen. Dazu wird zuerst mit dem volumenspezifischen Wärmeübergangskoeffizienten die Wärmeenergie berechnet, die von der einströmenden Luft an das diskretisierte Feststoffvolumen einer Schicht übergeht. Mit der so bestimmten Energiedifferenz läßt sich die Ausgangstemperatur der Luft und die Temperaturerhöhung des Feststoffes bestimmen. Um ein hinreichend genaues Ergebnis zu erhalten, müssen die Schichtdicken sehr klein sein, da die Simulation aufgrund der geringen Wärmekapazität der Luft und des extrem guten Wärmeübergangskoeffizienten schnell zum Überschwingen neigt. Auch fordert die Annahme einer konstanten Lufttemperatur in einer Schicht eine kleine Schichtdicke, da sonst der Fehler sehr groß wird. Die Entladung funktioniert nach dem gleichen Prinzip. Über einen Vorzeichenwechsel im Massenstrom wird die Simulationsrichtung umgedreht. So wird die vorher unterste Schicht als erste von der eintretenden Luft durchströmt. Von Schicht zu Schicht nimmt die Luft immer mehr Energie auf. Das Modell unter Matlab/Simulink ist in Abbildung 4.12 dargestellt. Kern des Modells bildet eine sogenannte S-Funktion, die in der Matlab-Sprache programmiert wurde. Die S-Funktion ist im Anhang dargestellt.

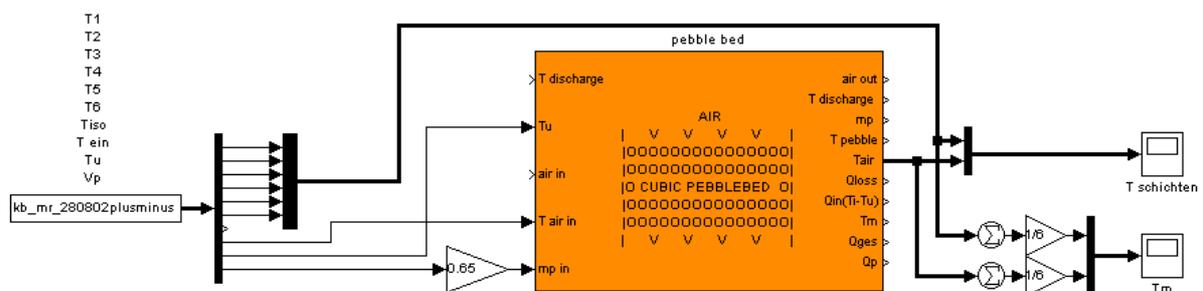


Abbildung 4-12: Validiertes Modell des Kiesbettspeichers unter Matlab/Simulink und Vergleich von simulierten und gemessenen Temperaturen.

4.3.3 Validierung des Simulationsmodells

Um das Simulationsmodell des Kiesbettspeichers zu validieren, wurde ein kleiner Kiesbettpeicher mit 1,2m x 0,58m x 0,58m gebaut. Um den Einfluss Luftdichte bestimmen zu können wurde der Teststand auf drei verschiedenen Höhen vermessen. Die Standorte liegen auf 150m, 2400m und 3680m. Zur Beladung dient ein 1000W Heizlüfter, der in einem kleinen Kamin über dem Speicher angebracht ist. Der Speicher wird von oben nach unten beladen. Die Entladung findet nach dem Ausschaltung des Ventilators über natürliche Konvektion statt. Der Speicher ist mit einer 6 cm starken Styropor-Isolierung gegen Verluste durch die Wände geschützt. Die Steinfüllung des Speichers besteht aus abgerundeten Flusskieseln. Der durchschnittliche Steindurchmesser beträgt ca. 10 cm. Der Anteil des Luftvolumens wurde zu 48 Prozent bestimmt.

Für die Temperaturmessung in den Schichten sind 6 Thermoelemente in gleichmäßigen, vertikalen Abständen angebracht. Um sicher zu stellen, dass die Sensoren nur die Lufttemperatur messen, werden die Sensoren durch U-Bleche vor Steinberührung geschützt. Abbildung 4.13 zeigt die Positionierung eines Temperatursensors im Speicher. Ein Datenlogger zeichnet über den gesamten Zeitraum der Be- und Entladung die Lufttemperaturen in den verschiedenen Schichten und die Luftgeschwindigkeit auf. Abbildung 4.14 zeigt den Teststand in Argentinien mit und ohne Isolierung.



Abbildung 4-13: Temperatursensor im Kiesbettspeicher



Abbildung 4-14: Kiesbett-Teststand in Tilcara/Argentinien (2400m)

Eine typische Messung zeigt Diagramm 4.17. Die Beladung findet hier über einen Zeitraum von 4 Stunden statt. Die Abkühlung erfolgt durch freie Konvektion und wurde über weitere 16 Stunden aufgezeichnet. Die Lufttemperaturen zeigen deutlich die Schichtung im Speicher. Auffällig ist, dass die in gleichen Abständen positionierten Sensoren unterschiedliche Temperaturdifferenzen zu den benachbarten Schichten aufweisen. Diese Meßgenauigkeit ist mit der stochastisch verteilten Luftströmung durch den Kiesbettspeicher zu erklären. So werden, bedingt durch die Lage der Steine, manche Sensoren mehr umströmt als andere. Die Umkehrung der Strömungsrichtung bei der konvektiven Entladung wird im Diagramm durch einen Vorzeichenwechsel im Volumenstrom ausgedrückt.

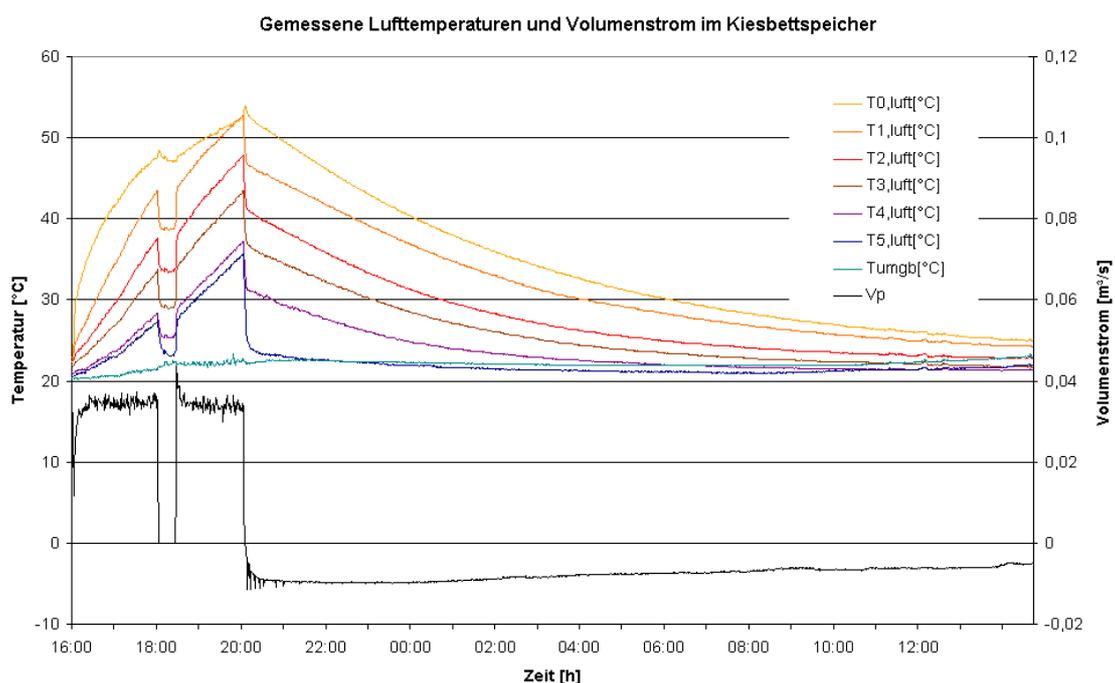


Abbildung 4-17: Messung vom 29.7.03 in Jülich

Die Messdaten werden zur Überprüfung des oben beschriebenen Matlab-Modells verwendet. Dazu wird das Simulationsmodell mit den Messdaten von Luftvolumenstrom, Eingangs- und Umgebungstemperatur betrieben. Die Ausgabe des Modells ermöglicht den graphischen Vergleich von gemessenen und simulierten Schichttemperaturen.

Diagramme 4.18 bis 4.20 zeigen Messwerte und Simulation an den Standorten Jülich (150m), Tilcara (2400m) und Misa Rumi (3680m). Die häufigen Unterbrechungen des Ladevorgangs haben verschiedene Ursachen. So kam es des Öfteren zu Ausfällen des Generators in Misa Rumi, oder in den anderen Fällen deaktivierte die Übertemperatursicherung den Heizlüfter. Wie zu erwarten, weichen durch die ungleiche Strömungsverteilung immer wieder Schichttemperaturen von den Temperaturen des idealen Modell-Kiesbettspeichers ab. Generell kann jedoch eine gute Übereinstimmung zwischen Realität und Simulation beobachtet werden. Aufgrund der unterschiedlichen Heizlüfter und Betriebsweisen ist ein direkter Vergleich der Temperaturverläufe an den verschiedenen Standorten nicht möglich. Die beste Übereinstimmung zwischen Realität und Simulation ergab sich unabhängig von der Luftdichte für einen volumetrischen Wärmeübergangskoeffizienten von $650 \text{ W/m}^3\text{K}$. Dieses Ergebnis wird auch durch die Gleichung 4.13 gestützt. Demnach ist der Wärmeübergangskoeffizient nur vom Verhältnis vom Luftmassenstrom zu Stirnfläche des Speichers und Steindurchmesser abhängig. Dieses Ergebnis scheint auf den ersten Blick verwunderlich, da die flächenbezogenen Wärmeübergangskoeffizienten in Kapitel 3.1.2 eine sehr deutliche Dichteabhängigkeit zeigen. Mit kleiner werdender Luftdichte und konstantem Massenstrom erhöht sich die Strömungsgeschwindigkeit im Kiesbettspeicher. Eine Erhöhung der Luftgeschwindigkeit sollte demnach eine Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten mit sich bringen. Da sich der Massenstrom in einem Kiesbettspeicher jedoch auf einen sehr großen Querschnitt verteilt, ist die Strömungsgeschwindigkeit so gering, dass eine Erhöhung um 20 Prozent kaum messbare Vorteile bringt.

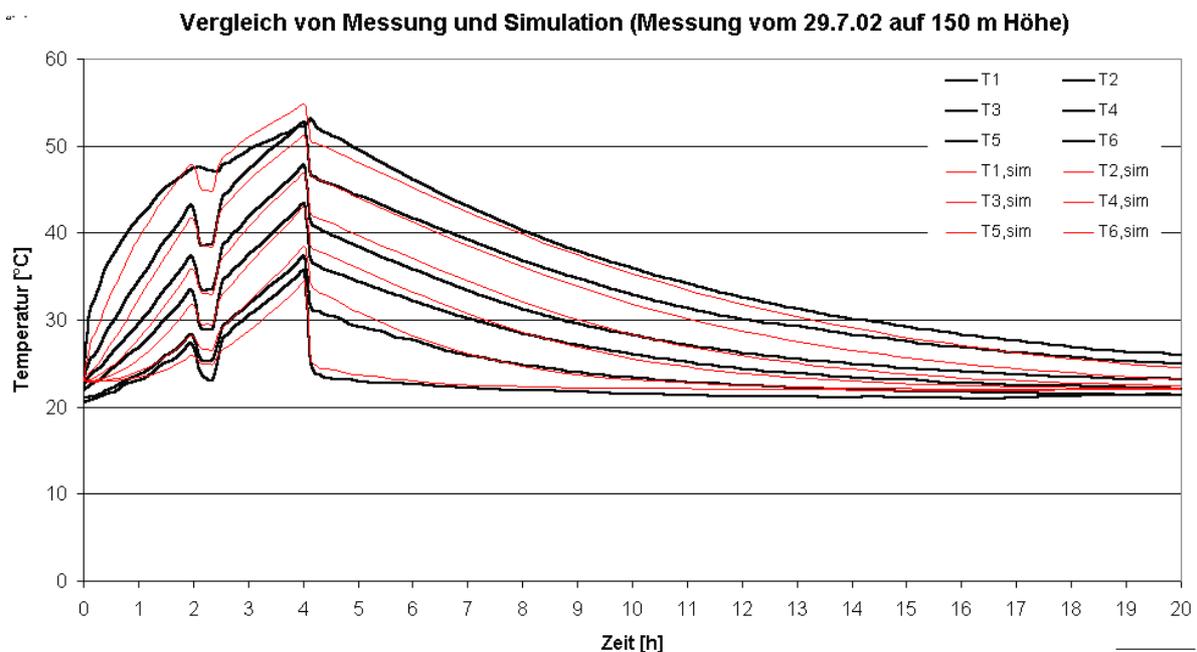


Diagramm 4-18: Vermessung und Simulation des Messstands in Jülich

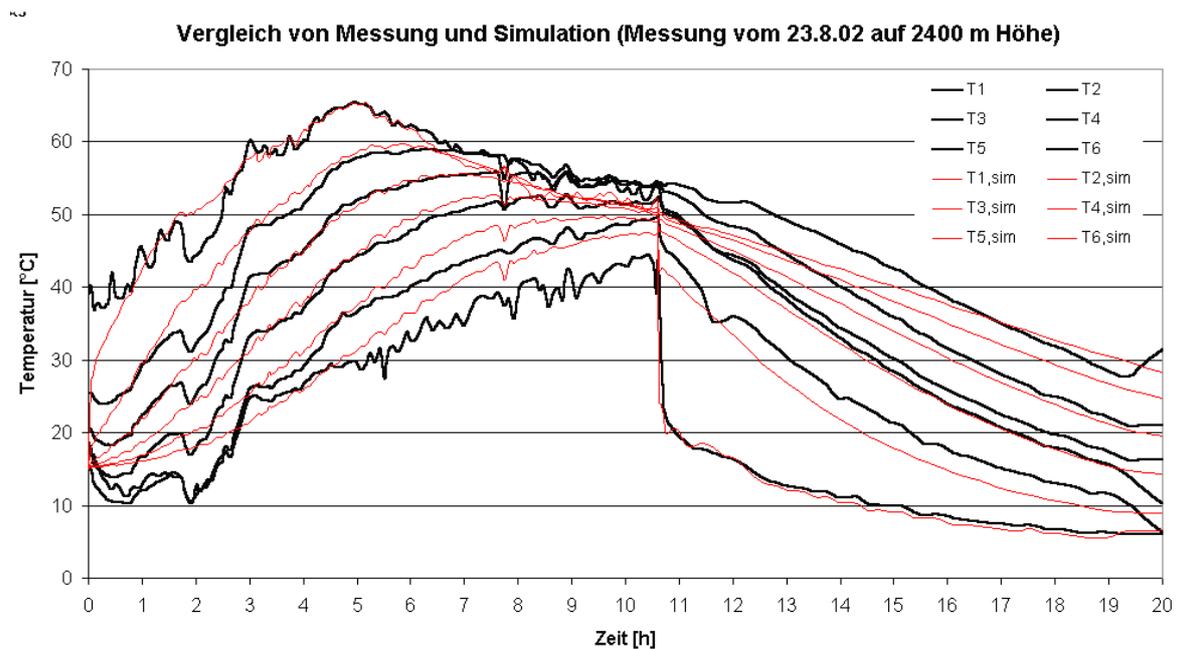


Diagramm 4-19: Vermessung und Simulation des Messstands in Tilcara/Argentinien

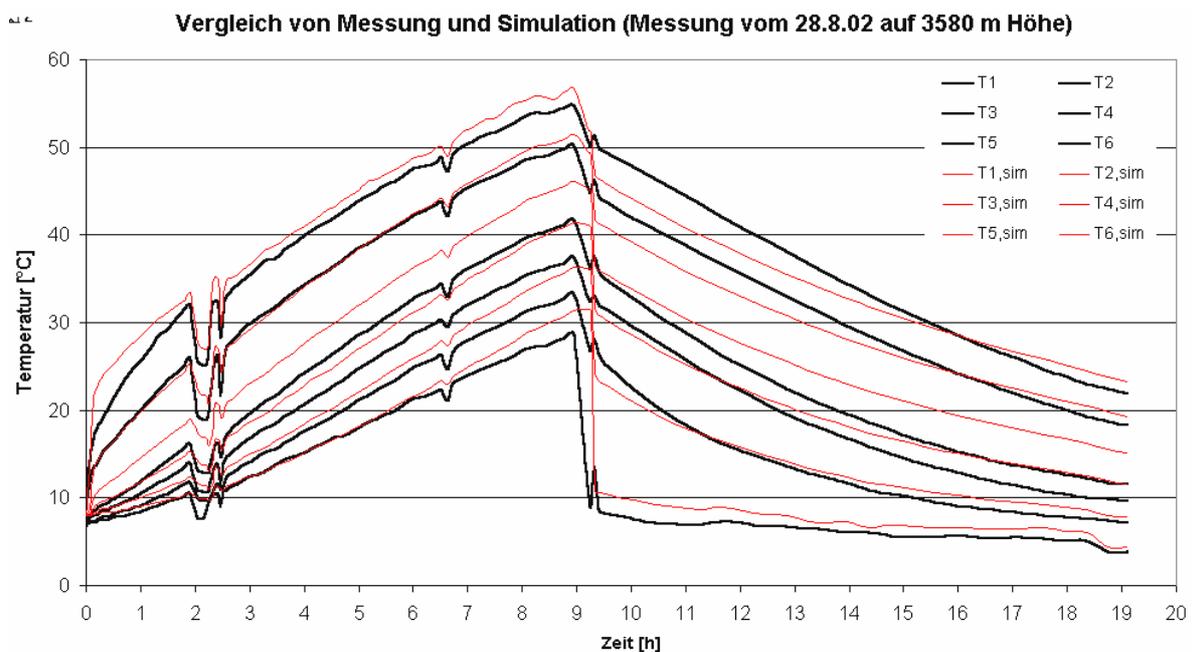


Diagramm 4-20: Vermessung und Simulation des Messstands in Misa Rumi/Argentinien

4.3.4 Temperaturgradient in den Steinen

Bei der Erwärmung und Abkühlung der Steine erfolgt der Energieaustausch über die Oberfläche der Steine. Durch Wärmeleitung muss nun die Wärme von der Oberfläche in das Steininnere und wieder hinaus gelangen. Es entsteht zwangsläufig ein Temperaturgradient über dem Steinradius. Der Temperaturgradient hat zur Folge, dass der Wärmeübergang an die Luft verschlechtert wird, da die Wärmeleitung als zusätzlicher Widerstand fungiert. Das thermische Verhalten des Steins wird träger.

Laut Literaturangaben in Duffie/Beckman (S.399) können die internen Temperaturgradienten der Steine des Schüttbetts vernachlässigt werden, solange das Verhältnis des inneren

thermischen Widerstands R/λ eines Partikels zum äußeren Widerstand $1/\alpha$ klein ist. Dieses Verhältnis wird auch als die Biot-Zahl definiert. Diese ergibt sich aus dem Wärmeübergangskoeffizienten α , dem Partikelradius R und der Wärmeleitfähigkeit λ zu

$$Bi = \alpha R / \lambda. \quad (4.22)$$

Laut Literaturwerten ist der innere Widerstand bei $Bi < 0,1$ im Vergleich zum äußeren gering und der Temperaturgradient ist damit vernachlässigbar. Ist die Biot-Zahl größer, so sollte ein thermodynamisches Modell der Steine erstellt werden, das die Temperaturgradienten berücksichtigt.

Die Notwendigkeit der Berücksichtigung der Wärmeleitung wurde am Beispiel der Teststände für Kiesbettspeicher untersucht. Nimmt man einen äquivalenten Steindurchmesser von $D=0,1$ m an, so erhält man mit einer Wärmeleitfähigkeit von Stein ($\lambda = 2,2$ W/mK) und einem konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten von $\alpha=13$ W/m²K eine Biot-Zahl von $Bi=0,34$. Laut Literaturangaben wird also die Berücksichtigung der Wärmeleitung empfohlen.

Die simulierten und gemessenen Werte der Steintemperatur sind in Diagramm 4.21 dargestellt. Hierzu wurden in ausgewählte Steine Löcher mit 4 mm gebohrt, der Sensor mittig im Stein angebracht und mit Kunststoff versiegelt.

Trotz der vereinfachten Annahme einer gleichmäßigen Temperaturverteilung in den Steinen sind kaum Abweichung von den Messwerten zu erkennen. Eine Berücksichtigung der Wärmeleitung hätte einen gedämpften Anstieg der Steintemperatur zu Folge, bzw auch ein langsames Abkühlen. Der Temperaturverlauf in der Aufwärmphase stimmt dagegen in den meisten Schichten auf wenige Zehntel Grad genau. Bei der Abkühlkurve ist kein eindeutiger Trend in der Abweichung des Temperaturverlaufs zu erkennen.

Eine Ursache für den geringen Fehler bei Vernachlässigung der Biot-Zahl, stellt der langsame Temperaturanstieg in den Schichten dar. So hat selbst die oberste Schicht, die den größten Temperaturhub aufweist, erst nach 4 Stunden das Maximum von 53°C erreicht.

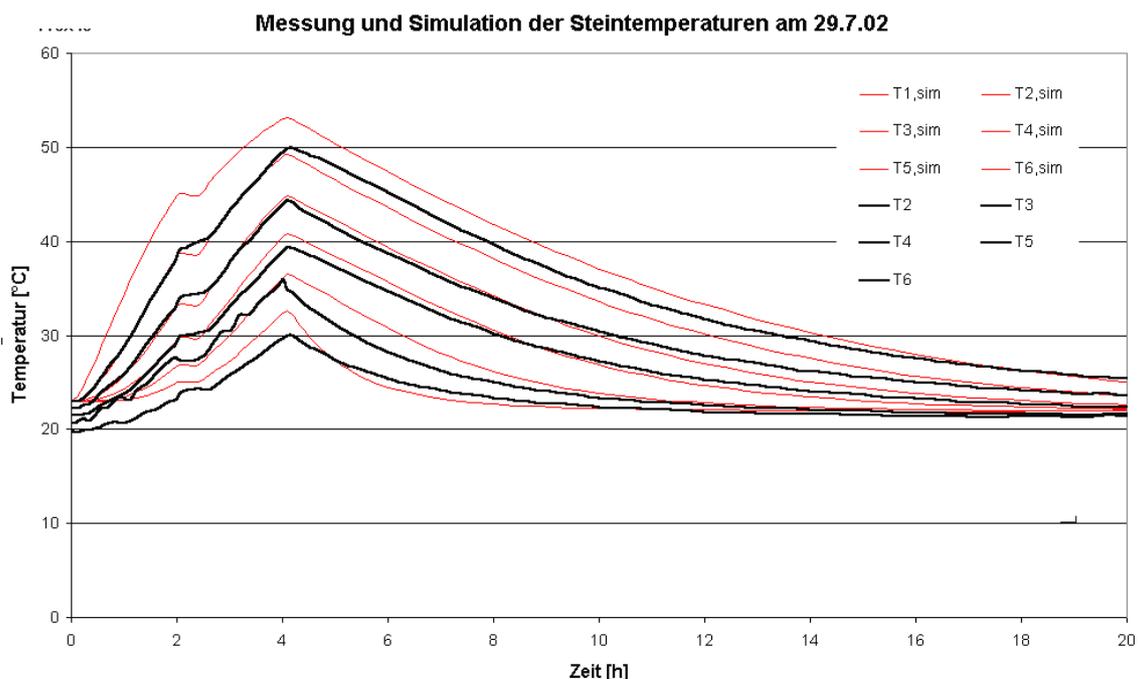


Diagramm 4-21: Vergleich von simulierten und gemessenen Steintemperaturen

4.3.5 Thermodynamisches Steinmodell

Schnell wechselnde Lufttemperaturen und sehr große Steindurchmesser können eine Berücksichtigung der Wärmeleitung notwendig machen. Um einen Stein thermodynamisch zu modellieren, wird der Stein als Kugel mit gleichem Volumen angenommen. Der äquivalente Durchmesser wird nach Gleichung 7.3 berechnet. Die Kugel wird in drei Schichten gleicher Masse unterteilt, die jeweils durch einen Massepunkt ersetzt werden. An der äußersten Schicht wirken Wärmeströme durch Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung. An den inneren Schichten nur Wärmeströme durch Wärmeleitung.

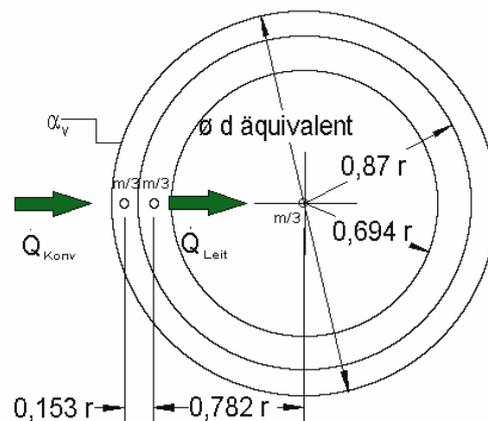


Abbildung 4-15: Aufteilung des Steinmodells in 3 Schichten gleicher Masse.

Die Wärmeleitung in Kugelschichten lässt sich nach folgender Gleichung bestimmen:

$$\dot{Q}_{Leitung} = \lambda \cdot \frac{4 \cdot \pi}{\frac{1}{r_i} + \frac{1}{r_a}} \cdot (T_i - T_a) \quad (4.23)$$

Der konvektive Wärmestrom ergibt sich nach Gleichung 7.1 aus dem Produkt des volumenspezifischen Wärmeübergangskoeffizienten, dem Kugelvolumen mit dem gleichwertigen Durchmesser d und der Temperaturdifferenz zwischen der äußeren Schicht und der umströmenden Luft. Abbildung 7.4 zeigt das Schema des Steinmodells. Die berechnete Oberflächentemperatur eines Steins wird exemplarisch als Temperatur für den Wärmeaustausch der gesamten Schicht mit der durchströmenden Luft angenommen.

4.3.6 Konvektive Speicherentladung

Soll für die Entladung des Speichers keine Energie verbraucht werden, so müssen Öffnungen und Kanäle des Speichers so ausgelegt sein, daß der Auftrieb durch die geringere Dichte der heißen Speicherluft trotz des Druckverlustes als Antrieb zur Entladung ausreicht. Dazu müssen zuerst alle Druckverluste über den Bauteilen der von der Luft zurückgelegten

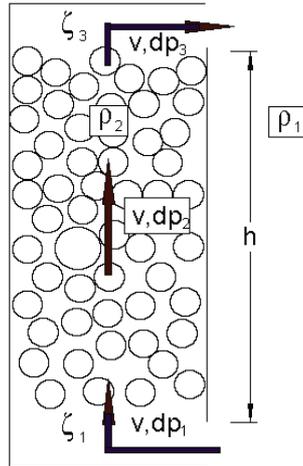


Abbildung 4-16: Druckverlust

Strecke aufsummiert werden. Der Druckverlust wird dann gleich der Druckdifferenz zwischen der leichten Luftsäule im Speicher und der der Umgebung gesetzt. In einem iterativen Verfahren wird vom Programm die resultierende Luftgeschwindigkeit ermittelt. Mit der Luftgeschwindigkeit lässt sich der Wärmeübergang im Speicher und der Wärmestrom in den Raum berechnen. Als Druckverluste treten hier vor allem die schon beschriebenen Verluste im Kiesbett auf, jedoch auch die 90° Umlenkung durch die Klappenöffnung und die Größe der Öffnungen, haben einen Einfluss.

Es gilt das Gleichgewicht:

$$g \cdot h \cdot (\rho_1 - \rho_2) = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \quad (4.24)$$

mit:
$$\Delta p_i = \zeta_i \cdot \frac{\rho_i}{2} \cdot v_i^2 \quad (4.25)$$

Werte für die Widerstandszahl ζ finden sich für alle erdenkbaren Bauteile und Geometrien in der Literatur zur Strömungslehre.

4.4 Luftdurchströmte Hypokausten

Eine Hypokauste wird als massiver Fußboden definiert, der mit Luftkanälen durchsetzt ist. Zur Beheizung des Bodens werden die Luftkanäle mit Heißluft durchströmt. Aufgrund ihrer großflächigen Bauweise lässt sich trotz geringer Temperaturdifferenz zum Raum eine ausreichende Wärmeleistung in den Raum übertragen. Vorteilhaft wirkt sich auch die Beheizung des Fußbodens auf den Komfort der Bewohner aus, da die Wärme von unten als angenehmer empfunden wird als die Wärme von Heizlüftern oder Wandheizkörpern. Die relativ große Masse des Fußbodens bringt auch eine wärmespeichernde Wirkung über mehrere Stunden mit sich. Mit Hilfe einer Hypokaustenheizung lässt sich die Wärmezufuhr zum Raum vom Kiesbettspeicher entkoppeln. Dazu wird aber fast immer ein aktiver Antrieb für das Umwälzen der Luft zum Heizen in den Nachtstunden benötigt.

Die Oberflächentemperatur bei beheizten Fußbodenkonstruktionen ist entscheidend für die Wärmeleistung einer Fußbodenheizung. Durch den Unterschied zwischen der Oberflächentemperatur und der umgebenden Raumlufttemperatur ist der Wärmestrom vom beheizten Fußboden zum Raum bestimmt.

In Europa ist die maximale zulässige Oberflächentemperatur auf physiologisch verträgliche Werte nach DIN 4725 (EN 1264) in der Randzone auf maximal 35° C, in der Aufenthaltszone auf maximal 29° C festgelegt. Diese maximal zulässigen Oberflächentemperaturen dürfen an keiner Stelle des Raumes überschritten werden. Durch diese Grenzen sind Fußbodenheizungen in ihrer Leistungsabgabe beschränkt. So kann eine Fußbodenheizung bei einer Norminnentemperatur von 20° C in Aufenthaltszonen maximal 100 W/m² abgeben. In Randzonen ergibt sich eine maximale Leistung von 175 W/m².

Um die Länge des Luftkanals abschätzen zu können, die benötigt wird, um die Wärmeleistung in den Raum zu transferieren bedarf es des Wärmeübergangskoeffizienten von der Heißluft in den Raum. Dazu wurde ein Teststand zur Vermessung eines 2 Meter langen Hypokaustenabschnitts aufgebaut. Abbildung 4-17 zeigt die Abmaße des Teststands. Der Luftkanal mit einem Querschnitt von 5 cm x 20 cm ist in einen massiven Betonquader mit den Abmessungen 10 cm x 40 cm eingegossen. Temperatursensoren messen am Eingang, in der Mitte und am Ausgang des Quaders die wichtigsten Temperaturen. Dazu gehört die Lufttemperatur im Kanal, Oberflächentemperatur des Bodens, die Temperatur in der Bodenmitte und die Temperatur an der Kanalober- und -unterseite.

Eine 5 cm starke Isolierung aus PU-Schaum verringert die Wärmeverluste. Die Betonoberfläche bleibt naturbelassen. Der Luftkanal wird mit Heißluft aus einem 1000 Watt Heizlüfter beschickt. Das thermische Verhalten wurde für zwei verschiedene Volumenströme vermessen.

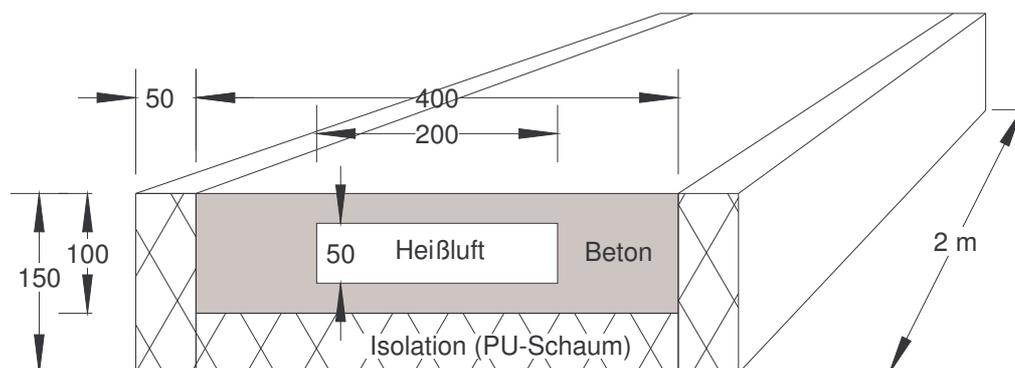


Abbildung 4-17: Teststand für Fußboden-Hypokaustenheizung



Abbildung 4-18: Teststand für die Hypokaustenheizung

Diagramm 4-22 zeigt den Verlauf der Aufheizkurve über 6,5 Stunden. Hier sind die Lufttemperaturen nach 0m, 1m und 2m Kanallänge eingetragen. Ebenso sind die Temperaturen an der Kanal- und Fußbodenoberfläche dargestellt. Es handelt sich hier jeweils um Mittelwerte, die mit Hilfe langer Thermoelemente über die gesamte Kanal- bzw. Hypokaustenbreite aufgezeichnet wurden. Es ist zu erkennen, dass die Fußbodentemperatur zwischen Ein- und Ausgang nur um 3 K differiert. Dies ist damit zu begründen, dass der Wärmeübergang zum Raum den Hauptwärmewiderstand darstellt und seitens des Luftkanals immer genügend Wärme nachströmt.

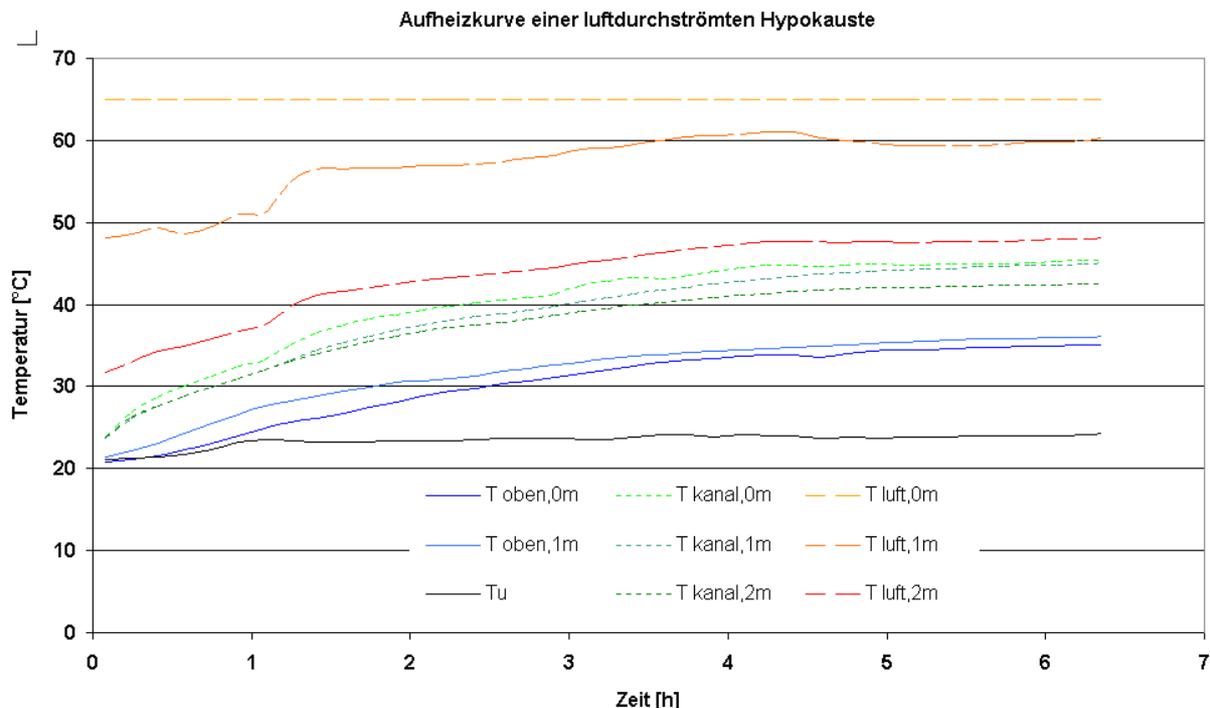


Diagramm 4-22: typische Temperaturverläufe bei der Aufheizung der Hypokauste

Die im Versuch gemessene Abkühlkurve der erwärmten Hypokauste ermöglicht die genaue Bestimmung des allgemeinen Wärmeübergangskoeffizienten durch Strahlung und Konvektion

an die Umgebung. Diagramm 4-23 zeigt die Wärmeverlustleistung in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zur Umgebung. Die Messpunkte können durch eine Trendlinie, die durch den Ursprung geht, verbunden werden. Der Wärmeverlustkoeffizient ergibt sich aus der Steigung der Geraden zu $11,6 \text{ W/m}^2\text{K}$. Dieser Wert entspricht sehr gut dem in der Literatur geläufigen Wert von $11,2 \text{ W/m}^2\text{K}$.

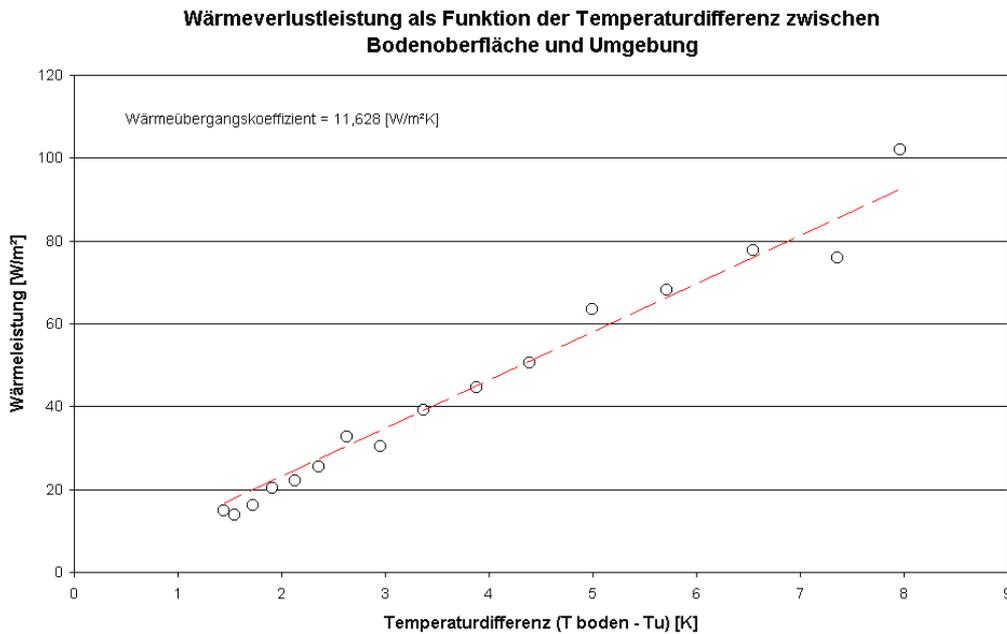


Diagramm 4-23: Heizleistung einer Fußbodenheizung in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zur Umgebung

Der Wärmeübergang zwischen der durch den Kanal strömenden Luft und der Kanalwand wird ebenfalls experimentell ermittelt. Hierzu muss die mittlere Wand- und Lufttemperatur, der Volumenstrom und die übertragene Leistung bekannt sein.

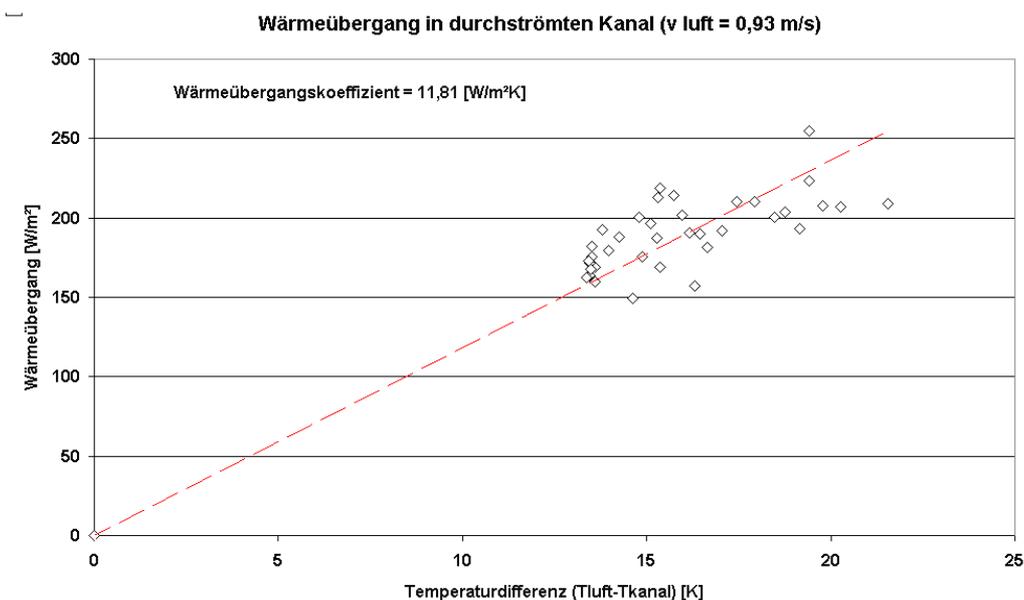


Diagramm 4-24: Experimentell ermittelter, konvektiver Wärmeübergang in durchströmtem Kanal

Das Simulationsmodell der Hypokauste wird, wie die anderen Komponenten auch, unter Matlab/Simulink erstellt. Um dem Temperaturgradienten im Boden Rechnung tragen zu können, wird der Boden in gleichmäßig dicke Schichten unterteilt. Die Massen jeder Lage stellen eine thermische Kapazität dar. Die Massen werden hierbei als punktförmig angenommen. Die Wärmeströme zwischen den Massepunkten kommen ausschließlich durch Leitung zustande. Abbildung 4-19 zeigt einen Schnitt durch das Hypokaustenmodell.

An Massepunkt M1 wirkt außer der Wärmeleitung der Wärmeübergang durch Konvektion und Strahlung an den Raum. Der Wärmeübergangskoeffizient wird mit dem oben bestimmten Wert von $11,2 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ angenommen. An Massepunkten M2 und M3 wirkt zusätzlich der konvektive Wärmeübergang von der Warmluft an die Kanalwand. An M4 kommen die Wärmeverluste durch die Bodenisolierung zum Tragen. Hier handelt es sich wiederum um Wärmeleitung. Die Hypokauste wird innerhalb des Simulationsmodells in viele diskrete Abschnitte in Flussrichtung der Warmluft aufgeteilt. Für jeden dieser Abschnitte werden die Gleichungen der Wärmeströme und die daraus resultierenden Schicht- und Lufttemperaturen erneut ermittelt.

In allen Schichten wird durch die Aufteilung in horizontale Abschnitte vereinfachend eine konstante Temperatur angenommen. Die Vernachlässigung des horizontalen Temperaturgradienten fällt vor allem bei den Schichten 2 und 3 ins Gewicht, da hier die Wärme aus dem Luftkanal nicht über die gesamte Breite eingebracht wird.

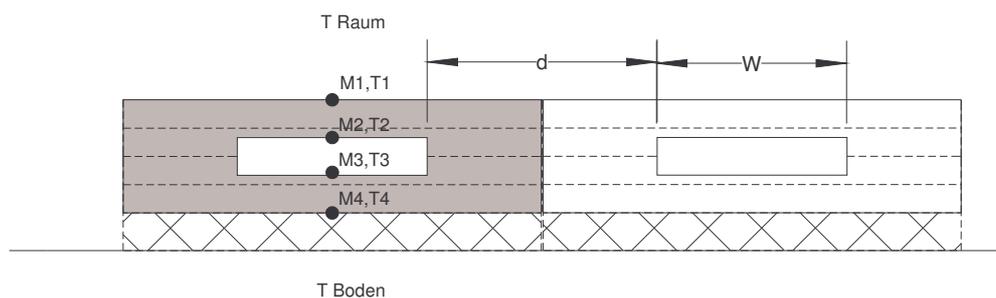


Abbildung 4-19: Hypokaustenmodell mit Schichtaufteilung

Diagramm 4-25 zeigt den Verlauf der mittleren Oberflächentemperatur des Fußbodens über zwei Aufheizphasen mit verschiedenen Volumenströmen von 50 und $33 \text{ m}^3/\text{h}$. Die Heizleistung bleibt mit jeweils $1,1 \text{ kW}$ gleich, damit erhöht sich bei einem geringeren Volumenstrom die Lufttemperatur entsprechend. In den Abkühlphasen von 12 Stunden findet kein Volumenstrom statt. Die Hypokauste kühlt sich dann lediglich über natürliche Konvektion und Strahlung ab.

Neben den Messwerten sind die simulierten Raumtemperaturen im Diagramm eingetragen. Die Genauigkeit der simulierten, gemittelten Temperaturen ist mit 3 Grad Kelvin als ausreichend zu betrachten, da in diesem Fall vor allem der energetische Aspekt der Auslegung eine Rolle spielt. Die luftseitigen Übergänge beinhalten jedoch starke Unsicherheiten, die von den genauen Oberflächen- und Strömungsbedingungen abhängen.

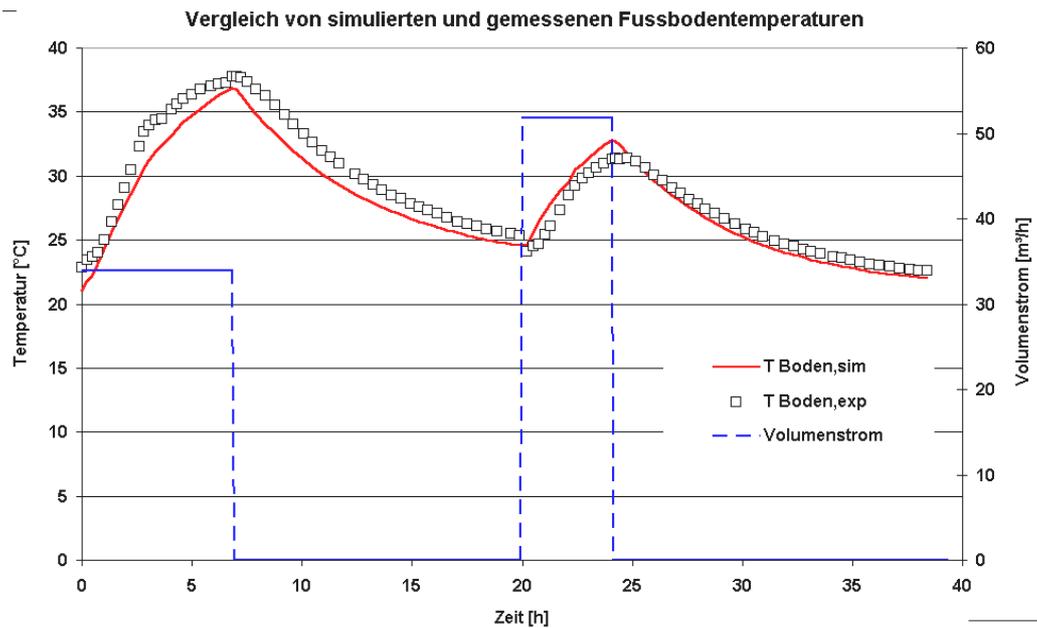


Diagramm 4-25: Vergleich von simulierter und gemessener Fußbodentemperatur

Wie grob die Annahme einer konstanten Schichttemperatur ist, zeigt eine Aufnahme der warmen Hypokauste mit einer Thermokamera. Deutlich ist der Verlauf des Luftkanals zu erkennen. Über dem Luftkanal erreicht die Oberflächentemperatur über der ganzen Länge Temperaturen von 41,5°C. An den Randbereichen beträgt die Oberflächentemperatur dagegen nur 35°C.

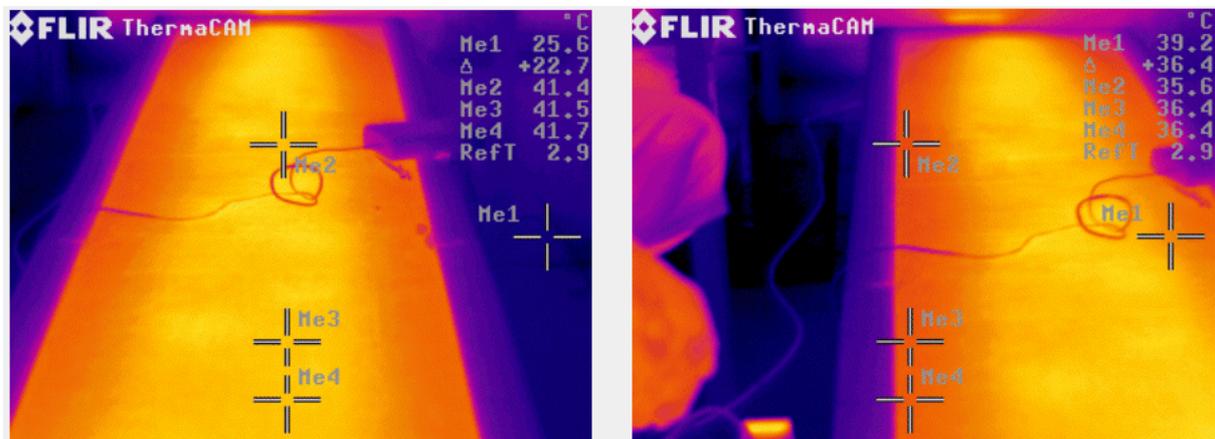


Abbildung 4-20: Thermografie des Hypokausten-Teststands

5 Vergleich von Anlagentypen

Nach *Recknagel, Sprenger und Schramek* (1998, S.427) ist für das klimatische Wohlbefinden von Menschen in Räumen die Empfindungstemperatur ausschlaggebend. Sie wird nach der Fangerschen Behaglichkeitsgleichung als Mittelwert aus der mittleren Oberflächentemperatur und der Lufttemperatur des Raumes gebildet. So lässt sich das Wohlbefinden deutlich durch eine warm abstrahlende Fußbodenheizung steigern, auch wenn die Raumlufttemperatur weniger als 18°C beträgt. Diagramm 5-1 zeigt den Vergleich von Fußbodenheizung, Radiatorenheizung und idealer Heizung. Es ist zu erkennen, dass die Fußbodenheizung dem idealen Temperaturverlauf recht nahe kommt. Hier wird die Bodentemperatur mit 24 °C angenommen. Aufgrund des Wohlbefindens und der Energiesparmöglichkeiten ist eine Fußbodenheizung der Radiatoren oder Konvektionsheizung vorzuziehen.

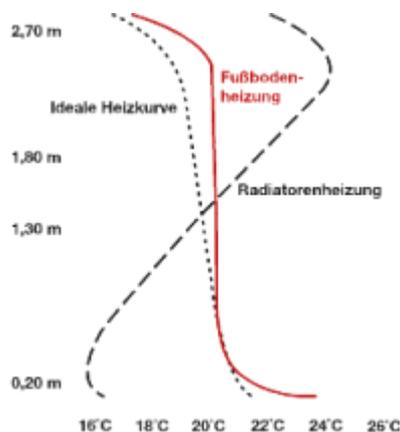


Diagramm 5-1: Temperaturverlauf über Raumhöhe, für verschiedene Heizungsarten.

Es ist anzumerken, dass die indianische Bevölkerung im hier behandelten Beispiel des Altiplano an extrem niedrige Temperaturen gewöhnt ist und Temperaturen unter unseren Maßstäben schon als warm empfindet. Zielsetzung ist deshalb eine Raumtemperatur von 17° während der Nutzungszeit der Gebäude zu erreichen. Nachts kann die Temperatur auf ca. 12-14°C abgesenkt werden. Auf dieser Grundlage wurde der Wärmebedarf eines Gebäudes mit 100m² Grundfläche in Kapitel 2.4 zu 107 kWh pro Quadratmeter und Jahr bestimmt.

Aufgrund der einfachen und robusten Technik, sowie des relativ guten Wirkungsgrades werden im Folgenden vor allem Anlagenkonstellationen mit Luftkollektor betrachtet.

Zunächst ist es wichtig den täglichen Ertrag des Kollektors über das Jahr festzustellen. Dies wird mit Hilfe des in Kapitel 4.2 validierten Simulationsmodells bewerkstelligt. Die Gebäude im Einsatzgebiet des Altiplano sind fast ausschließlich mit Wellblech gedeckt. Standardmäßig haben diese Neigungswinkel zwischen 5° und 15°. Die Ausrichtung des Gebäudes ist meistens willkürlich gewählt. Aus diesem Grund wird die Abhängigkeit des Kollektorertrags von der Ausrichtung eingehender mit Hilfe der Simulation untersucht. Hierzu wird das Kollektormodell mit gleichem Wetterdatensatz und gleichem Neigungswinkel, aber unterschiedlicher Ausrichtung betrieben. Der Neigungswinkel wird auf den für die Gebäude der Region typischen Winkel von 10° festgelegt.

Diagramm 5-2 zeigt das Ergebnis der Simulation. Es ist der Jahresverlauf des täglichen Energieeintrags eines 18,8 m² großen Luftkollektors dargestellt. Aufgrund des Breitengrades von -21° und des damit verbundenen hohen Sonnenstandes sowie des geringen Neigungswinkels ist eine relativ geringe Abhängigkeit von der Ausrichtung zu verzeichnen.

Besonders bei niedrigen Sonnenständen in den Wintermonaten macht sich die Ausrichtung bemerkbar. Hier kann der tägliche Ertrag durch eine Ausrichtung nach Norden um fast 50 Prozent gegenüber einer Südausrichtung gesteigert werden.

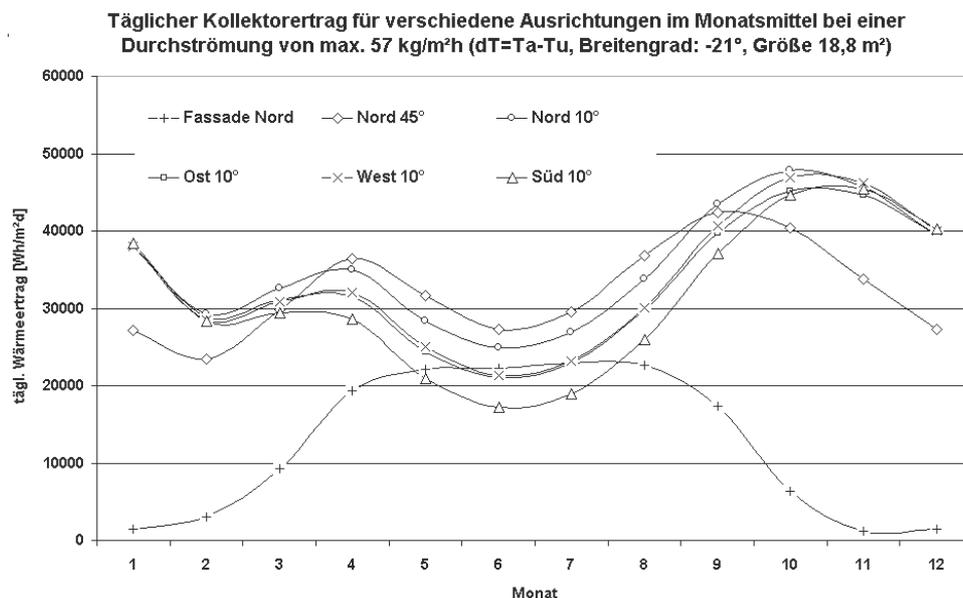


Diagramm 5-2: Kollektorsertrag in Abhängigkeit der Ausrichtung bei horizontalem Solarpanel

Um die Möglichkeit eines Fassadenkollektors nicht auszuschließen, wurde der Kollektor per Simulation an der Nordwand angebracht. Der Ertragsverlauf ist ebenfalls in Diagramm 5-2 dargestellt. Deutlich ist zu sehen, dass der Ertrag in den Sommermonaten aufgrund der hochstehenden Sonne gegen Null geht. Bei flacherem Sonnenstand im Winter erreicht der Fassadenkollektor ähnliche Werte wie der Dachkollektor. Es bleibt jedoch genauer zu untersuchen, ob sich der Ertrag durch den unter Umständen besseren Windschutz verbessert. Angesichts der Ergebnisse scheint ein Dachkollektor schon aus Gründen der relativen Unabhängigkeit von der Ausrichtung als sinnvoller.

Den maximalen Ertrag erhält man im Winter mit einem Neigungswinkel von 45°. Der Wärmeertrag liegt dann mit 27 kWh/m²d ca. 10 Prozent höher wie mit der Standard-Dachneigung von 10°.

Die Erträge in Diagramm 5-2 ergeben sich mit einer horizontalen Ausrichtung des Solarpanels, das zum Antrieb des Ventilators dient. Bei niedrigem Sonnenstand im Winter resultiert daraus ein geringerer Volumenstrom und damit eine höhere Ausgangstemperatur. Mit einer höheren Betriebstemperatur sinkt jedoch der Wirkungsgrad eines Kollektors. Dies gilt insbesondere für die windigen Wintermonate auf dem Altiplano.

Um die optimale Ausrichtung des PV-Panels zu erhalten wurde die Abhängigkeit des täglichen Wärmeertrages in Jahressimulationen untersucht. Diagramm 5-3 zeigt den Einfluss auf den Ertrag eines 18,8 m² großen Kollektors, der 10° nach Norden geneigt ist. Deutlich ist die starke Abhängigkeit zu erkennen. Im Winter kann der Ertrag durch die Anstellung des Solarpanels auf über 30° um mehr als 50 Prozent auf 40 kWh pro Tag gesteigert werden. Der maximale Jahresertrag liegt bei Winkeln zwischen 15° und 30°. Es ist jedoch anzumerken, dass der Ertrag über die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Ausgang des Kollektors berechnet wird. Liegt die Eingangstemperatur des Kollektors unterhalb der Nutzttemperatur, heißt das, dass nicht die gesamte Energie zur Verfügung steht.

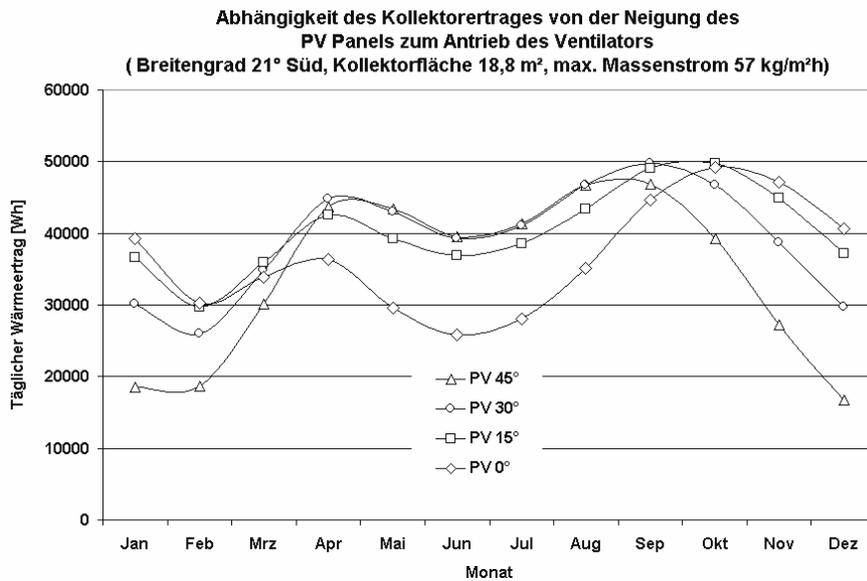


Diagramm 5-3: Kollektorertrag bei Nordausrichtung und 10° Neigung in Abhängigkeit der Ausrichtung des PV-Panels

Mit der optimierten Ausrichtung von 30° wurde erneut die Abhängigkeit der Ausrichtung untersucht. Es fällt auf, dass sich die Abhängigkeit von der Ausrichtung verstärkt. So erreicht ein 45° nach Nord geneigter Kollektor nun 70 Prozent mehr Ertrag als ein 10° nach Süden geneigter Kollektor.

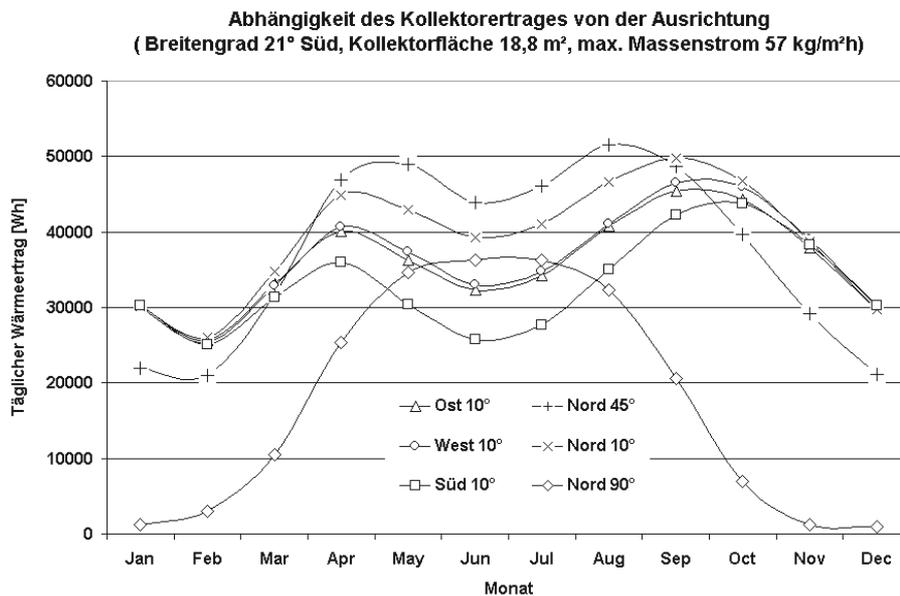


Diagramm 5-4: Kollektorertrag in Abhängigkeit der Ausrichtung bei 30° geneigtem Solarpanel

Stellt man den flächenbezogenen Wärmeertrag des Kollektors und den Wärmebedarf des Gebäudes gegenüber, so erhält man Diagramm 5-5. Hier wird ein Kollektor mit einem Neigungswinkel von 10° nach Norden angenommen. Wie man erkennen kann, verhält sich der Kollektorertrag und der Wärmebedarf antizyklisch. Im Winter hat man den größten Bedarf, aber auch den kleinsten Ertrag.

Will man den Heizbedarf mit dem hier vorgestellten Kollektor auch komplett im Winter decken, so ergibt sich je nach Gebäudegröße überschlägig ein Flächenverhältnis von

Kollektor zu Grundfläche des Gebäudes von 1:2,5 bis 1:3. Die großen Überschüsse in den Übergangs- und Sommermonaten, können teilweise zur Warmwasserbereitung herangezogen werden.

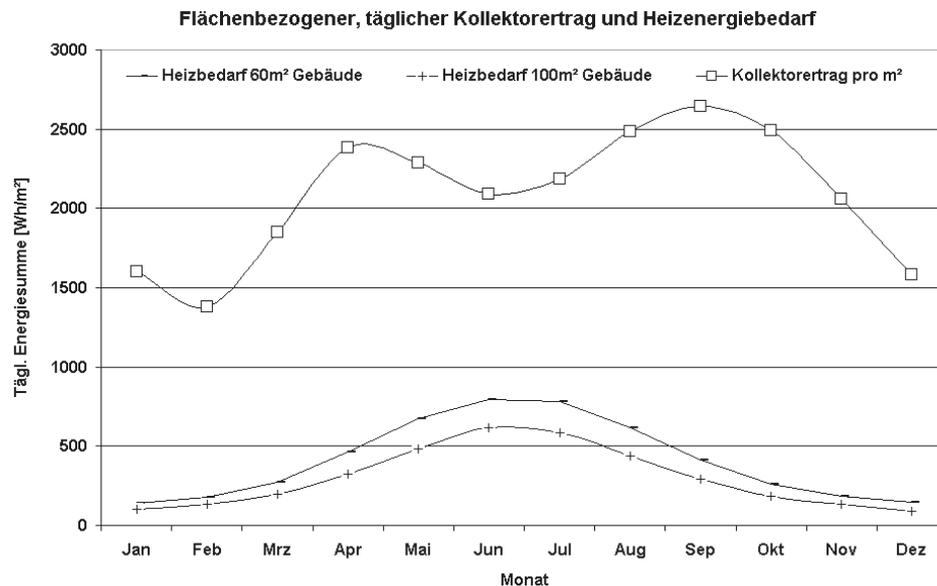


Diagramm 5-5: Flächenbezogener Ertrag und Bedarf über das Jahr (Kollektor: 10° Nord, max. Luftmassenstrom: 57 kg/m²h, PV-Panel 30° Nord)

Nach dem oben angegebenen Energiebedarf und -gewinn lässt sich die Abhängigkeit des Deckungsgrades von den Flächenverhältnissen abschätzen. Der Deckungsgrad ist in Diagramm 5-6 dargestellt. Der Deckungsgrad drückt das Verhältnis von benötigter zu bereitgestellter Heizenergie aus. Der Deckungsgrad ist bei einem Flächenverhältnis von 1:3 gleich 1 und sinkt mit halber Kollektorfläche auf 0,7 ab.

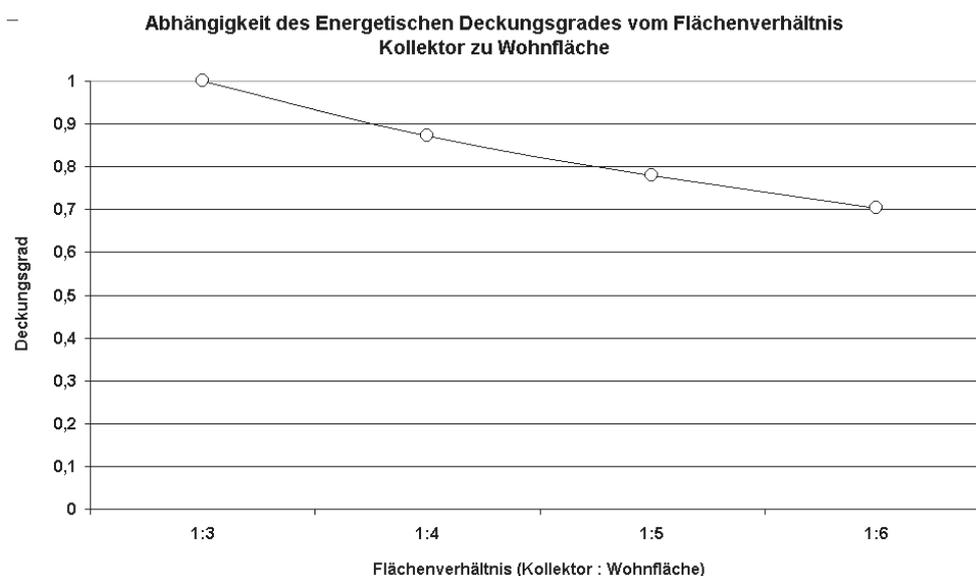


Diagramm 5-6: Deckungsgrad zu Kollektorfläche

Bei der Dimensionierung ist ein sinnvoller Kompromiss zu finden, der Kosten und Wärmeertrag berücksichtigt. So ist ein Kollektor, der 70 Prozent des Wärmebedarfs deckt nur halb so teuer, wie ein Kollektor, der mit der doppelten Fläche 100 Prozent des Bedarfs deckt.

Die oben gemachten Annahmen ergeben nur Anhaltswerte. Um das reale Anlagenverhalten im Betrieb mit Speicher und Warmwasserbereiter und den damit auftretenden zusätzlichen Verlusten abschätzen zu können wurden die entwickelten und modellierten Anlagenkomponenten in einem zusammenfassendem Simulationsmodell integriert. In den folgenden Kapiteln werden verschiedene Anlagentypen mit Luft-Wasser-Wärmetauscher, Kiesbettspeicher und Hypokaustenheizung dargestellt.

5.1 Direkte Beheizung mit Luftkollektor

Eine der einfachsten Möglichkeiten der solaren Beheizung bietet die direkte Einblasung von Warmluft aus dem Kollektor in den Raum. Der Vorteil der einfachen Bauweise geht jedoch mit der geringen Speicherwirkung für die Nachtstunden einher. Des Weiteren verteilt sich die Wärme ungünstig, da die warme Luft schnell nach oben unter das Dach steigt (siehe Diagramm 5-1).

Abbildung 5-1 verdeutlicht den Aufbau der Anlage. Der Wärmetauscher im Luftkanal entzieht der Luft einen Teil der Energie zur Erwärmung von Brauchwasser. Das Warmwasser zirkuliert konvektiv in den Warmwassertank. Eine automatische Rückströmklappe oberhalb des Wärmetauschers verhindert das Rückströmen der Warmluft in den Kollektor während der Nachtstunden.

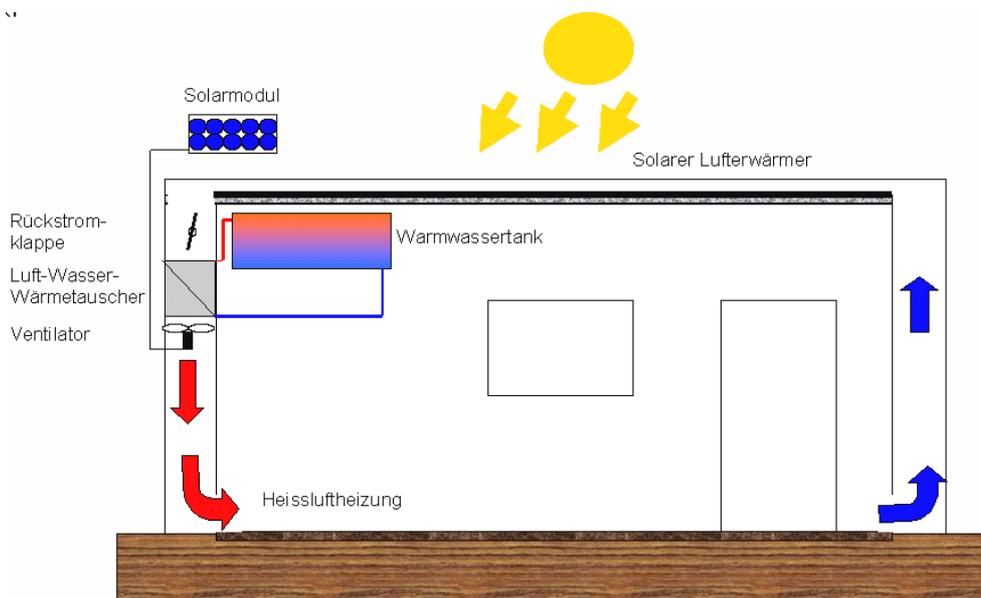


Abbildung 5-1: Anlagenschema eines direkt beheizten Raumes

Diagramm 5-7 zeigt die simulierte Raumtemperatur als Mittelwert, Tagesmaximum und Minimum. Deutlich ist die große Differenz von minimaler und maximaler Temperatur zu erkennen. So beträgt das Maximum der Raumtemperatur über das gesamte Jahr mehr als 18°C . Jedoch sinkt die Temperatur während der Nachtstunden schnell auf Werte des unbeheizten Gebäudes ab (siehe Diagramm in Kapitel 2.4). So werden im Juni ebenso wie bei dem unbeheizten Gebäude minimale Temperaturen von 2°C erreicht. Dies ist mit der geringen Speicherfähigkeit und der geringen Aufheizung der Mauern über den Tag zu erklären. Diagramm 5-8 zeigt den Tagesverlauf der Raumtemperatur an einem typischen Wintertag. Die Kurve zeigt den schnellen Anstieg der Raumtemperatur von nur 2°C um 9 Uhr Morgens auf 20°C um 12 Uhr Mittags. Ab 15 Uhr fällt die Raumtemperatur mit der flacher stehenden Sonne wieder rapide ab.

Dieses System eignet sich besonders für Gebäude, die hauptsächlich über die Mittagszeit benutzt werden.

Diagramm 5-9 zeigt die täglichen Energieertrag des Kollektors, den Bedarf und die tatsächlich gelieferte Heizenergie im Jahresverlauf. Es ist zu erkennen, dass der Wärmebedarf über einen Zeitraum von 8 Monaten nicht gedeckt werden kann. Trotzdem wird in diesen Monaten nicht alle vom Kollektor gelieferte Energie genutzt, da sonst eine Überhitzung tagsüber droht. Dies verdeutlicht die Notwendigkeit eines thermischen Speichers, der die

Energie gleichmäßiger über den Tag verteilt. Insgesamt kann mit einem solchen System circa 60 Prozent der benötigten Heizenergie eingespart werden.

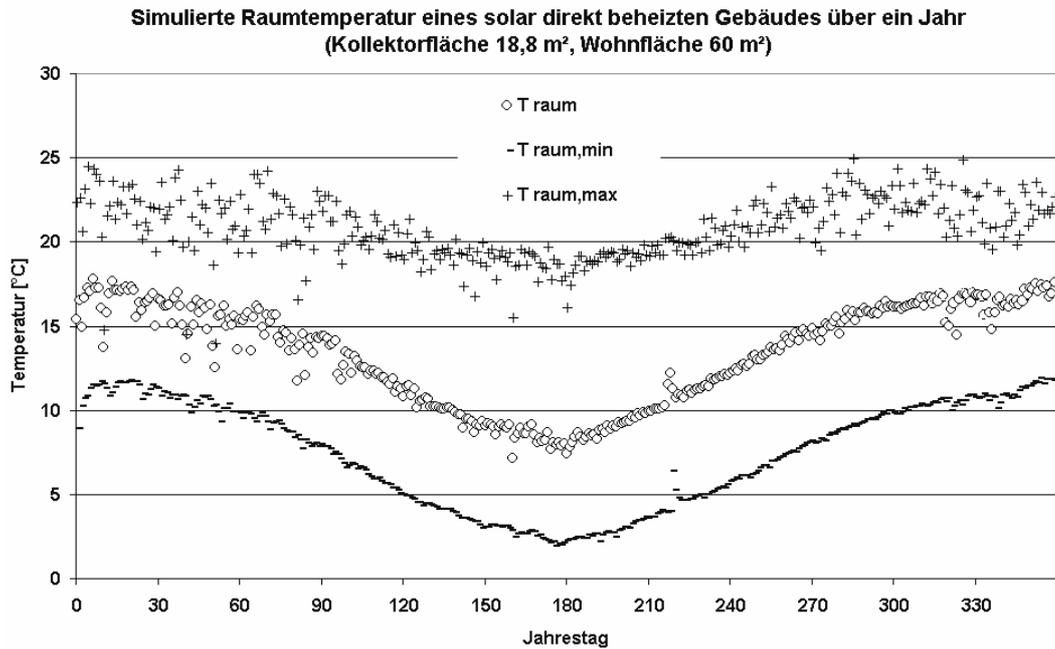


Diagramm 5-7: Simulierte Raumtemperatur eines direkt solar beheizten Gebäudes

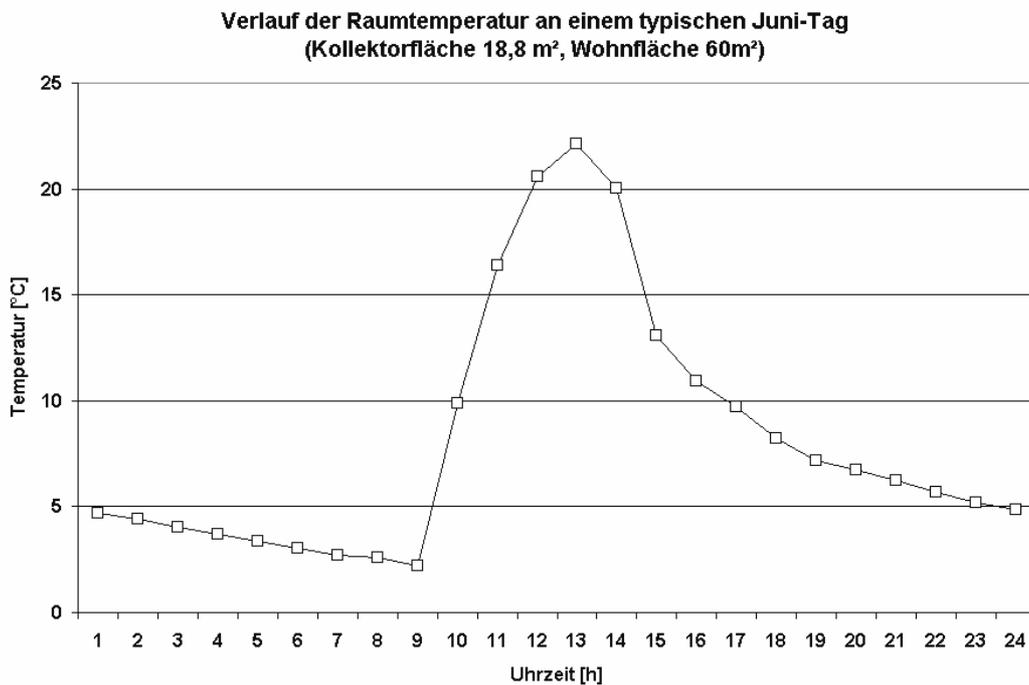


Diagramm 5-8: Tagesverlauf der Raumtemperatur eines direkt solar beheizten Gebäudes

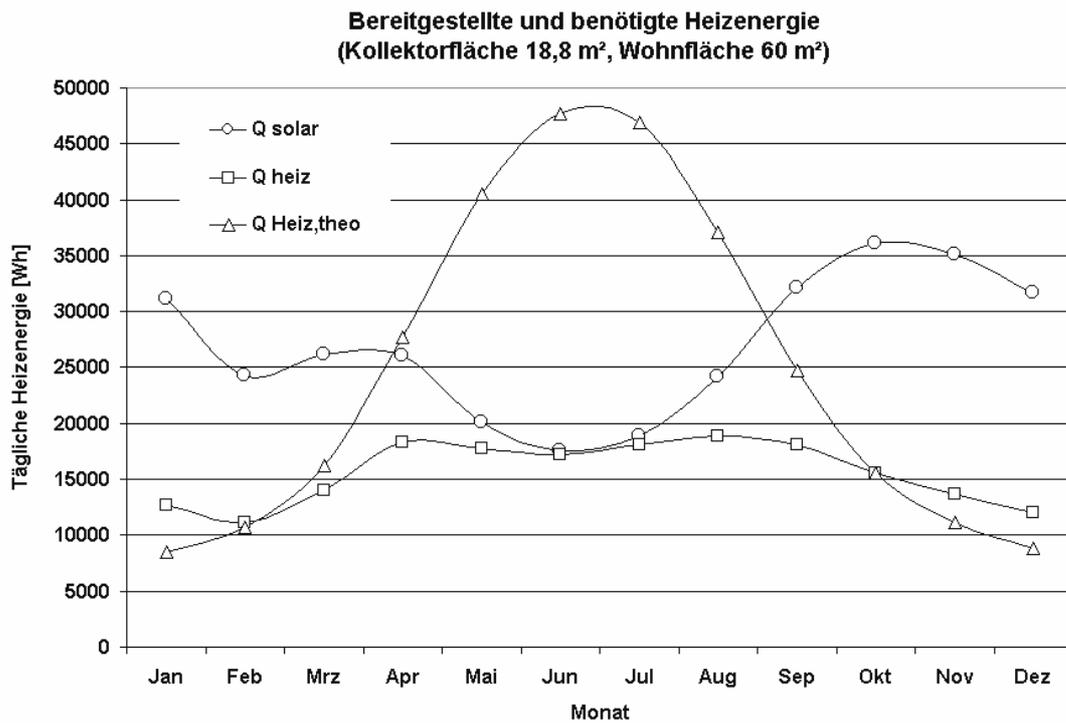


Diagramm 5-9: Simulierte Energien bei der solaren Direktheizung

5.2 Luftkollektor mit Kiesbettspeicher im Boden

Die Kombination von Luftkollektor und Kiesbettspeicher bietet sich auf Grund der einfachen, robusten Bauweise und des guten Speicherwirkungsgrades an. Der Speicher kann aus Platz- und Komfortgründen im Fußboden des Gebäudes integriert werden. Da der Wärmeübergang in den Raum durch den Fußboden mit ca. $11 \text{ W/m}^2\text{K}$ limitiert ist, müssen zusätzliche Klappen eine konvektive Entladung des Speichers ermöglichen.

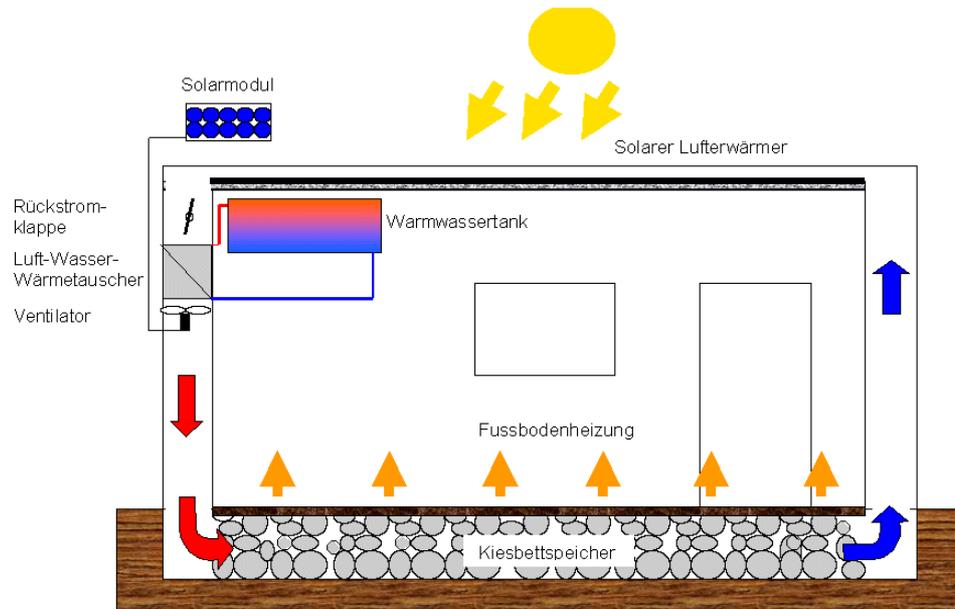


Abbildung 5-2: Anlagenschema des Luftheizungssystems mit Kiesbettspeicher

Die Umsetzung des im Boden integrierten Kiesbettspeichers ist beispielhaft am Kindergarten von Cienaga in Abbildung 5-3 zu sehen. Mit einer Länge von 9m, einer Breite von 4m und einer Tiefe von 0,5m ergibt sich ein Speichervolumen von 18m^3 . Der mittlere Steindurchmesser beträgt ca. 15 cm. Die Steine liegen auf einer Zementdecke auf. Nach Oben wird der Speicher ebenfalls durch eine Zementdecke abgeschlossen. Begrenzt wird die



Abbildung 5-3: Im Fußboden integrierter Kiesbettspeicher vor der Befüllung im Kindergarten von Cienaga

Schüttung zu beiden Seiten durch ein Stahlgitter. Der dadurch entstandene Hohlraum dient als Sammelkanal für die ein- und austretende Luft. Der zuführende und der abführende Kamin wird jeweils an den gegenüberliegenden Hohlräumen angeschlossen.

Diagramm 5-10 zeigt den simulierten Jahresverlauf der mittleren Raumtemperatur, des Tagesmaxima und Minima für den Kindergarten in Cusi Cusi. Das Solarpanel ist in diesem Fall mit 30° Neigung nach Norden ausgerichtet. Der Kollektor wird mit einer Fläche von 18 m² und die Fußbodenheizung mit einer Fläche von 60 m² angenommen. Die große Fläche der Fußbodenheizung wird benötigt um während der Nachtstunden genügend Heizleistung zur Verfügung zu stellen. Dies kann alternativ auch über Lüftungsklappen geschehen, die den Speicher konvektiv entladen. Diese Möglichkeit ist simulationstechnisch jedoch schwieriger abzubilden.

Eine mittlere Raumtemperatur von 18°C wird über 8 Sommermonate eingehalten. Die Randbedingungen von 17°C tagsüber mit 14°C Nachtabsenkung wird nur während 2,5 Monaten im Winter nicht eingehalten. Bei Sonnentiefstand im Juni liegt die mittlere Raumtemperatur bei 12,5°C. Die Raumtemperatur kann im Winter trotz der Gebäudeheizung auf Minimalwerte von 10°C sinken.

Die Maximaltemperatur steigt während der 6 Sommermonate auf über 25°C. Die hohen Temperaturen im Sommer zeigen deutlich den Nachteil der Fußbodenheizung. Die Wärmeabgabe bleibt immer konstant und kann nicht kurzfristig geregelt werden. Die einzige Möglichkeit besteht in der Lüftung oder dem Drosseln des Luftvolumenstroms bei der Beladung. Eine kleinere Heizfläche mit zusätzlichen regelbaren Klappen zur konvektiven Heizung wäre aus diesem Grund vorzuziehen.

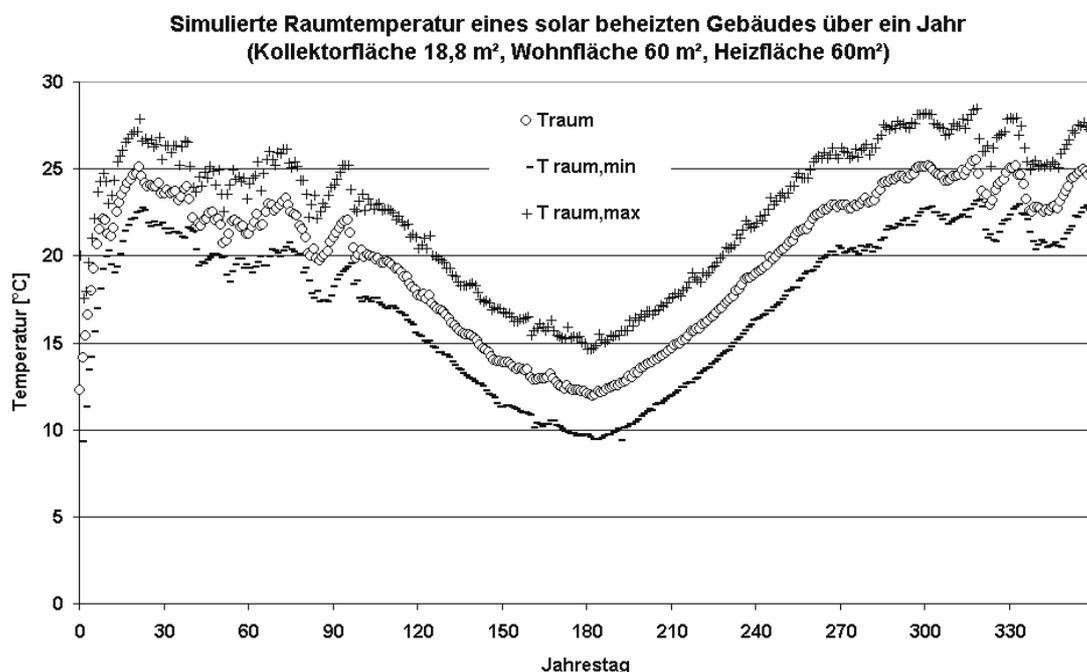


Diagramm 5-10: Raumtemperatur im Jahresverlauf für 60m² Wohnfläche

Trägt man die benötigte und die erzeugte Heizenergie in einem Diagramm auf, so kann man erkennen, inwieweit der Heizbedarf von der Solaranlage gedeckt wird. Diagramm 5-11 zeigt, dass die gelieferte Heizenergie nur während 3,2 Wintermonaten die benötigte Energie nicht komplett aufbringen kann. In den übrigen 8 Monaten liegt die tatsächlich eingesetzte Heizenergie deutlich über dem theoretischen Wert. Dies liegt daran, dass das Simulationsprogramm verfügbare Energie zur weiteren Beheizung des Gebäudes auf bis zu 23°C nutzt. Auf das gesamte Jahr gesehen liefert die Solaranlage 90 Prozent des Wärmebedarfs, der zur Beheizung des Gebäudes auf 17°C benötigt wird.

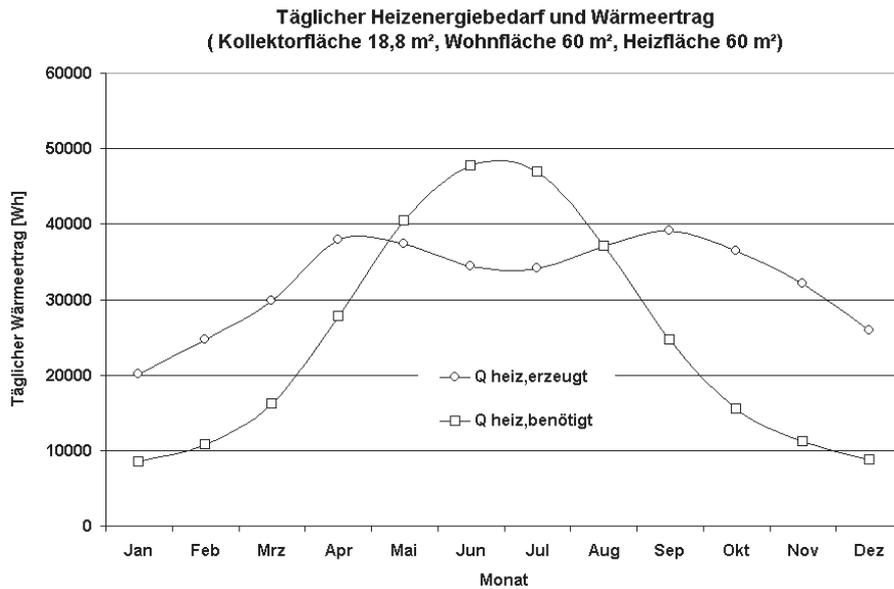


Diagramm 5-11: Jahresverlauf von Energiebedarf und Ertrag für 60m² Wohnfläche

Betrachtet man ein Gebäude mit einer Grundfläche von 100m² so ergibt sich mit einem Kollektor von 28m² ein ähnliches Bild wie für das Gebäude mit 60m² und 18,8 m² Kollektorfläche. Diagramm 5-12 zeigt einen fast identischen Raumtemperaturverlauf, nur ist eine generell um ein bis zwei Grad Kelvin erhöhte Raumtemperatur festzustellen. Der Deckungsgrad liegt bei dieser Konstellation bei 94 Prozent. Diagramm 5-13 stellt den Jahresverlauf von benötigter und erzeugter Energie dar. Obwohl der Flächenanteil des Kollektors bei dem großen Gebäude nur bei 28 Prozent liegt, wird gegenüber dem kleineren Gebäude, wo der Flächenanteil 31 Prozent beträgt, ein 4 Prozent höherer Deckungsgrad erreicht.

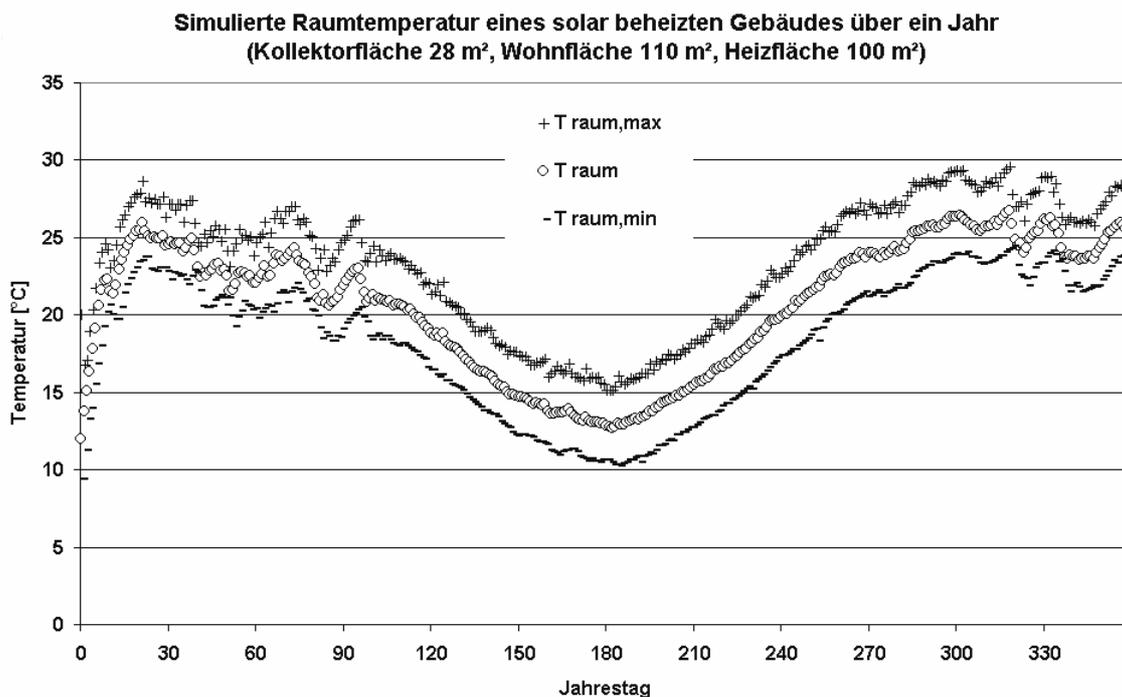


Diagramm 5-12: Jahresverlauf der Raumtemperatur für 100m² Wohnfläche

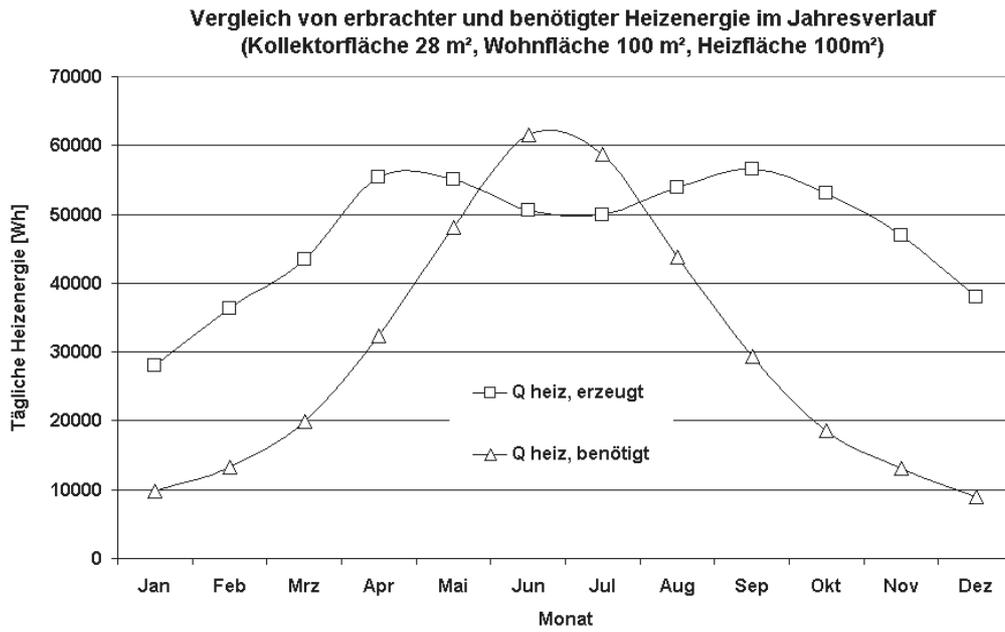


Diagramm 5-13: Jahresverlauf von Energiebedarf und Ertrag für 100m² Wohnfläche

5.3 Luftkollektor mit vertikal durchströmtem Kiesbettspeicher

Eine Standardanwendung des Kiesbettspeichers ist die vertikale Beladung von oben nach unten. Bei einer derartigen Betriebsweise kann sich die Temperaturschichtung besser ausbilden. Hierbei verlässt die Luft den Speicher im tiefsten und damit kältesten Punkt. Der Kreislauf schließt sich wieder am Eingang des solaren Lufterwärmers, der die Luft aus dem Raum ansaugt.

Die Beladung eines solchen Speichers muss entgegen dem Dichteunterschied, also aktiv erfolgen. Die Entladung kann dagegen rein konvektiv durch das Öffnen von Klappen oben und unten am Speicher erfolgen. Durch die Stellung der Klappen lässt sich die Heizleistung des Speichers an den Raum gut regeln und den Bedürfnissen genau anpassen. Dies steht im Gegensatz zur Fußbodenheizung, die stetig Wärme abgibt und nur bedingt durch Klappen regulierbar ist. Dementsprechend ist das Heizprofil und damit die Energieausbeute des vertikalen Kiesbettspeichers günstiger.

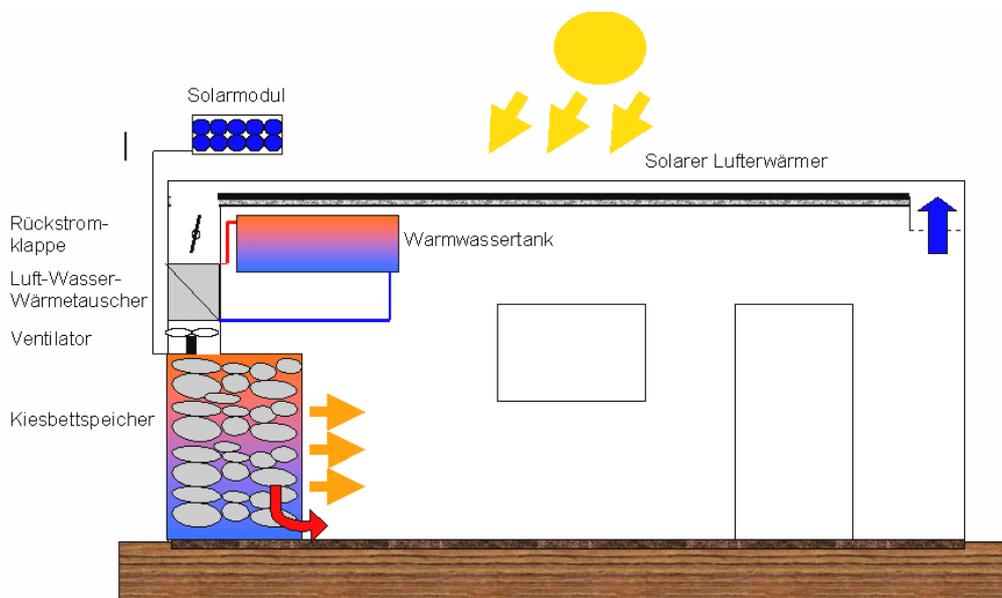


Abbildung 5-4: Anlagenschema mit vertikalem Kiesbettspeicher

Diagramm 5-14 zeigt den Jahresverlauf der mittleren Raumtemperatur und der täglichen Temperaturminima und Maxima. Es wurde ein Gebäude mit 100m² Fläche, 28m² Luftkollektor und einem Kiesbettspeicher mit einem Volumen von 16m³ angenommen. In diesem Fall wird die Regelung der Klappen in idealer Weise durch das Simulationsprogramm bewerkstelligt. In der Realität wird der Nutzer diese genaue Regelung nicht vornehmen können. Über 8 Monate bleibt die mittlere Raumtemperatur über 18°C und sinkt nur innerhalb der zwei Wintermonate auf unter 15°C ab. Die niedrigste mittlere Raumtemperatur wird mit 13°C im Juni erreicht. Die Minimaltemperatur in den frühen Morgenstunden kann während dreier Wintermonate auf Temperaturen um 12°C abfallen. Insgesamt wird die Vorgabe einer mittleren Raumtemperatur über 15,5°C während 10 Monaten im Jahr eingehalten. Die Gegenüberstellung von theoretischem Energiebedarf und bereitgestellter Heizenergie zeigt Diagramm 5-15.

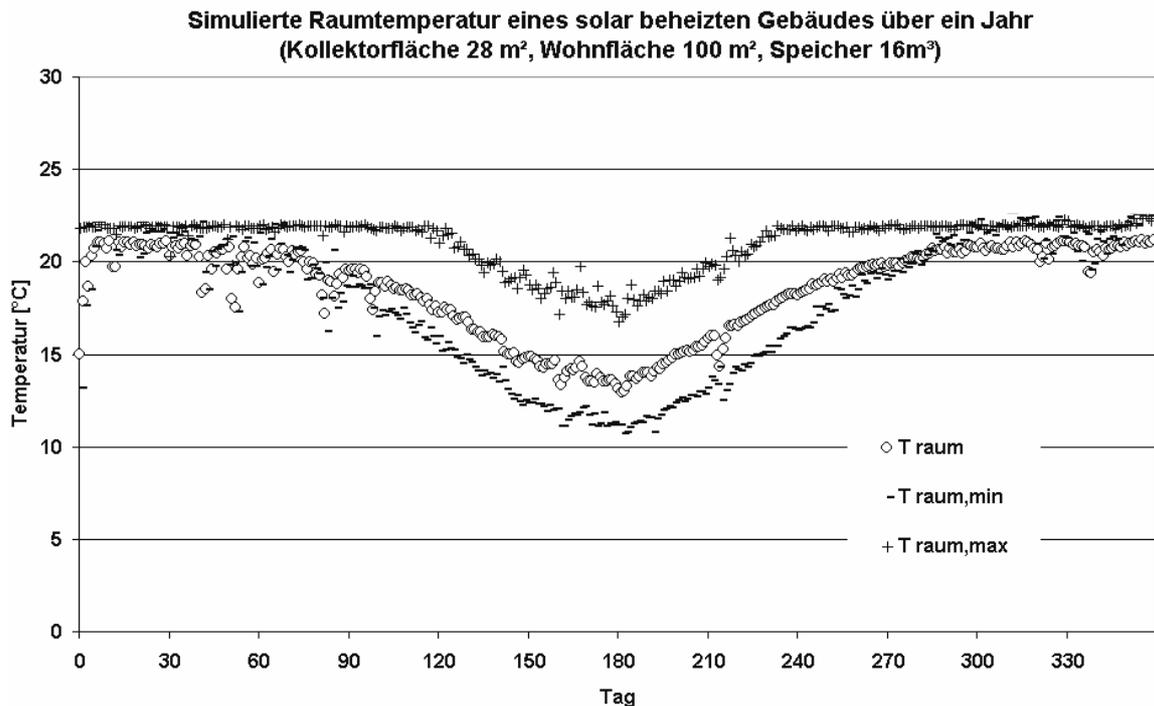


Diagramm 5-14: Jahresverlauf der Raumtemperatur bei Verwendung eines vertikalen Kiesbettspeichers

Nach den Berechnungen zum Heizenergieverbrauch ergibt sich nur im Juni und Juli ein energetisches Defizit zur Beheizung. So fehlen in den kältesten Monaten Juni und Juli ca. 12 Prozent der benötigten Heizenergie, um das gewünschte Temperaturprofil von 17°C tagsüber und 14°C nachts aufrecht zu erhalten. In den übrigen Monaten wird der Energiebedarf komplett gedeckt. Insgesamt liefert das System 97 Prozent der benötigten Gesamtwärmebedarfs.

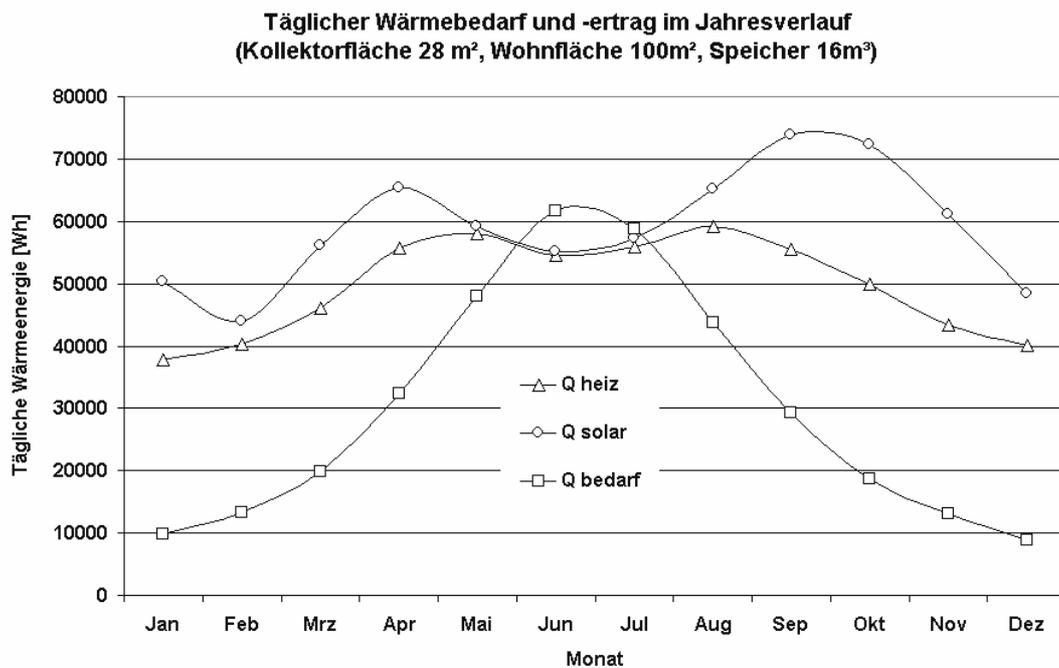


Diagramm 5-15: Verfügbare und benötigte Heizleistung

5.4 Luftkollektor mit Hypokausten

Ein Kiesbettspeicher als Fußboden- und Wandheizung eignet sich vor allem für einfache Gebäude mit einem oder zwei Räumen. Ersetzt man den Kiesbettspeicher mit einer Hypokaustenheizung, so kann man die Wärme kontrolliert im Gebäude verteilen. Auf diese Weise können auch komplexe Objekte beheizt werden. Weiterhin vermindern Hypokausten den Konstruktionsaufwand und ermöglichen oft die Nachrüstung von Gebäuden durch Aufbringen auf den ursprünglichen Boden.

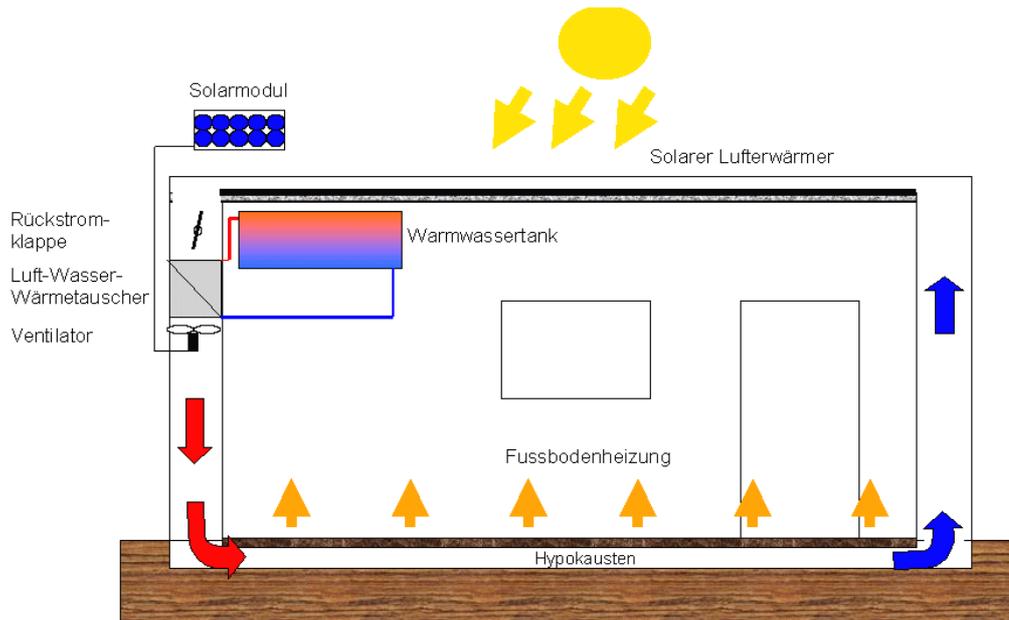


Abbildung 5-5: Anlagenschema der Hypokaustenheizung

Generell ergeben sich mit der Hypokaustenheizung ebenso, wie mit der Kiesbett-Fußbodenheizung nur begrenzte Heizmöglichkeiten, da der Wärmeübergang des Bodens an die Luft mit $11 \text{ W/m}^2\text{K}$ begrenzt ist. Nur kann die Entladung in diesem Fall nicht durch zusätzliche Konvektion unterstützt werden. Die einzige Möglichkeit liegt also in einer großen Auslegung der Heizfläche.

In diesem Fall kommt die Hypokaustenkonstruktion aus Kapitel 4.4 zur Anwendung. Die Kanäle sind in einem Abstand von 20 cm voneinander verlegt. Die Abmaße der Luftkanäle sind 20 cm x 4 cm. Die Kanäle liegen 4 cm unterhalb der Oberfläche. Die Speicherwirkung des Bodens wird bis in eine Tiefe von 30 cm berücksichtigt. In diesem Fall soll die gesamte Wohnfläche von 100m^2 auch als Heizfläche genutzt werden. Abbildung 5-6 zeigt das Anlagenmodell unter Matlab/Simulink.

Die simulierte Raumtemperatur des Gebäudes mit einer 100m^2 großen Hypokaustenheizung und einem 28 m^2 großen Luftkollektor ist in Diagramm 5-16 dargestellt und bezieht sich auf den Kindergarten in Cienaga. Aufgrund der schlechten Regelbarkeit steigt die Raumtemperatur im Sommer auf über 25°C . Diesem Verhalten kann der Benutzer nur mit verstärkter Lüftung oder dem Abschalten des Ventilators entgegenwirken.

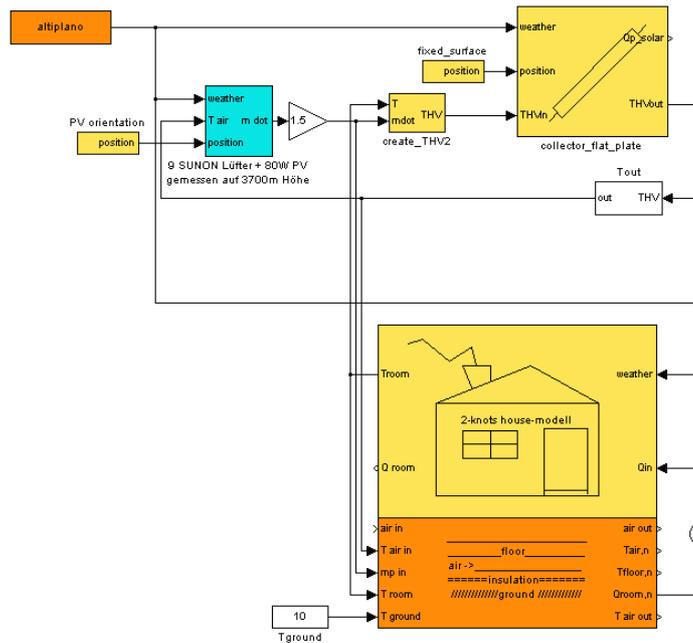


Abbildung 5-6: Anlagenmodell unter Matlab/Simulink

Im Winter unterschreitet die Raumtemperatur nur während eines Monats die geforderte Mitteltemperatur von 15,5°C. In diesem Monat pendelt die Raumtemperatur zwischen dem Minimum von 12°C und dem Tagesmaximum von 17°C. Während 6 Monaten sinkt die Raumtemperatur niemals unter 20°C und während 9 Monaten nicht unter 15°C. Gegenüber dem unbeheizten Gebäude liegt die Raumtemperatur im Tagesmittel 10 K bis 12 K höher.

**Simulierte Raumtemperatur eines solar beheizten Gebäudes über ein Jahr
(Kollektorfläche 28 m², Wohnfläche 100 m², Heizfläche 100 m²)**

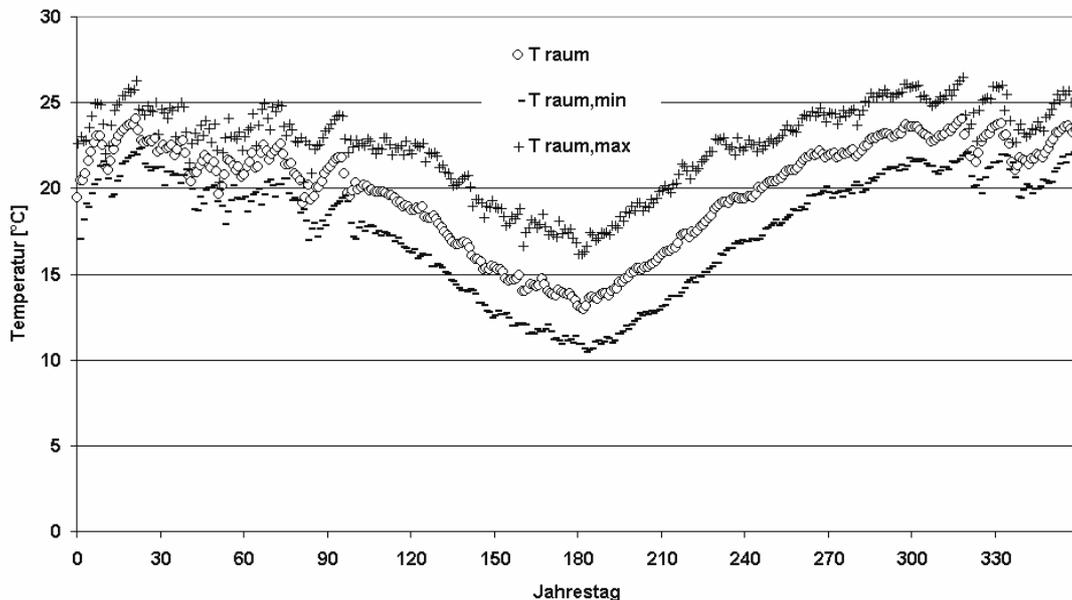


Diagramm 5-16: Simulierte Raumtemperatur mit Hypokaustenheizung und 28 m² Luftkollektor

Diagramm 5-17 zeigt den typischen, täglichen Verlauf der Raumtemperatur und der mittleren Fußbodentemperatur für den Monat Juni und Januar. Es fällt auf, dass die Oberflächentemperatur des Fußbodens im Mittel nur 2 K bis 3 K oberhalb der Raumtemperatur liegt. Die Temperaturspitzen können jedoch im Anfangsbereich der

Hypokausten bis zu 30°C betragen. Die Raumtemperatur schwankt täglich zwischen 4 K im Januar und 6 K im Juni.

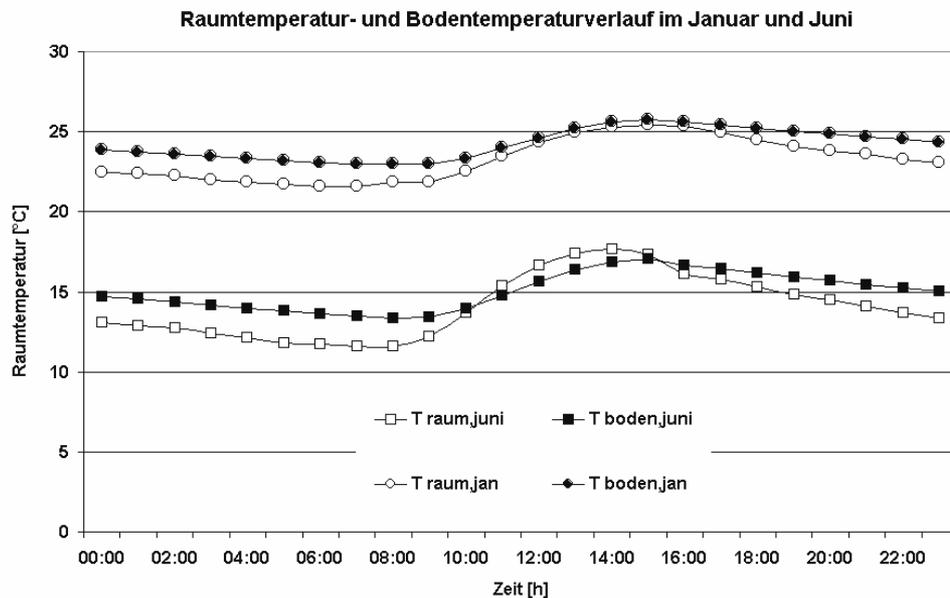


Diagramm 5-17: Simulierte Raum- und Fußbodentemperatur mit Hypokaustenheizung und 18,8 m² Luftkollektor

Betrachtet man die Energiebilanz der Anlage, so erkennt man das Defizit in den Wintermonaten Juni und Juli (Diagramm 5-18). Die Heizenergie sinkt hier auf 47 kWh pro Tag, während 62 kWh benötigt würden. Die vom Kollektor eingebrachte Energie beträgt zu diesem Zeitpunkt ebenfalls 47 kWh. Die geringen Differenzen zwischen genutzter und gewonnener Energie verdeutlichen den guten Speicherwirkungsgrad.

Insgesamt werden von den 1,073 MWh, die theoretisch jährlich zur Beheizung gefordert sind, 996 kWh von der Solaranlage erbracht. Dies entspricht einem Deckungsgrad von 92,8%.

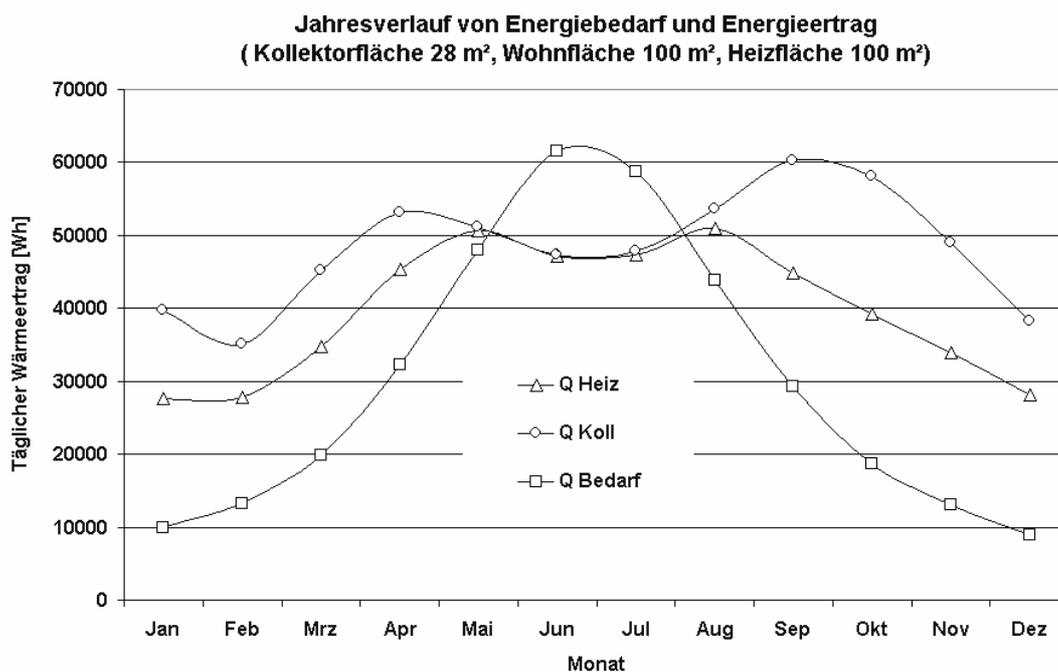


Diagramm 5-18: Simulierte Heizenergie, Kollektorertrag und Heizbedarf mit Hypokaustenheizung und 28 m² Luftkollektor

5.5 Warmwasserkollektor mit Fußbodenheizung

Als Alternative zur Nutzung eines Luftkollektors besteht die Möglichkeit einen Warmwasserkollektor einzusetzen. Warmwasserkollektoren haben gegenüber einfach verglasten Luftkollektoren mit überströmtem Absorber den Vorteil der geringeren Windabhängigkeit, da der Wärmeträger nicht in direktem Kontakt zur Glasabdeckung steht. Dies spielt vor Allem in den Wintermonaten eine große Rolle, da hier der meiste Wind weht und gleichzeitig die meiste Energie benötigt wird. Abbildung 5-7 zeigt ein Schema des Aufbaus der Anlage mit Wasser als Wärmeträger.

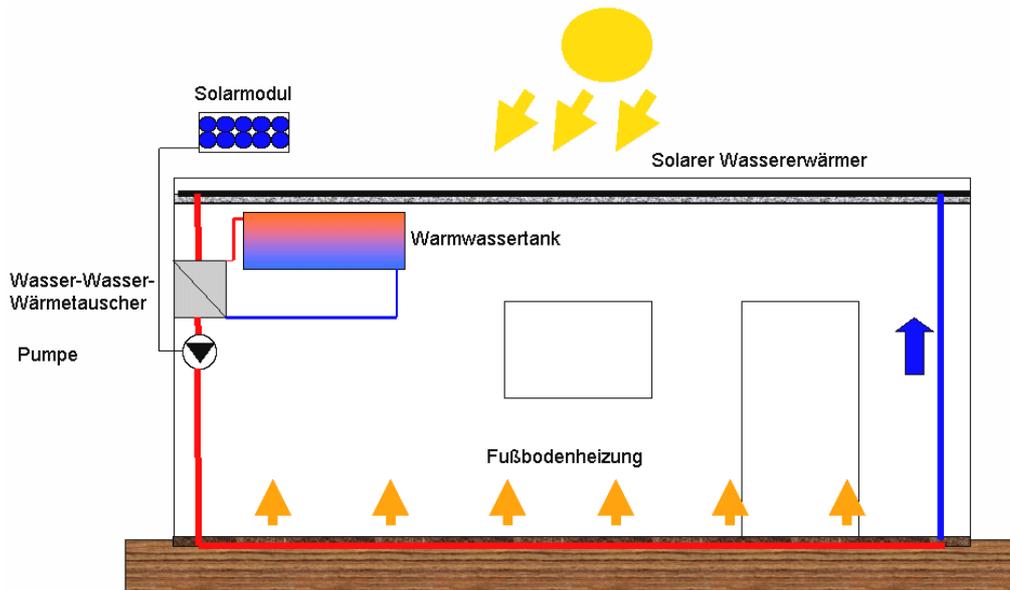


Abbildung 5-7: Anlagenschema der Warmwasserheizung

Im Gegensatz zum Luftkollektor lässt sich beim Warmwasserkollektor kaum ein Einfluss der Windgeschwindigkeit messen. Der hier simulierte Kollektor weist im ganzjährigen Betrieb bei maximalen Ausgangstemperaturen von 55°C einen Wirkungsgrad von 55 Prozent auf. Diagramm 5-19 zeigt den Jahresverlauf des Tagesertrags des Warmwasserkollektors auf dem Altiplano. Der Warmwasserkollektor weist in den kalten Wintermonaten einen Wärmeertrag von mindestens 43 kWh pro Tag auf. Die Tagesleistung eines nicht optimierten Luftkollektors sinkt in diesem Zeitraum auf bis zu 25 kWh ab. Dies entspricht 60 Prozent der Wasserkollektorleistung. Ein Luftkollektor, der über die Erhöhung des Volumenstroms die Wärmeverluste im Winter verringert, kommt mit 39 kWh pro Tag auf annähernd gute Werte wie ein Warmwasserkollektor. Jedoch sind dann die Ausgangstemperaturen mit 45 °C nicht so hoch, wie die des Wasserkollektors mit 55°C. Prozentual ist der Unterschied im Ertrag mit ca. 10 Prozent zu beziffern. Zu erklären ist dass gute Abschneiden des Luftkollektors unter anderem mit der geringen Trägheit gegenüber dem Wassersystem, dass sich von den Nachttemperaturen von unter -10°C erst aufwärmen muss.

Angesichts der geringeren Kosten eines Luftkollektors ist daher abzuwägen ob ein Warmwassersystem in Frage kommt. Der größte Vorteil eines Warmwassersystems liegt jedoch vor allem in den kleineren Abmessungen der Leitungen. Da Wasser im Vergleich zu Luft die 4000-fache Wärmekapazität bezogen auf das Volumen besitzt, fällt der Volumenstrom, der zum Transport der Wärme notwendig ist, deutlich geringer aus. Damit können die Rohrdurchmesser sehr viel kleiner sein.

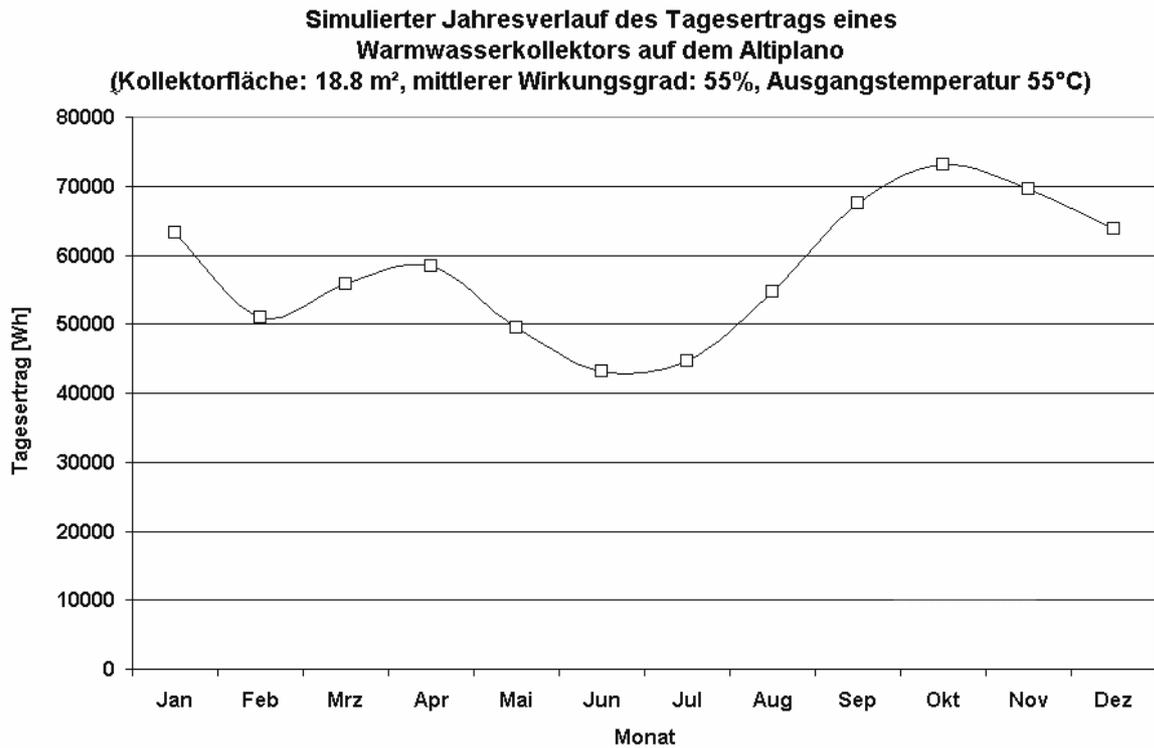


Diagramm 5-19: Ertrag eines Warmwasserkollektors auf dem Altiplano

5.6 Brauchwassererwärmung

Um den Ertrag des Brauchwassersystems abschätzen zu können, wird der Luft-Wasser-Wärmetauscher, ein geschichteter Warmwasserspeicher und ein Verbraucher in dem Simulationsmodell der Anlage integriert. Das Entnahmeprofil wird dabei tabellarisch dem Simulationsprogramm vorgegeben. Die Zirkulation des Wassers wird durch natürliche Konvektion angetrieben.

Wie bereits in Kapitel 2.4 dargestellt, ergibt sich der tägliche Energiebedarf des Kindergartens von Cusi Cusi zu 13 kWh um täglich 290 Liter auf eine Temperatur von 50°C zu bringen. Diagramm 5.20 zeigt den täglichen Energieaufwand zur Brauchwassererwärmung über das Jahr mit Hilfe eines Ford-Autokühlers mit den Maßen 83cm x.53cm. Abbildung 5.8 zeigt das Modell mit den Komponenten unter Matlab/Simulink.

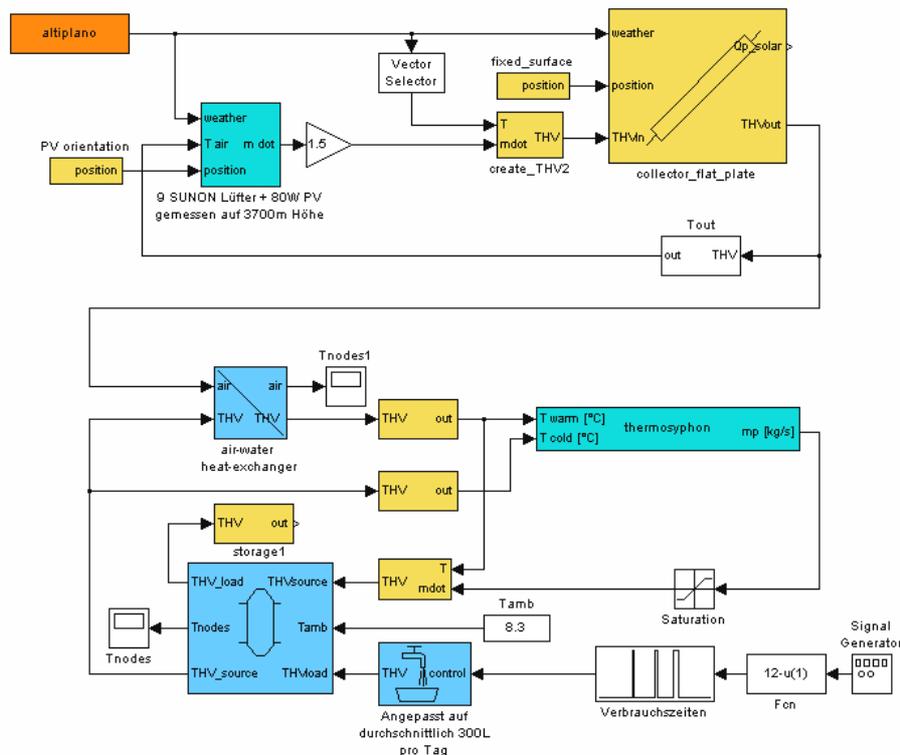


Abbildung 5-8: Matlab-Modell zur Brauchwassererwärmung

Bis auf vier Monate kann der Warmwasserbedarf beinahe komplett gedeckt werden. Mit den niedrigeren Außentemperaturen und den kürzeren Tagen ergibt sich im Wintermonat Juni ein Defizit von 50 Prozent. Betrachtet man den ganzjährigen Wärmeertrag, so wird der Wärmebedarf zur Brauchwassererwärmung zu 78 Prozent gedeckt.

**Bereitgestellte Energie zur Erwärmung von Brauchwasser (Kollektor 18,8m²,
Wärmetauscher: 0,73 x 0,5 m², Tank: 400 Liter, täglicher Verbrauch: 290 Liter)**

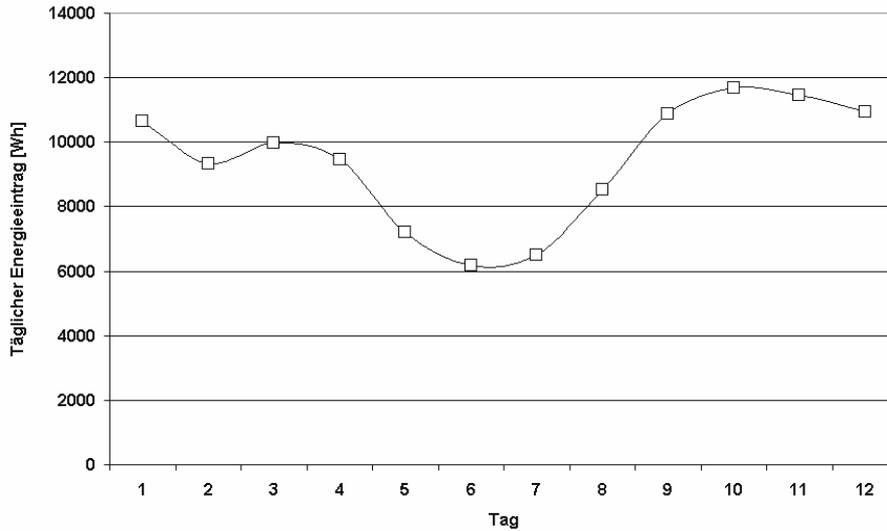


Diagramm 5-20: Energie zur Brauchwassererwärmung

In Diagramm 5-21 ist die tägliche Entnahme-Temperatur des Brauchwassers über das Jahr dargestellt. Vorausgesetzt, die Entnahmemenge bleibt über das Jahr konstant, ergibt sich eine maximale Wassertemperatur von 48°C über 6 Monate. Im Winter sinkt die Maximaltemperatur auf bis zu 40°C ab. Lokal erreicht das Wasser im Wärmetauscher Temperaturen von bis zu 70°C. Diese Temperatur reicht aus, um die meisten Bakterien im Wasser unschädlich zu machen. Die mittlere Speichertemperatur sinkt bei gleichbleibender Entnahme im Winter auf 25°C ab.

Soll heißeres Warmwasser erzeugt werden, so kann der Massenstrom des Wassers durch den Wärmetauscher reduziert werden. Dadurch ergibt sich jedoch zugleich, dass die insgesamt erwärmte Wassermenge abnimmt. Eine Steigerung der Warmwasserproduktion kann nur durch Vergrößerung der Wärmetauscherfläche erreicht werden. So können zum Beispiel zwei Wärmetauscher in Serie in den Kamin gehängt werden, um circa die doppelte Menge Wasser zu erwärmen.

**Simulierte Wassertemperatur
(Wärmetauscher: 0,73 x 0,5 m², Tank: 400 Liter, täglicher Verbrauch: 290 Liter)**

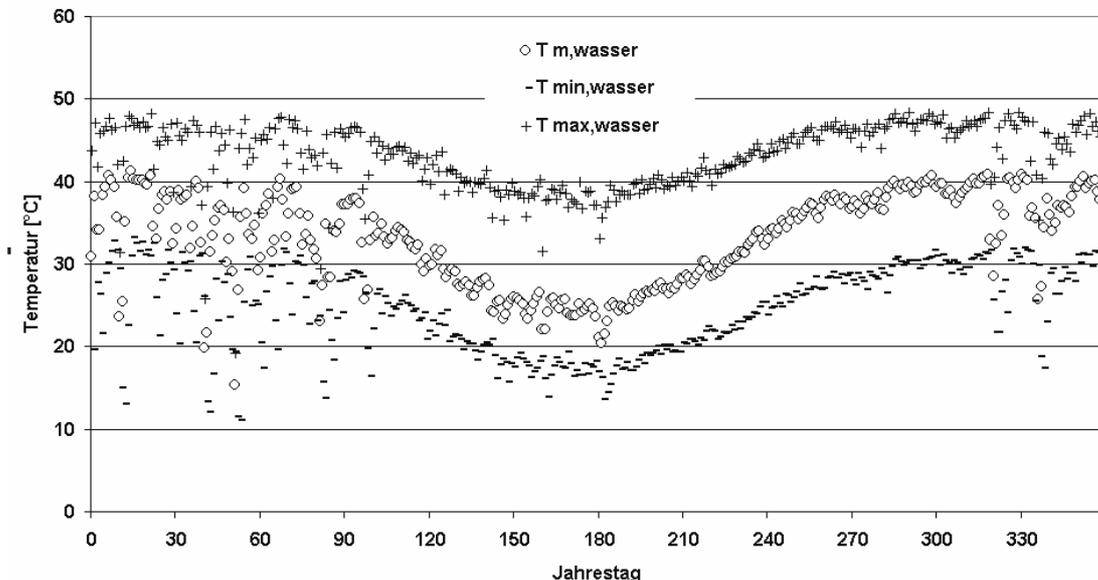


Diagramm 5-21: Entnahme-Temperatur des Brauchwassers über das Jahr

Abbildungen 5-9 und 5-10 zeigen den Luft-Wasser-Wärmetauscher und den Warmwassertank. Der Wärmetauscher ist im Kamin schräg angebracht, um die Oberfläche zu vergrößern und den Druckverlust über dem größeren Querschnitt zu senken. Der Warmwasserspeicher fasst 400 Liter und ist oberhalb des Wärmetauschers direkt unter dem Dach angebracht.

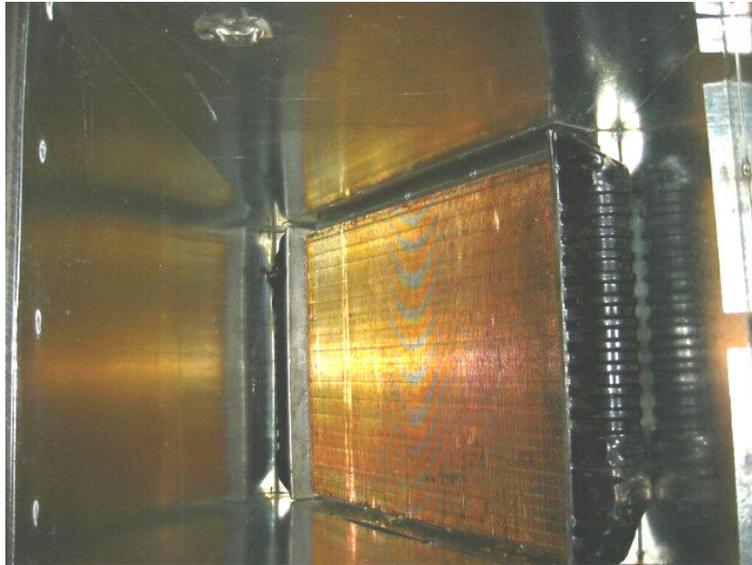


Abbildung 5-9: Luft-Wasser-Wärmetauscher im Kamin



Abbildung 5-10: 400 Liter Warmwassertank für den Kindergarten Cusi Cusi

6 Ergebnis

Die erfolgsversprechende Auslegung solarer Luftheizungssysteme in Hochgebirgsregionen setzt ein genaues Verständnis der physikalischen Hintergründe voraus, die mit dem verringerten Luftdruck einhergehen.

So verhält sich die Luftdichte direkt proportional zum Luftdruck, während sich die kinematische Viskosität umgekehrt proportional verhält. Die Stoffwerte von Luft gehen direkt in die Gleichungen für die erzwungene und freie Konvektion und den Druckverlust in Strömungsapparaten ein.

Experimente zur freien Konvektion bei verschiedenen Luftdrücken zeigen, dass die vorhandenen Gleichungen zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten aufgrund der guten Übereinstimmung von Messung und Berechnung ohne weitere Modifikationen für die Simulation von thermischen Systemen bei geringerer Luftdichte verwendet werden können. Da der Druck in die allgemeine Grashofzahl ausschliesslich in Form von Dichte und kinematischer Viskosität eingeht, lässt dies die Annahme zu, dass andere Beziehungen für freie Konvektion ebenfalls ihre Gültigkeit behalten. Beispielsweise ist der freie konvektive Übergangskoeffizient einer horizontalen, beheizten Fläche in einer Höhe von 3700m um 26,6% kleiner, als auf Meereshöhe.

Der Druckverlust in einer luftdurchströmten Anlage verhält sich grundsätzlich proportional zum Luftdichte und damit zum Luftdruck. Jedoch kann die druckabhängige Reynoldszahl, die die Strömungsverhältnisse beschreibt, nichtlinear in die Gleichung des Druckverlustes eingehen. Bezogen auf den Volumenstrom ergibt sich bei geringerer Luftdichte generell ein geringerer Druckverlust. Bezogen auf den, für thermische Anlagen wichtigeren, Massenstrom steigt jedoch der Druckverlust, da die Luftgeschwindigkeit erhöht werden muss. Der größere Druckverlustes resultiert in einer Steigerung der Antriebsleistung. In dem Fall einer Luftheizung auf 3700 m steigt die benötigte Antriebsleistung um ca. 20 %.

Da die Anlagen vorzugsweise mit photovoltaisch betriebenen Ventilatoren ausgerüstet werden, um Netzunabhängigkeit und eine einfache, einstrahlungsgesteuerte Regelung der Anlage zu erreichen, ist auf die Auslegung des Antriebsteils aus Kostengründen besonderer Wert zu legen. Mit dem ohnehin erhöhten Druckverlust der Anlage bei geringer Luftdichte ist besonderer Wert auf die konstruktive Verringerung des Druckverlustes zu legen. Dies betrifft vor allem Wärmetauscher, Kiesbettspeicher und Luftkanäle. Mit der Verwendung effizienter, auf die geringe Luftdichte angepasster Ventilatoren verringern sich, proportional zur Antriebsleistung, die Kosten für das Photovoltaikmodul.

Die wichtigsten Komponenten eines solaren Luftheizsystems wie Kollektor, Luft-Wasser-Wärmetauscher, Kiesbettspeicher und Luft-Hypokaustenheizung wurden im Simulationsprogramm Matlab/Simulink als thermodynamische Modelle integriert und erweitern so die vom Solar Institut Jülich kommerziell vertriebene Toolbox CARNOT. Alle Modelle wurden mit Hilfe von Messreihen, unter Einbeziehung des Einflusses der Luftdichte, validiert und weisen eine gute Genauigkeit auf. Zusammen mit dem thermischen Gebäudesimulationsmodell LACASA, das ebenfalls am Solar Institut Jülich entwickelt wurde, lassen sich so unter Matlab/Simulink komplexe Anlagen simulieren. So können nun Varianten von Anlagenkonstellationen mit verschiedenen Kollektorgößen, Kiesbettspeichervolumina und Übertragungsflächen von Fußbodenheizungen zusammen mit dem Gebäudemodell simuliert und bewertet werden.

Ein für die Simulation zusammengestellter Wetterdatensatz, der die nötigen Daten wie Einstrahlung, Temperatur, Wind und Feuchte der Hochgebirgsregion des argentinischen Altiplano enthält, bildet die Grundlage für eine realitätsnahe Vorhersage der Raumtemperatur und des Heizbedarfs der hier betrachteten Gebäude über das gesamte Jahr.

Exemplarisch werden zwei Kindergärten in Cienaga und Cusi Cusi untersucht, die im Rahmen eines BMZ Projektes mit einer Solarheizung ausgerüstet werden sollen. Die Gebäude

besitzen eine Grundfläche von 110m² bzw. 127m² und sind in traditioneller Lehmbauweise errichtet. Sie sind mit Wellblech gedeckt, wobei eine geringe Isolierung durch eine hölzerne Zwischendecke erreicht wird. Der Energiebedarf wurde mit Hilfe der Simulation ermittelt und liegt aufgrund der unisolierten Bauweise bei diesen Gebäuden bei ca. 107 kWh/m² pro Jahr. Im Winter fällt die Raumtemperatur in den unbeheizten Gebäuden auf minimale Temperaturen von 2°C ab. Die mittlere Raumtemperatur liegt über das Jahr bei 9,8°C und ist damit ein Grad Kelvin niedriger als die mittlere Umgebungstemperatur.

Im Rahmen des Projektes wird ein einfach verglaster, überströmter Luftkollektor entworfen, der hinsichtlich der Robustheit und Kosten optimiert ist. Der Kollektor besteht aus zwei Blechschalen, die eine Luftschicht einschließen, die als Isolierung dient. Der Kollektor ist somit unempfindlich gegenüber eindringendem Wasser. Der mittlere Wirkungsgrad wurde bei Ausgangstemperaturen von 60°C mit 45-50 Prozent gemessen. Der gute Wirkungsgrad ist teilweise auf die druckbedingt, geringeren konvektiven Wärmeverluste auf der Außenseite zurückzuführen. Jedoch ist eine mit 0,4 W/(m²K(m/s)) relativ starke Windabhängigkeit zu beachten.

Auf dem lokalen, argentinischen Markt kann der Kollektor für einen Preis von 40 Euro pro Quadratmeter angeboten werden. Angesichts des günstigen Preises und des relativ guten Wirkungsgrades des Luftkollektors können kompliziertere und teurere Warmwasserkollektoren kaum mit dem Luftsystem konkurrieren. Bei einem Wassersystem besteht zudem die Gefahr von Undichtigkeiten und des Einfrierens, was die Verwendung von Frostschutzmittel nötig macht. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass der Ertrag des Warmwasserkollektors in den Wintermonaten bei gleicher Fläche aber 10 K höherer Ausgangstemperatur von 55°C nur etwa 10 Prozent höher ist, wie der Ertrag des optimierten Luftkollektors. So liegt der tägliche Ertrag eines 18,8m² großen Luftkollektors im Wintermonat Juni bei 39 kWh, während ein gleich großer Wasserkollektor einen Ertrag von 43 kWh liefert. Der Ventilator des optimierten Luftkollektors wird am Beispiel des Altiplano mit einem 30° nach Norden geneigten Solarpanels betrieben. Dieser Neigungswinkel bewirkt zusammen mit der flacheren Wintersonne einen größeren Volumenstrom durch den Kollektor. Dadurch kommen nur Ausgangstemperaturen von 45-50°C zustande und der Kollektorwirkungsgrad liegt höher.

Die Simulationen der Komplettanlagen umfassen folgende Varianten:

- direkte Luftheizung ohne Speicher,
- solarer Lufterwärmer mit Speicherung in horizontalem Kiesbettspeicher als Fußbodenheizung
- solarer Lufterwärmer mit Speicherung in vertikalem Kiesbettspeicher
- solarer Lufterwärmer mit Speicherung und Verteilung der Wärme in Hypokausten als Fußbodenheizung
- Warmwasserkollektor mit Fußbodenheizung
- Brauchwassererwärmung mit Hilfe eines Luft-Wasser-Wärmetauschers

Es zeigt sich, dass System mit direkter Luftheizung nur über die Mittagsstunden befriedigende Ergebnisse bringt. Während der Nachtstunden fällt die Temperatur des Gebäudes schnell auf die Temperatur eines unbeheizten Gebäudes ab. Der energetische Deckungsgrad beträgt bei einem Gebäude, dass mit einem 18,8m² großen Kollektor ausgestattet ist circa 60 Prozent. Dabei wird ein Großteil der vom Kollektor gelieferten Energie nicht genutzt da ansonsten eine Überhitzung im Gebäude droht.

Die überschüssige Energie kann mit Hilfe eines Speichers für die Nachtstunden nutzbar gemacht werden. Typische Speicher in Verbindung mit Luftsystemen sind Kiesbettspeicher. Mit einer entsprechenden Auslegung eines Kiesbettspeichers kann ein Speicherwirkungsgrad

von fast 100 Prozent erreicht werden, d.h. die gesamte am Tage gewonnene Wärmeenergie steht im Haus zur Heizung zur Verfügung.

In der ersten Variante wird der Speicher im Fußboden integriert, um eine effiziente und komfortable Heizung zu erhalten. Es zeigt sich jedoch, dass die Heizfläche des Fußbodens die Größe der Wohnfläche haben sollte, um die gesamte Heizleistung über den Boden abgeben zu können. Hier bietet sich eine Kombination mit Klappen an, die die zusätzliche konvektive Entladung des Speichers ermöglichen. Ein Gebäude mit 100 m² Wohnfläche, ausgerüstet mit 28 m² Luftkollektor und 100m² Kiesbettspeicher erreicht einen energetischen Deckungsgrad über das Jahr von 90-94 Prozent. Dabei wird die Randbedingung von 17°C Raumtemperatur tagsüber mit 14°C Nachtabenkung nur während 2,5 Monaten im Winter nicht eingehalten. Über 8 Monate beträgt die mittlere Raumtemperatur über 18°C. Die Minimale mittlere Raumtemperatur wird im Winter mit 13°C erreicht.

Ein Kiesbettspeicher als Fußboden- und Wandheizung eignet sich vor allem für einfache Gebäude mit einem oder zwei Räumen. Ersetzt man den Kiesbettspeicher mit einer Hypokaustenheizung, so kann man die Wärme kontrolliert im Gebäude verteilen. Auf diese Weise können komplexe Objekte beheizt werden. Auch lassen sich mit dieser Technik Gebäude leichter Nachrüsten. Mit einem Deckungsgrad von 92,8 % liegt der Gesamtwirkungsgrad einer Hypokaustenanlage genauso hoch, wie der des Kiesbettspeichers. Hierbei wird ebenfalls ein Kollektor mit 28 m² und 100m² Heizfläche vorausgesetzt. Während 6 Monaten sinkt die Raumtemperatur niemals unter 20°C und während 9 Monaten nicht unter 15°C. Im Wintermonat Juni pendelt die Raumtemperatur zwischen dem Minimum von 12°C und dem Tagesmaximum von 17°C. Gegenüber dem unbeheizten Gebäude liegt die Raumtemperatur im Tagesmittel 10 K bis 12 K höher.

Beide Varianten der Fußbodenheizung haben gemeinsam, dass die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Bodenoberfläche und Raumluft nur 2-3 Kelvin beträgt. Nachteilig wirkt sich bei diesen Systemen nur die schlechte Regelbarkeit in den Sommermonaten aus. Der Überhitzung des Raumes kann der Benutzer nur mit verstärkter Lüftung oder dem Abschalten des Ventilators entgegenwirken.

Im Gegensatz dazu ist die Wärmeabgabe eines vertikalen Speichers durch die Entladung über Lüftungsklappen besser regelbar. Ist der Speicher als eine Art Kachelofen im Haus platziert, ergibt sich nur der Nachteil des Platzbedarfs und der als weniger komfortabel empfundenen, räumlichen Temperaturverteilung einer Konvektionsheizung. Der energetische Deckungsgrad ist mit 97 Prozent der Beste von den hier untersuchten Varianten. Es kommt ebenfalls ein 28m² großer Kollektor zum Einsatz. Das Speichervolumen beträgt 16m³. Die mittlere Raumtemperatur sinkt nur im Juni und Juli unter 15°C. Die niedrigste mittlere Raumtemperatur wird mit 13°C im Juni gemessen. Das gute Abschneiden dieses Systems ist vor allem mit der energiesparenden Regelbarkeit zu erklären.

Es kann gesagt werden, dass alle Varianten mögliche, auf bestimmte Gegebenheiten angepasste Lösungen darstellen. Die Hypokaustenheizung stellt jedoch eine sehr universelle Möglichkeit dar, auch komplexere Gebäude zu beheizen.

Die exemplarisch behandelten Kindergartengebäude in Cusi Cusi und Cienaga wurden mit horizontalen Kiesbettspeichern im Boden ausgerüstet. Hierbei ist in Cienaga mit einem 28 m² großen Luftkollektor ein Deckungsgrad bei der Beheizung des 127 m² großen Gebäudes von 90 Prozent angestrebt. Der Kiesbettspeicher hat eine 36 m² große Heizfläche. Die Heizleistung wird durch zusätzliche Klappen zur konvektiven Entladung verstärkt. Das Gebäude in Cusi Cusi hat eine zu beheizende Fläche von 65m² und ist mit einem 18,8m² großen Kollektor ausgestattet. Wie in Cienaga, werden damit ebenfalls Deckungsgrade von ca. 90 Prozent erwartet.

Der Luft-Wasser-Wärmetauscher, der optional im System integriert werden kann, bietet eine sehr kostengünstige und frostsichere Möglichkeit Brauchwasser auf Temperaturen von 40°C bis 50°C zu erwärmen. Die Zirkulation zum Tank findet über natürliche Konvektion statt. Am

Beispiel des Kindergartens von Cusi Cusi wurde die benötigte tägliche Wärmeenergie zur Bereitstellung von 400 Litern Warmwasser zu 13kWh bestimmt. Im Verbund mit einem 18,8 m² großen Luftkollektor lässt sich der Warmluft mit einem 83cm x 53cm großen Luft-Wasser-Wärmetauscher in Rippenbauweise eine jahreszeitlich abhängige Wärmeenergie von 6 bis 12 kWh entnehmen. Dadurch wird im Jahresdurchschnitt 78 Prozent des Warmwasserbedarfs gedeckt. Bei der Auslegung der Anlage sollte die Fläche des Luftkollektors um 1,3-1,5m² pro 100 Liter Warmwasser vergrößert werden, damit die Warmwassererzeugung nicht zu Lasten der Gebäudeheizung geht.

7 Ausblick

Im Rahmen des Projektes wurden viele konstruktive und energetische Optimierungen mit Hilfe von Experimenten und Simulationen von Einzelkomponenten durchgeführt. Dabei haben die Grundlagenuntersuchungen und die Modellierungen von Anlagenkomponenten mehr Zeit in Anspruch genommen, wie vorgesehen. Das erarbeitete Wissen und die zur Verfügung stehenden Simulationsmodelle bilden jedoch eine wichtige Grundlage für weitere Arbeiten. Die im Projektplan angestrebte Validierung des Gesamtsystems anhand von Messdaten steht noch aus. Das beim BMZ beantragte Projekt der solaren Gebäudeheizung in den Dörfern Cienaga und Cusi Cusi wurde erst im Jahr 2003 genehmigt. Die Gebäudeheizung in Cusi Cusi wurde vom Projektpartner ECOANDINA in Argentinien im Herbst 2003 fertiggestellt. Die Durchführung des Projektes in Cienaga steht kurz vor dem Abschluss. Für eine Messdatenaufnahme der wichtigsten Parameter blieb also keine Zeit. Idealerweise sollte die Messung über einen Zeitraum von mehreren Wintermonaten durchgeführt werden. Die Messdaten werden dann mit den Ergebnissen der Simulation verglichen. Anhand der aus der Validierung gewonnenen Ergebnisse können die verschiedenen Anlagenvarianten erneut überprüft werden. Ein vielversprechendes Thema bietet auch die weitere Untersuchung des Verhaltens einer Hypokaustenheizung und deren Optimierung im Rahmen eines Folgeprojektes.

Die im Rahmen des Projektes geplante Erstellung eines Leitfadens zur Dimensionierung der Anlage unter Verwendung vorgefertigter Kollektoren konnte nicht fertiggestellt werden. Es zeigte sich im Rahmen der Gebäudesimulationen, dass es keine einfache Faustregel zur Abschätzung des Wärmebedarfs gibt. So sind komplexere Tabellen mit Grundfläche, Gebäudetyp, Nutzungsart und Warmwasserverbrauch zu erstellen um eine einfache und zuverlässige Auslegung von Kollektor-, Speicher- und Wärmetauschergrößen zu ermöglichen.

Literaturverzeichnis

- John A. Duffi, William A. Beckman: „Solar Engineering of Thermal Processes“; John Wiley & Sons, 1980
- Shampine, L. F. and M. E. Hosea, „Analysis and Implementation of TR-BDF2“ Applied Numerical Mathematics 20, 1996.
- Bank, R. E., W. C. Coughran, Jr., W. Fichtner, E. Grosse, D. Rose, and R. Smith, "Transient Simulation of Silicon Devices and Circuits," IEEE Trans. CAD, 4 (1985), pp 436-451
- Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) „VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang“; Fünfte erweiterte Auflage, VDI-Verlag, 1988.
- Seem, John Ervin, „Modelling of heat transfer in buildings“; UMI Dissertation Services, 1987.
- Humpich, Klaus-Dieter, „Ein Beitrag zur Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens von Wärmeversorgungsanlagen in Gebäuden“; VDI-Verlag Reihe 19, Nr.56.
- Clarke, J.A. „Energy simulation in building design“; Adam Hilger Ltd, 1985.
- Bohl, Willi, „Technische Strömungslehre“; Vogel-Fachbuch, Kamprath-Reihe
- Nikolai. V. Khartschenko, „Thermische Solaranlagen, Grundlagen, Planung und Auslegung“; Springer Verlag.
- Wagner, Walter, „Wärmeübertragung“; Vogel-Fachbuch, Kamprath Reihe.
- Dubbel, „Taschenbuch für den Maschinenbau“; 17. Auflage, Springer-Verlag, 1990
- Gieck, „Technische Formelsammlung“; Gieck-Verlag, 1995
- Feist, Wolfgang, „Thermische Gebäudesimulation : kritische Prüfung unterschiedlicher Modellansätze“ 1. Auflage, C. F. Müller, 1994.
- Recknagel, Sprenger, Schramek, „Taschenbuch für Heizungs + Klimatechnik“; Oldenbourg, 97/98.
- Davies, M.G., „Optimal designs for star circuits for radiant exchange in a room“; Building and Environment, 1983
- Köthe, Hans K.: „Stromversorgung mit Solarzellen“, Franzis-Verlag, Feldkirchen, 1996

ANHANG

Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte

Im Gegensatz zu der Druckabhängigkeit der Stoffwerte von Luft wirkt sich die Temperatur auf alle Stoffeigenschaften aus. Zum Teil sind diese Abhängigkeiten leicht zu beschreiben, wie zum Beispiel der Ausdehnungskoeffizient β . Viele Eigenschaften, wie die Wärmeleitfähigkeit, werden jedoch durch komplizierte intermolekulare Kräfte und den inneren Aufbau der Moleküle bestimmt. Für alle Eigenschaften gibt es Berechnungsmethoden (siehe *VDI-Wärmeatlas*, (1988, Da1)), um die Rechenzeit der Simulation nicht unnötig zu verlängern, wurden hier die kompliziert zu berechnenden Eigenschaften im interessanten Bereich linearisiert. Wenn man von Temperaturdifferenzen um 10K ausgehen kann, wie das im Haus normalerweise der Fall ist, so ist der Einfluss der Temperaturabhängigkeit gering. Wichtiger ist die Berücksichtigung dagegen bei großen Temperaturdifferenzen, wie bei der Berechnung von Luftkollektoren oder Heizflächen. Diagramme 9-1 bis 9-6 stellen die temperaturabhängigen Stoffwerte und ihre linearen Ersatzfunktionen dar.

Die Wärmeleitfähigkeit von Luft fließt linear in den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten ein. Die Änderung des Übergangs beträgt damit zwischen -10°C und $+60^{\circ}\text{C}$ bis zu 20 Prozent.

Ebenso ist die Prandtl-Zahl, als Maß für das Verhältnis von Strömungsschicht und thermischer Grenzschicht, für den konvektiven Wärmeübergang von Bedeutung. Die Prandtlzahl nimmt mit zunehmender Temperatur leicht ab. Zwischen -10°C und $+60^{\circ}\text{C}$ beträgt die Differenz nur 1,5 Prozent. Die Gewichtung der Prandtlzahl ist in den meisten Beziehungen für konvektive Wärmeübergänge gering, so dass der Einfluss der Temperaturabhängigkeit vernachlässigbar ist.

Die kinematische Viskosität spielt sowohl bei der Bestimmung des Wärmeübergangs, wie des Druckverlustes bei Strömung eine Rolle. So ist die Reynoldszahl als Maß für den Strömungszustand umgekehrt proportional zur kinematischen Viskosität. Die Grashofzahl, die mit einer Reynoldszahl für freie Konvektion vergleichbar ist, ist sogar umgekehrt proportional zum Quadrat der kinematischen Viskosität. Die kinematische Viskosität ist signifikant temperaturabhängig. Sie nimmt im Temperaturbereich von -10°C bis $+60^{\circ}\text{C}$ um fast 25 Prozent ab.

Der Druckverlust in geraden Rohren ist zum Beispiel direkt proportional zur kinematischen Viskosität.

Der Wärmeausdehnungskoeffizient für Luft findet vor allem in der Berechnung des Wärmeübergangs durch freie Konvektion Verwendung. Er geht linear in die Grashofzahl ein. Im Bereich zwischen -10°C und $+60^{\circ}\text{C}$ nimmt der Wärmeausdehnungskoeffizient um 21 Prozent ab.

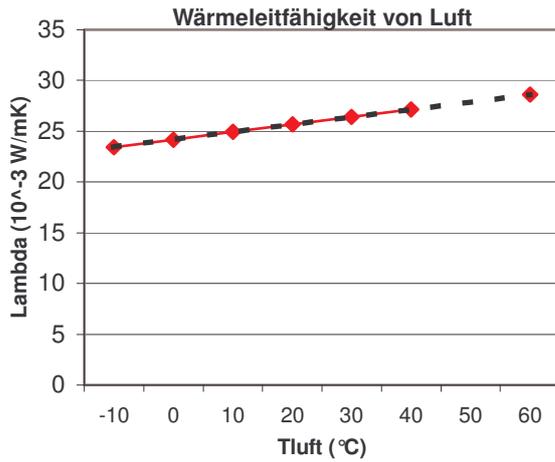


Diagramm 9-1: Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit

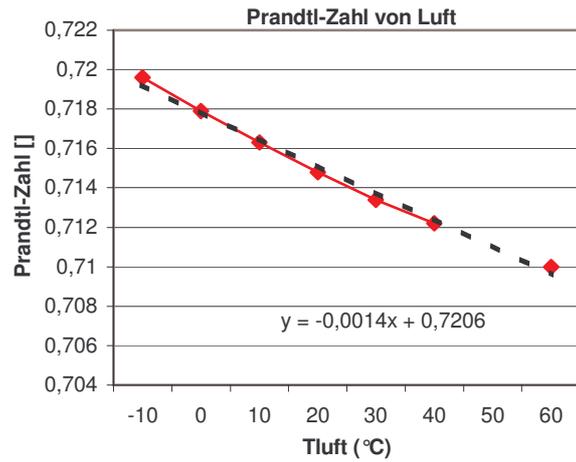


Diagramm 9-2: Temperaturabhängigkeit der Prandtl-Zahl

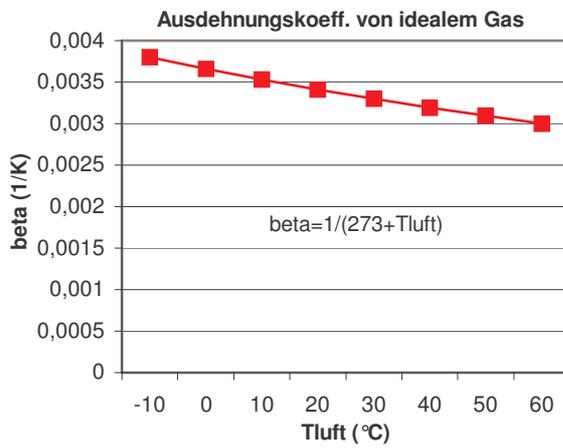


Diagramm 9-3: Temperaturabhängigkeit des Ausdehnungskoeffizienten

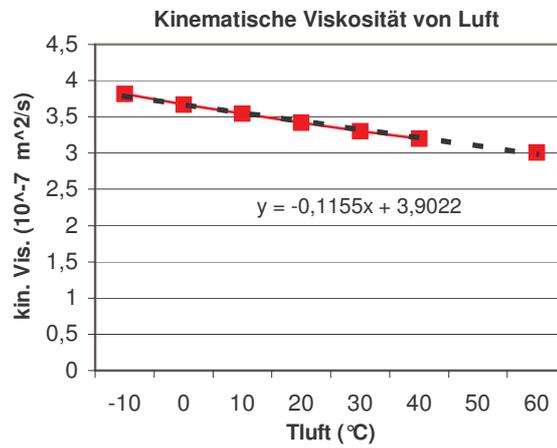


Diagramm 9-4: Temperaturabhängigkeit der kinematischen Viskosität

Matlab S-Funktion Luft-Wasser-Wärmetauscher (LWWT)

```

function [sys,x0,str,ts]=LWWT(t,x,u,flag,mwt,Astirn,Ainnen,s,Tini)
% u = Tair,mdotair,pair,fluidair,mixair,Tw,mdotw,pw,fluidw,mixw
global Q
switch flag

%====
% Initialization %
%====
case 0
    [sys,x0,str,ts] = mdlInitializeSizes(mwt,Astirn,Ainnen,s,Tini);

%====
% Derivatives %
%====
case 1
    sys = mdlDerivatives(t,x,u,mwt,Astirn,Ainnen,s);

%====
% Update and Terminate %
%====
case 2
    sys = mdlUpdate(t,x,u,mwt,Astirn,Ainnen,s); % Update discrete states

case {9}
    sys = []; % do nothing

%====
% Output %
%====
case 3
    sys = mdlOutputs(t,x,u,mwt,Astirn,Ainnen,s);

otherwise
    error('unhandled flag = ',num2str(flag));
end

% end limintm

%====
% mdlInitializeSizes
% Return the sizes, initial conditions, and sample times for the S-function.
%====
%
function [sys,x0,str,ts] = mdlInitializeSizes(mwt,Astirn,Ainnen,s,Tini)
sizes = simsizes;
sizes.NumContStates = 0;
sizes.NumDiscStates = 0;
sizes.NumOutputs = 3;
sizes.NumInputs = 10;
sizes.DirFeedthrough = 0;
sizes.NumSampleTimes = 1;
sys = simsizes(sizes);
str = [];
ts = [0 0]; % sample time: [period, offset]
% end mdlInitializeSizes

%====
% mdlDerivatives
% Compute derivatives for continuous states.
%====
function sys= mdlDerivatives(t,x,u,mwt,Astirn,Ainnen,s)
% end mdlDerivatives

%====
% mdlUpdate
%====
function sys = mdlUpdate(t,x,u,mwt,Astirn,Ainnen,s); % Update discrete states
sys=[];

%====
% mdlOutputs
% Return the output vector for the S-function

```

```

%=====
function sys = mdlOutputs(t,x,u,mwt,Astirn,Ainnen,s)
Ta=u(1);
Tw=u(6);
Qges=0;
Tam=0;

%Fehlermeldung in Carnot, wenn Druck kleiner 1e5 Pa
if u(3)<1e5
P=1e5;
else
P=u(3);
end

%Sind die Massenströme grösser Null?
if u(2)>0 & u(7)>0
n=3;
Pr=fluidprop(Ta,P,u(4),u(5),7);
cond_air=fluidprop(Ta,u(3),u(4),u(5),3);
density_air=fluidprop(Ta,u(3),u(4),u(5),1);
kinvis_air=fluidprop(Ta,u(3),u(4),u(5),4);

for i=1:1:n
vair=u(2)/(Astirn*density_air);
Re=vair*s*2/kinvis_air;
Nu=0.25*(Re^(0.6))*(Pr^(1/3));
alpha=Nu*cond_air/(s*2);
f_korr=(1-(0.00841*Astirn/u(7)));
%f_korr=1;
if f_korr<0.2;f_korr=0.2;end
alpha_korr=alpha*f_korr;
dQ=alpha_korr*Ainnen*(Ta-Tw)/n;

cap_w=fluidprop(u(6),u(8),u(9),u(10),2);

cap_air=fluidprop(Ta,P,u(4),u(5),2);
dTa=dQ/(u(2)*cap_air/n);
Tas=Ta-dTa;
if Tas<u(6);Tas=u(6);end
if Tas>u(1);Tas=u(1);end
%Korrektur von dQ wenn T luft überschwingt
dQ=(Ta-Tas)*(u(2)*cap_air/n);
dTw=dQ/(cap_w*u(7));
Tw=Tw+dTw;
if Tw>u(1);
%erneute Korrektur für Überschwingen von Tw
dQ=(cap_w*u(7))*(u(1)-(Tw-dTw));
dTa=dQ/(u(2)*cap_air/n);
Tas=Ta-dTa;
if Tas<u(6);Tas=u(6);end
if Tas>u(1);Tas=u(1);end
Tw=u(1);
end

Qges=Qges+dQ;
Tam=Tam+(Tas/n);

end
Ta=Tam;
else
%Keine Massenströme
Tw=u(6);
Ta=u(1);
end

sys(1)=Ta;
sys(2)=Tw;
sys(3)=Qges;

% end mdlOutputs

```

S-Funktion Vertikaler Kiesbettspeicher

```

function [sys,x0,str,ts]=pebblebed(t,x,u,flag,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond)
%
%   Written 2003 by Christoph Müller, Email: chris@hc-tronic.de
%
%   u = Tcharge,Tdischarge,Tu,mp_air,p,fluid,mix
%
%   To do: - temperatur-, druck- und feuchteabhängige Wärmekapazität von Luft
%           - Wärmeleitfähigkeit in Steinen
%

global Tair;
global Qloss;
global simnodes;

switch flag

    %%%%%%%%%%%
    % Initialization %
    %%%%%%%%%%%
    case 0
        [sys,x0,str,ts,Tair,Qloss,simnodes] =
        mdlInitializeSizes(nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond);

    %%%%%%%%%%%
    % Derivatives %
    %%%%%%%%%%%
    case 1
        sys = mdlDerivatives(t,x,u,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond);

    %%%%%%%%%%%
    % Update and Terminate %
    %%%%%%%%%%%
    case 2
        sys = mdlUpdate(t,x,u,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond); % Update discrete
        states

    case {9}
        sys = []; % do nothing

    %%%%%%%%%%%
    % Output %
    %%%%%%%%%%%
    case 3
        sys = mdlOutputs(t,x,u,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond);

    otherwise
        error(['unhandled flag = ',num2str(flag)]);
end
%
%=====
% mdlInitializeSizes
%=====
%
function [sys,x0,str,ts,Tair,Qloss,simnodes] =
mdlInitializeSizes(nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond)

simnodes=Af*L*10; % GET NUMBER OF NODES OUT OF STORAGE VOLUME
simnodes=uint16(simnodes); % ROUNDING TO FULL NUMBER
simnodes=double(simnodes);

sizes = simsizes;
sizes.NumContStates = (simnodes);
sizes.NumDiscStates = 0;
sizes.NumOutputs = (3+(4*nodes)+3);
sizes.NumInputs = 7;
sizes.DirFeedthrough = 1;
sizes.NumSampleTimes = 1;
sys = simsizes(sizes);
str = [];
ts = [0 0]; % sample time: [period, offset]

for i=1:1:(simnodes);
    x0(i)=Tini;
    Tair(i)=Tini;
    Qloss(i)=0;

```

```

end
%
%=====
% mdlDerivatives
%=====
%
function sys= mdlDerivatives(t,x,u,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isocond,isocond)
global Tair;
global Qloss;
global simnodes;

Vnode=Af*L/simnodes;
D=(6*1*1*(1-voidfrac)/(pi*pebblenr))^(1/3); % PEBBLENR IN 1/m³

% Flächenbezogener Massenstrom in [kg/m²s], Definition: Go=v*Dichte
% Duffie Beckman macht keine Angabe, ob es die tatsächliche Luftgeschwindigkeit über den reinen Luftquerschnitt oder
% ein gemittelter Wert über die gesamte Querschnittsfläche ist.
% Eigener Ansatz: Bezogen auf die wirkliche Luftdurchgangsfläche (unabhängig von der Dichte):
% Go=v*Dichte; v=mp/Dichte*Aluft => Go=mp/Aluft;
% Vluft=Vges*voidfrac ; Aluft*H=Ages*H*voidfrac
% Go= u(4)/(Af*(voidfrac^(2/3))); %falsch, verkürzt Luftdurchgang!
Go=u(4)/(Af;%*voidfrac) ;% Duffie Beckman: Massflow/facial area of bed (unsicher: x voidfrac oder nicht?)
% an anderer Stelle superficial air speed
hv=alphaV*(abs(Go/D))^(0.7);

% x(1)= Stein 1
% x(2)= Luft aus 1
% x(3)= Stein 2
% " "
% usw.

arg=0;
if u(4)>0.005
    arg=1;
end
if u(4)<-0.005
    arg=2;
end

switch arg

case 0
    Qloss(1)=(isocond/isothick)*(4*(Af^0.5)*(L/simnodes))*(u(3)-x(1));
    dx(1)=(Qloss(1))/((cp_pebble*roh_pebble*Vnode*(1-voidfrac)));
    Tair(1)=x(1);

    for i=2:1:(simnodes)
        Qloss(i)=(isocond/isothick)*(4*(Af^0.5)*(L/simnodes))*(u(3)-x(i));
        dx(i)=Qloss(i)/((cp_pebble*roh_pebble*Vnode*(1-voidfrac)));
        Tair(i)=x(i);
    end

case 1
    %first layer
    Qair_pebble=Vnode*hv*(u(1)-x(1));
    Qloss(1)=(isocond/isothick)*(4*(Af^0.5)*(L/simnodes))*(u(3)-u(1));
    dx(1)=(Qair_pebble)/((cp_pebble*roh_pebble*Vnode*(1-voidfrac)));
    Tair(1)=u(1)+((-Qair_pebble+Qloss(1))/(u(4)*1022));%heat_capacity(u(1),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)

    for i=2:1:(simnodes)
        Qair_pebble=Vnode*hv*(Tair(i-1)-x(i));
        Qloss(i)=(isocond/isothick)*(4*(Af^0.5)*(L/simnodes))*(u(3)-Tair(i-1));
        dx(i)=(Qair_pebble)/((cp_pebble*roh_pebble*Vnode*(1-voidfrac)));
        Tair(i)=Tair(i-1)+((-Qair_pebble+Qloss(i))/(u(4)*1022)); %heat_capacity(Tair(i-1),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)
    end

case 2
    %first layer from other side
    u(4)=-1*u(4);
    Qair_pebble=Vnode*hv*(u(2)-x(simnodes));
    Qloss(1)=(isocond/isothick)*(4*(Af^0.5)*(L/simnodes))*(u(3)-x(simnodes));
    dx(simnodes)=(Qair_pebble)/((cp_pebble*roh_pebble*Vnode*(1-voidfrac)));
    Tair(simnodes)=u(2)+((-Qair_pebble+Qloss(1))/(u(4)*1022)); %heat_capacity(x(simnodes),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)

    for i=(simnodes-1):-1:1
        Qair_pebble=Vnode*hv*(Tair(i+1)-x(i));
        Qloss(i)=(isocond/isothick)*(4*(Af^0.5)*(L/simnodes))*(u(3)-Tair(i+1));
    end

```

```

        dx(i)=(Qair_pebble)/((cp_pebble*roh_pebble*Vnode*(1-voidfrac)));
        Tair(i)=Tair(i+1)+((-Qair_pebble+Qloss(i))/(u(4)*1022));%heat_capacity(Tair(i+1),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)
    end
    u(4)=-1*u(4);
end
sys=dx;
%
%=====
% mdlUpdate
%=====
function sys = mdlUpdate(t,x,u,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond); % Update
discrete states
sys=[];
%
%=====
% mdlOutputs
%=====
function sys = mdlOutputs(t,x,u,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond)
    global Tair;
    global Qloss;
    global simnodes;

    % T laden aus
    % T entladen aus
    % Massenstrom
    sys(1)=Tair(simnodes);
    sys(2)=Tair(1);
    sys(3)=u(4);

    Tm=0;
    Qges=0;
    Vnode=Af*L/nodes;

    % Energien und Temperaturen auf Messpunkte umrechnen
    interval_size = simnodes/nodes;

    % i=1..nodes Tpebble
    % i=1..nodes Tair
    % i=1..nodes Qloss

    for i=1:(nodes)
        location=i*interval_size;
        location=uint8(location);

        sys(i+3)=x(location);
        sys(i+nodes+3)= Tair(location);
        sys(i+nodes+nodes+3) = -Qloss(location)*interval_size;
        sys(i+nodes+nodes+nodes+3)=0;
        Tm=x(location)+Tm;
    end

    Qges=0;
    Tm=0;
    Vnode=Af*L/simnodes;
    for i=1:(simnodes)
        %Q(i)=(x(i)- u(3))*Vnode*roh_pebble*cp_pebble*(1-voidfrac);
        %Qges=Qges+Q(i);
        Tm=x(i)+Tm;
    end
    Tm=Tm/simnodes;

    % Mitteltemperatur
    % Energieinhalt bezogen auf Umgebung
    % Leistung in Speicher
    sys(3+nodes+nodes+nodes+nodes+1)=Tm;
    sys(3+nodes+nodes+nodes+nodes+2)=Qges;
    Qp=(u(1)-Tair(simnodes))*abs(u(4))*1007; %heat_capacity((u(1)+Tair(simnodes)),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)
    sys(3+nodes+nodes+nodes+nodes+3)=Qp;

```

S-Funktion Horizontaler Kiesbettspeicher

```

function[sys,x0,str,ts]=pb_horizontal(t,x,u,flag,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,s_floor,D,W,alphaR,alphapb)
%
% Written 2003 by Christoph Müller, Email: chris@hc-tronic.de
%
% u = Tcharge,Tdischarge,Tground,mp_air,p,fluid,mix,Troom
%
%

global Tfloor;
global Tair;
global Qroom;
global simnodes;

switch flag

    %%%%%%%%%%%
    % Initialization %
    %%%%%%%%%%%
    case 0
        [sys,x0,str,ts,Tair,Qroom,simnodes,Tfloor] =
        mdlInitializeSizes(nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,s_floor,
        D,W,alphaR,alphapb);

        %%%%%%%%%%%
        % Derivatives %
        %%%%%%%%%%%
        case 1
            sys =
            mdlDerivatives(t,x,u,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,s_floor,
            r,D,W,alphaR,alphapb);

        %%%%%%%%%%%
        % Update and Terminate %
        %%%%%%%%%%%
        case 2
            sys =
            mdlUpdate(t,x,u,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,s_floor,D,
            W,alphaR,alphapb); % Update discrete states

        case {9}
            sys = []; % do nothing

        %%%%%%%%%%%
        % Output %
        %%%%%%%%%%%
        case 3
            sys =
            mdlOutputs(t,x,u,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,s_floor,D,
            W,alphaR,alphapb);

        otherwise
            error(['unhandled flag = ',num2str(flag)]);
        end
    %
    %=====
    % mdlInitializeSizes
    %=====
    %

function [sys,x0,str,ts,Tair,Qroom,simnodes,Tfloor] =
mdlInitializeSizes(nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapefac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,s_floor,
D,W,alphaR,alphapb)

simnodes=Af*L*3; % GET NUMBER OF NODES OUT OF STORAGE VOLUME
simnodes=uint16(simnodes); % ROUNDING TO FULL NUMBER
simnodes=double(simnodes);

sizes = simsizes;
sizes.NumContStates = (simnodes);
sizes.NumDiscStates = 0;
sizes.NumOutputs = (3+(5*nodes)+3);
sizes.NumInputs = 8;
sizes.DirFeedthrough = 1;
sizes.NumSampleTimes = 1;
sys = simsizes(sizes);

```

```

str = [];
ts = [0 0]; % sample time: [period, offset]

for i=1:1:(simnodes);
    x0(i)=Tini;
    Tair(i)=Tini;
    Qroom(i)=0;
    Tfloor(i)=Tini;
end
%
%=====
% mdlDerivatives
%=====
%
function sys=
mdlDerivatives(t,x,u,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebblenr,voidfrac,shapfac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,s_floor,
r,D,W,alphaR,alphab)
global Tfloor;
global Tair;
global Qroom;
global simnodes;

Vnode=Af*L/simnodes;
D=(6*1*1*(1-voidfrac)/(pi*pebblenr))^(1/3); % PEBBLENR IN 1/m3

% Flächenbezogener Massenstrom in [kg/m2s], Definition: Go=v*Dichte
% Duffie Beckman macht keine Angabe, ob es die tatsächliche Luftgeschwindigkeit über den reinen Luftquerschnitt oder
% ein gemittelter Wert über die gesamte Querschnittsfläche ist.
% Eigener Ansatz: Bezogen auf die wirkliche Luftdurchgangsfläche (unabhängig von der Dichte):
% Go=v*Dichte; v=mp/Dichte*Aluft => Go=mp/Aluft;
% Vluft=Vges*voidfrac ; Aluft*H=Ages*H*voidfrac
% Go= u(4)/(Af*(voidfrac^(2/3))); %falsch, verkürzt Luftdurchgang!
Go=u(4)/(Af);%*voidfrac ;% Duffie Beckman: Massflow/facial area of bed (unsicher: x voidfrac oder nicht?)
% an anderer Stelle superficial air speed
hv=alphaV*(abs(Go/D))^(0.7);

% x(1)= Stein 1
% x(2)= Luft aus 1
% x(3)= Stein 2
% " "
% usw.

arg=0;
if u(4)>0.005
    arg=1;
end
if u(4)<-0.005
    arg=2;
end

switch arg

case 0
    %first layer from other side
    Qground(1)=(isocond/isothick)*(2*(Af^0.5)*(L/simnodes))*x(3)-x(1);
    %Verlust in den Boden wird auf halbem Speicherumfang gerechnet
    %Bodentemperatur ohne Einbeziehung der thermischen Trägheit
    Tfloor(1)=(((1/(1/alphab)+(s_floor/cond_floor))*x(1))+(alphaR*u(8)))/((1/(1/alphab)+(s_floor/cond_floor))+alphaR);
    Qroom(1)=alphaR*(L*W/simnodes)*(Tfloor(1)-u(8));

    dx(1)=(Qground(1)-Qroom(1))/(cp_pebble*roh_pebble*Vnode*(1-voidfrac));
    Tair(1)=x(1);

    for i=2:1:(simnodes)
        %Bodentemperatur ohne Einbeziehung der thermischen Trägheit
        Tfloor(i)=(((1/(1/alphab)+(s_floor/cond_floor))*x(i))+(alphaR*u(8)))/((1/(1/alphab)+(s_floor/cond_floor))+alphaR);
        Qroom(i)=alphaR*(L*W/simnodes)*(Tfloor(i)-u(8));
        Qground(i)=(isocond/isothick)*(2*(Af^0.5)*(L/simnodes))*x(3)-x(i);
        %Verlust in den Boden wird auf halbem Speicherumfang gerechnet
        dx(i)=(Qground(i)-Qroom(i))/(cp_pebble*roh_pebble*Vnode*(1-voidfrac));
        Tair(i)=x(i);
    end

case 1
    %first layer
    Qair_pebble=Vnode*hv*(u(1)-x(1));

```

```

Qground(1)=(isocond/isothick)*(2*(Af^0.5)*(L/simnodes))*(u(3)-u(1));
%Verlust in den Boden wird auf halbem Speicherumfang gerechnet
%Bodentemperatur ohne Einbeziehung der thermischen Trägheit
Tfloor(1)=(((1/((1/alphapb)+(s_floor/cond_floor)))*u(1))+(alphaR*u(8)))/((1/((1/alphapb)+(s_floor/cond_floor)))+alphaR);
Qroom(1)=alphaR*(L*W/simnodes)*(Tfloor(1)-u(8));

dx(1)=(Qair_pebble)/((cp_pebble*roh_pebble*Vnode*(1-voidfrac)));
Tair(1)=u(1)+((-Qair_pebble+Qground(1)-Qroom(1))/(u(4)*1022));%heat_capacity(u(1),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)

for i=2:1:(simnodes)
    %Bodentemperatur ohne Einbeziehung der thermischen Trägheit
    Tfloor(i)=(((1/((1/alphapb)+(s_floor/cond_floor)))*Tair(i-1))+(alphaR*u(8)))/((1/((1/alphapb)+(s_floor/cond_floor)))+alphaR);
    Qroom(i)=alphaR*(L*W/simnodes)*(Tfloor(i)-u(8));
    Qair_pebble=Vnode*hv*(Tair(i-1)-x(i));
    Qground(i)=(isocond/isothick)*(2*(Af^0.5)*(L/simnodes))*(u(3)-Tair(i-1));
    %Verlust in den Boden wird auf halbem Speicherumfang gerechnet
    dx(i)=(Qair_pebble)/((cp_pebble*roh_pebble*Vnode*(1-voidfrac)));
    Tair(i)=Tair(i-1)+((-Qair_pebble+Qground(i)-Qroom(i))/(u(4)*1022)); %heat_capacity(Tair(i-1),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)
end

case 2
    %first layer from other side
    u(4)=-1*u(4);
    Qair_pebble=Vnode*hv*(u(2)-x(simnodes));
    Qground(simnodes)=(isocond/isothick)*(2*(Af^0.5)*(L/simnodes))*(u(3)-x(simnodes));

Tfloor(simnodes)=(((1/((1/alphapb)+(s_floor/cond_floor)))*x(simnodes))+(alphaR*u(8)))/((1/((1/alphapb)+(s_floor/cond_floor)))+alphaR);
Qroom(simnodes)=alphaR*(L*W/simnodes)*(Tfloor(simnodes)-u(8));
dx(simnodes)=(Qair_pebble)/((cp_pebble*roh_pebble*Vnode*(1-voidfrac)));
Tair(simnodes)=u(2)+((-Qair_pebble+Qground(simnodes)-Qroom(simnodes))/(u(4)*1022));
%heat_capacity(x(simnodes),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)

for i=(simnodes-1):-1:1
    Qair_pebble=Vnode*hv*(Tair(i+1)-x(i));
    Qground(i)=(isocond/isothick)*(2*(Af^0.5)*(L/simnodes))*(u(3)-Tair(i+1));
    Tfloor(i)=(((1/((1/alphapb)+(s_floor/cond_floor)))*x(i))+(alphaR*u(8)))/((1/((1/alphapb)+(s_floor/cond_floor)))+alphaR);
    Qroom(i)=alphaR*(L*W/simnodes)*(Tfloor(i)-u(8));

    dx(i)=(Qair_pebble)/((cp_pebble*roh_pebble*Vnode*(1-voidfrac)));
    Tair(i)=Tair(i+1)+((-Qair_pebble+Qground(i)-Qroom(i))/(u(4)*1022));%heat_capacity(Tair(i+1),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)
end

    u(4)=-1*u(4);
end
sys=dx;
%
%=====
% mdlUpdate
%=====
function sys =
mdlUpdate(t,x,u,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebbelnr,voidfrac,shapfac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,s_floor,D,
W,alphaR,alphapb); % Update discrete states
sys=[];
%
%=====
% mdlOutputs
%=====
function sys =
mdlOutputs(t,x,u,nodes,Tini,Af,L,alphaV,pebbelnr,voidfrac,shapfac,cp_pebble,roh_pebble,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,s_floor,D,
W,alphaR,alphapb)
    global Tfloor;
    global Tair;
    global Qroom;
    global simnodes;

    % T laden aus
    % T entladen aus
    % Massenstrom
    sys(1)=Tair(simnodes);
    sys(2)=Tair(1);
    sys(3)=u(4);

    Tm=0;
    Qges=0;
    Vnode=Af*L/nodes;

for i=1:1:(simnodes)

```

```

%Q(i)=(x(i)-Tini)*Vnode*roh_pebble*cp_pebble*(1-voidfrac);
Qges=Qges+Qroom(i);
Tm=x(i)+Tm;
end

% Energien und Temperaturen auf Messpunkte umrechnen
interval_size = simnodes/nodes;

% i=1..nodes Tpebble
% i=1..nodes Tair
% i=1..nodes Qroom

for i=1:1:(nodes)
location=i*interval_size;
location=uint16(location);
sys(i+3) = x(location);
sys(i+nodes+3)=Tair(location);
sys(i+nodes+nodes+3)=Tfloor(location);
sys(i+nodes+nodes+nodes+3)=Qges/nodes;
Q(i)=(x(location)-u(3))*Vnode*roh_pebble*cp_pebble*(1-voidfrac);
sys(i+nodes+nodes+nodes+nodes+3)=Q(i);
end

% u(3)
% Mitteltemperatur
% Energieinhalt bezogen auf Raumtemperatur
% Leistung in Speicher
Tm=Tm/simnodes;
sys(3+nodes+nodes+nodes+nodes+nodes+1)=Tm;
sys(3+nodes+nodes+nodes+nodes+nodes+2)=Qges;
Qp=(u(1)-Tair(simnodes))*abs(u(4))*1022; %heat_capacity((u(1)+Tair(simnodes)),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)
sys(3+nodes+nodes+nodes+nodes+nodes+3)=Qp;

```

S-Funktion Hypokausten

```

function[sys,x0,str,ts]=hypocaust(t,x,u,flag,nodes,Tini,L,b,c,W,n_conducts,d_conducts,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,roh_floor,a,alphaR,alphaH)
%
% Written 2003 by Christoph Müller, Email: chris@hc-tronic.de
%
% u = Tairin,Troom,Tground,mdot,p,fluid,mix,xxx
%

global Tboden;
global Tair;
global Qroom;
global simnodes;

switch flag

    %%%%%%%%%%%
    % Initialization %
    %%%%%%%%%%%
    case 0
        [sys,x0,str,ts,Tair,Qroom,simnodes,Tboden] =
mdlInitializeSizes(nodes,Tini,L,b,c,W,n_conducts,d_conducts,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,roh_floor,a,alphaR,alphaH);

    %%%%%%%%%%%
    % Derivatives %
    %%%%%%%%%%%
    case 1
        sys = mdlDerivatives(t,x,u,nodes,Tini,L,b,c,W,n_conducts,d_conducts,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,roh_floor,a,alphaR,alphaH);

    %%%%%%%%%%%
    % Update and Terminate %
    %%%%%%%%%%%
    case 2
        sys = mdlUpdate(t,x,u,nodes,Tini,L,b,c,W,n_conducts,d_conducts,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,roh_floor,a,alphaR,alphaH); %
Update discrete states

    case {9}
        sys = []; % do nothing

    %%%%%%%%%%%
    % Output %
    %%%%%%%%%%%
    case 3
        sys = mdlOutputs(t,x,u,nodes,Tini,L,b,c,W,n_conducts,d_conducts,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,roh_floor,a,alphaR,alphaH);

    otherwise
        error(['unhandled flag = ',num2str(flag)]);
end
%
%=====
% mdlInitializeSizes
%=====
%
function [sys,x0,str,ts,Tair,Qroom,simnodes,Tboden] =
mdlInitializeSizes(nodes,Tini,L,b,c,W,n_conducts,d_conducts,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,roh_floor,a,alphaR,alphaH)

simnodes=(W+d_conducts)*(a+b+c)*L*n_conducts*1; % GET NUMBER OF NODES OUT OF STORAGE VOLUME
simnodes=uint16(simnodes); % ROUNDING TO FULL NUMBER
simnodes=double(simnodes);

sizes = simsizes;
sizes.NumContStates = (simnodes*3);
sizes.NumDiscStates = 0;
sizes.NumOutputs = (1+(3*nodes));
sizes.NumInputs = 8;
sizes.DirFeedthrough = 1;
sizes.NumSampleTimes = 1;
sys = simsizes(sizes);
str = [];
ts = [0 0]; % sample time: [period, offset]

for i=1:1:(simnodes*3);
    x0(i)=Tini;
end

for i=1:1:simnodes;

```

```

Qroom(i)=0;
Tair(i)=Tini;
Tboden(i)=Tini;
end

%
%=====
% mdlDerivatives
%=====
%
function sys=
mdlDerivatives(t,x,u,nodes,Tini,L,b,c,W,n_conducts,d_conducts,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,roh_floor,a,alphaR,alphach)
global Tboden;
global Tair;
global Qroom;
global simnodes;

%Fehlermeldung in Carnot, wenn Druck kleiner 1e5 Pa
if u(5)<1e5
P=1e5;
else
P=u(5);
end

% x(1)= Bodenlage 1
% x(2)= Bodenlage 2
% x(3)= Bodenlage 3
% x(4)= Bodenlage 1 (nächster Knoten)
% " "
% usw.

%hydraulischer Durchmesser
di=4*W*b/(2*(W+b));

% Unterteilung des Bodens in 3 Schichten
V1=(a/2)*(W+d_conducts)*L/simnodes;
V2=((a/2)*(W+d_conducts)*L/simnodes)+(b*d_conducts*L/simnodes)+((c/2)*(W+d_conducts)*L/simnodes);
V3=(c/2)*(W+d_conducts)*L/simnodes;
mcp1=cap_floor*roh_floor*V1;
mcp2=cap_floor*roh_floor*V2;
mcp3=cap_floor*roh_floor*V3;

arg=0;
if u(4)>0.005
arg=1;
end

switch arg
case 1
Pr=fluidprop(u(1),P,u(6),u(7),7); %Tair,mdotair,pair,fluidair,mixair,Tw,mdotw,pw,fluidw,mixw
cond_air=fluidprop(u(1),u(5),u(6),u(7),3);
kinvis_air=fluidprop(u(1),u(5),u(6),u(7),4);
density_air=1.293*(273/(u(1)+273))*(u(5)/101300);
vair=u(4)/(b*W*n_conducts*density_air);
Re=vair*di/kinvis_air;
if Re<2320
%Nu=((3.66^3)+((1.61^3)*Re*Pr*di/L)^(1/3)); %Schlünder Gb1 VDI-WA
%Nu=0.664*((Pr)^(1/3))*((Re*di/L)^0.5)%Pohlhausen Gb1 VDI-WA
%Nu=3.66+((0.19*(Re*Pr*di/L)^0.8)/(1+(0.117*(Re*Pr*di/L)^0.467)))
Nu=3.66+((0.0677*(Re*Pr*di/L)^1.33)/(1+(0.1*Pr*(Re*di/L)^0.83)));%WÜK.13
%Nu=3.65+((0.0668*(Re*Pr*di/L)/(1+(0.045*(Re*Pr*di/L)^(2/3)))) %nach Hausen (Gieck O12)
else
%Nu=0.116*((Re^(2/3))-125)*(Pr^(1/3))*(1+((di/L)^(2/3)));%nach Hausen (Gieck O12)
%Nu=0.0214*((Re^(0.8))-100)*(Pr^(0.4))*(1+((di/L)^(2/3)));%nach VDI Gb5
Nu=0.0235*((Re^(0.8))-230)*((1.8*Pr^(0.3))-0.8)*(1+((di/L)^(2/3)));%nach WÜK.14
end
alphach=Nu*cond_air/di;
test=alphach;
%alphach=(1.5811*vair) + 3.5375;

Tboden(1)=((cond_floor/(a/2))*x(1)+alphaR*u(2))/((cond_floor/(a/2))+alphaR);
Qroom(1)=alphaR*((W+d_conducts)*L/simnodes)*u(2)-Tboden(1));
Qair=(1*(W+b)*L/simnodes)*alphach*(u(1)-x(2));
Qleit12=(cond_floor/((a/2)+(b/2)))*((W+d_conducts)*L/simnodes)*x(2)-x(1);
Qleit23=(cond_floor/((c/2)+(b/2)))*((W+d_conducts)*L/simnodes)*x(3)-x(2);

```

$Q_{ground}=(\text{isocond}/\text{isothick})*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*u(3)-x(3));$ %Verlust in den Boden wird auf halbem Speicherumfang gerechnet

$dx(1)=(Q_{room(1)}+Q_{leit12})/mcp1;$
 $dx(2)=(Q_{leit23}-Q_{leit12}+Q_{air})/mcp2;$
 $dx(3)=(Q_{ground}-Q_{leit23})/mcp3;$

$T_{air(1)}=u(1)-(Q_{air}/(u(4)*1022/n_conducts));$ %heat_capacity(Tair(i-1),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)

for i=2:1:simnodes

$Pr=\text{fluidprop}(T_{air(i)},P,u(6),u(7),7);$ %Tair.mdotair,pair,fluidair,mixair,Tw.mdotw,pw,fluidw,mixw

$cond_air=\text{fluidprop}(T_{air(i)},u(5),u(6),u(7),3);$

$kinvis_air=\text{fluidprop}(T_{air(i)},u(5),u(6),u(7),4);$

$density_air=1.293*(273/(T_{air(i)}+273))*u(5)/101300);$

$vair=u(4)/(b*W*n_conducts*density_air);$

$Re=vair*di/kinvis_air;$

if $Re < 2320$

$\%Nu=((3.66^3)+((1.61^3)*Re*Pr*di/L))^{1/3};$ %Schlander Gb1 VDI-WA

$\%Nu=0.664*(Pr)^{1/3}*((Re*di/L)^{0.5})\%Pohlhausen\ Gb1\ VDI-WA$

$\%Nu=3.66+(0.19*(Re*Pr*di/L)^{0.8})/(1+(0.117*(Re*Pr*di/L)^{0.467}))$

$Nu=3.66+(0.0677*(Re*Pr*di/L)^{1.33})/(1+(0.1*Pr*(Re*di/L)^{0.83}));$ %WUK.13

$\%Nu=3.65+(0.0668*(Re*Pr*di/L)/(1+(0.045*(Re*Pr*di/L)^{2/3})))$ %nach Hausen (Gieck O12)

else

$\%Nu=0.116*((Re^{2/3})-125)*(Pr^{1/3})*(1+((di/L)^{2/3}));$ %nach Hausen (Gieck O12)

$\%Nu=0.0214*((Re^{0.8})-100)*(Pr^{0.4})*(1+((di/L)^{2/3}));$ %nach VDI Gb5

$Nu=0.0235*((Re^{0.8})-230)*((1.8*Pr^{0.3})-0.8)*(1+((di/L)^{2/3}));$ %nach WUK.14

end

$alphach=Nu*cond_air/di;$

$\%alphach=(1.5811*vair)+3.5375;$

$T_{boden(i)}(((cond_floor/(a/2))*x(((i-1)*3)+1))+(\alpha R*u(2)))/((cond_floor/(a/2))+\alpha R);$

$Q_{room(i)}=\alpha R*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*u(2)-T_{boden(i)});$

$Q_{air}=(1*(W+b)*L/\text{simnodes})*alphach*(T_{air(i-1)}-x(((i-1)*3)+2));$

$Q_{leit12}=(cond_floor/((a/2)+(b/2)))*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*x(((i-1)*3)+2)-x(((i-1)*3)+1));$

$Q_{leit23}=(cond_floor/((c/2)+(b/2)))*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*x(((i-1)*3)+3)-x(((i-1)*3)+2));$

$Q_{ground}=(\text{isocond}/\text{isothick})*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*u(3)-x(((i-1)*3)+3));$ %Verlust in den Boden wird auf halbem

Speicherumfang gerechnet

$dx(((i-1)*3)+1)=(Q_{room(i)}+Q_{leit12})/mcp1;$

$dx(((i-1)*3)+2)=(Q_{leit23}-Q_{leit12}+Q_{air})/mcp2;$

$dx(((i-1)*3)+3)=(Q_{ground}-Q_{leit23})/mcp3;$

$T_{air(i)}=T_{air(i-1)}-(Q_{air}/(u(4)*1022/n_conducts));$ %heat_capacity(Tair(i-1),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)

end

case 0

$T_{boden(1)}(((cond_floor/(a/2))*x(1)+\alpha R*u(2)))/((cond_floor/(a/2))+\alpha R);$

$Q_{room(1)}=\alpha R*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*u(2)-T_{boden(1)});$

$Q_{air}=0;$

$Q_{leit12}=(cond_floor/((a/2)+(b/2)))*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*x(2)-x(1);$

$Q_{leit23}=(cond_floor/((c/2)+(b/2)))*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*x(3)-x(2);$

$Q_{ground}=(\text{isocond}/\text{isothick})*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*u(3)-x(3));$ %Verlust in den Boden wird auf halbem Speicherumfang

gerechnet

$dx(1)=(Q_{room(1)}+Q_{leit12})/mcp1;$

$dx(2)=(Q_{leit23}-Q_{leit12}+Q_{air})/mcp2;$

$dx(3)=(Q_{ground}-Q_{leit23})/mcp3;$

$T_{air(1)}=x(2);$ %heat_capacity(Tair(i-1),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)

for i=2:1:simnodes

$T_{boden(i)}(((cond_floor/(a/2))*x(((i-1)*3)+1))+(\alpha R*u(2)))/((cond_floor/(a/2))+\alpha R);$

$Q_{room(i)}=\alpha R*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*u(2)-T_{boden(i)});$

$Q_{air}=0;$

$Q_{leit12}=(cond_floor/((a/2)+(b/2)))*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*x(((i-1)*3)+2)-x(((i-1)*3)+1));$

$Q_{leit23}=(cond_floor/((c/2)+(b/2)))*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*x(((i-1)*3)+3)-x(((i-1)*3)+2));$

$Q_{ground}=(\text{isocond}/\text{isothick})*((W+d_conducts)*L/\text{simnodes})*u(3)-x(((i-1)*3)+3));$ %Verlust in den Boden wird auf halbem

Speicherumfang gerechnet

$dx(((i-1)*3)+1)=(Q_{room(i)}+Q_{leit12})/mcp1;$

$dx(((i-1)*3)+2)=(Q_{leit23}-Q_{leit12}+Q_{air})/mcp2;$

$dx(((i-1)*3)+3)=(Q_{ground}-Q_{leit23})/mcp3;$

$T_{air(i)}=x(((i-1)*3)+2);$ %heat_capacity(Tair(i-1),fluid_pressure,fluid,fluid_mix)

end

end

```

    sys=dx;
%
%=====
% mdlUpdate
%=====
function sys =
mdlUpdate(t,x,u,nodes,Tini,L,b,c,W,n_conducts,d_conducts,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,roh_floor,a,alphaR,alphach); % Update
discrete states
sys=[];
%
%=====
% mdlOutputs
%=====
function sys =
mdlOutputs(t,x,u,nodes,Tini,L,b,c,W,n_conducts,d_conducts,isothick,isocond,cond_floor,cap_floor,roh_floor,a,alphaR,alphach)
global Tboden;
global Tair;
global Qroom;
global simnodes;

% T laden aus
sys(1)=Tair(simnodes);

% Energien und Temperaturen auf Messpunkte umrechnen
interval_size = simnodes/nodes;
% i=1..nodes T
% i=1..nodes Tair
% i=1..nodes Qroom

Qges=0;
for i=1:(simnodes)
    Qges=(-Qroom(i)*n_conducts)+Qges;
end

for i=1:(nodes)
    location=i*interval_size;
    location=uint8(location);
    sys(i+1)=Tair(location);
    sys(i+nodes+1)=Tboden(location);
    sys(i+nodes+nodes+1)=Qges/nodes;
    %-Qroom(location)*interval_size*n_conducts;
end

```