



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology

DIPLOMARBEIT

Leistungsoptimierung einer Fassadenwärmeenergieversuchsanlage

ausgeführt an den Instituten für

Hochbau und Technologie E206/2

und

Angewandte Physik E134

der Technischen Universität Wien

unter Anleitung von

Prof. Dr. Thomas Bednar

Prof. Dr. Herbert Störi

Dr. Michael Jamek

durch

Christian Hinterleitner

Rummelhardtgasse 3/10

1090 Wien

I Kurzfassung

Im praktischen Teil meiner Diplomarbeit soll für einen Messstand, der mit Hilfe von vertikal montierten Gesteins-Absorbern solare Strahlung in Wärme umwandelt, eine Regelung entwickelt werden. Auf der Hinterseite jedes Gesteins-Absorbers befindet sich eine Betonschicht die eine Rohrschlange umschließt. Durch die Rohrschlange wird eine kalte Flüssigkeit gepumpt. Die Regelung variiert nun den Volumenstrom so, dass sich ein konstantes Temperaturniveau der Flüssigkeit nach Verlassen der Rohrschlange einstellen lässt.

Im theoretischen Teil meiner Arbeit wird ein 1-dim physikalisches Modell des Gesteinsabsorbers erstellt und implementiert. Diese Simulation wird mit Hilfe von Daten, die im praktischen Teil der Arbeit gesammelt und gespeichert werden, verifiziert. Ziel der Diplomarbeit ist es, die thermische Energie, welche vom Gestein auf die Flüssigkeit übertragen wird zeitaufgelöst zu ermitteln. An beliebigen Standorten der Erde soll es dann möglich sein, mittels der Simulation den Jahreswirkungsgrad dieses Gesteinsabsorber-Typs zu ermitteln. Um den Jahreswirkungsgrad an verschiedenen Standorten bestimmen zu können benötigt man die jeweiligen Klimadaten und ein vorgegebenes Nutztemperaturniveau des Fluids.

Es wird in dieser Arbeit der Neuhauser Granitabsorber untersucht. Für diesen Gesteinskollektor ergibt sich ein durchschnittlicher thermischer Energieübertrag von $118 \text{ kWh/m}^2 \text{ a}$ (Standort Wien Umgebung) bei einem Nutztemperaturniveau von 23°C . Dies entspricht einem Wirkungsgrad von 13,5%. Betrachtet man jene thermische Energie, die in der Heizperiode (=Jän. bis April und Okt. bis Dez.) vom Kollektor an das Fluid übertragen wird, so kommt man auf einen Durchschnittswert von $28,5 \text{ kWh/m}^2 \text{ a}$.

II Abstract

In the practical part of my master thesis a controller for a prototype solar thermal facade energy system is being developed. This facade energy system consists of different stone slabs which absorb solar rays. The absorbed solar energy is converted in heat. The stone slabs are mounted vertically on a plate. On the back side of each stone-collector there is a pipe system installed, surrounded by concrete, through which a mixture of water and glycol is pumped. The heat from the collector is transferred to the colder fluid. The task of the control is to vary the flow rate so, that the temperature of the fluid after passing the pipe system is constant.

In the theoretical part of this project a 1-dim physical model of the stone-collector is created and implemented. This simulation is verified with aid of data, which have been collected and stored in the practical part of the work. The aim of this project is to determine time-resolved the thermal energy, that is transferred to the fluid. At any location on earth with aid of the simulation it should be possible to determine the annual energy efficiency. Therefore both climate data and a defined operating temperature are needed.

In this work the Neuhauser-granite absorber is investigated. For this stone-collector the average thermal energy transfer results in $118 \text{ kWh/m}^2 \text{ a}$ (location Vienna) by an operating temperature of $23 \text{ }^\circ\text{C}$. This corresponds to an efficiency of 13.5%. Considering the thermal energy in the heating season (=Jan. to April and Oct. to Dec.) which is transferred from the collector to the fluid, we arrive at an average value of $28.5 \text{ kWh/m}^2 \text{ a}$.

III Danksagung

Ganz besonders möchte ich mich bei Herrn Prof. Kolbitsch bedanken, der den Kontakt zu meinem Betreuer Prof. Bednar hergestellt hat. Recht herzlich möchte ich mich auch bei meinem Betreuer Prof. Bednar bedanken, der mit seinen Ideen meine Diplomarbeit bereichert hat. Weiters möchte ich mich bei Prof. Störi recht herzlich bedanken für seine wertvollen Bemerkungen und das Korrekturlesen meiner Arbeit. Beim praktischen Umbau der Anlage in Mauerbach ist mir Dr. Jamek stets zur Seite gestanden und hat mich unterstützt. Auch ihm gilt mein großer Dank. Des Weiteren möchte ich mich bei meiner lieben Familie bedanken, die mir immer mit Rat und Tat zur Verfügung gestanden ist, auch in so manchen mühseligen Zeiten. Bei meinen Studienkollegen bedanke ich mich für die schöne gemeinsame und abwechslungsreiche Zeit an der TU Wien.

IV Inhaltsverzeichnis

I Kurzfassung

II Abstract

III Danksagung

IV Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	1
1.1 Der CO ₂ Anstieg in der Atmosphäre	1
1.2 Maßnahmen gegen diesen CO ₂ Anstieg	1
1.3 Thema der Arbeit und Aufgabenstellung	2
1.4 Weiterführende Überlegungen zu Fassaden-Absorbern	3
1.5 Etablierte, kommerziell eingesetzte Dach- und Fassadensysteme zur solaren Wärme- und elektrischen Energieproduktion	4
2 Stand der Technik	13
2.1 Einleitung	13
2.2 Verbesserungen an Flachkollektoren (Stand 2011)	13
2.3 Kombinationen von Fassadenkollektoren mit PCM (Ansatz, Stand 2006)	
2.4 Brauchwasservorerwärmung mit transparent gedämmten Bauteilen [25] (Stand 1994)	14
2.5 Hybrid Transparente Wärmedämmung [26] (Stand 1996)	15
2.6 Bauphysikalische Untersuchung an bestehenden fassadenintegrierten Solarthermie-Kollektoren (Stand 2002)	16
2.7 Unterschiede zwischen den in den Unterabschnitten 2.2 bis 2.6 beschriebenen solaren Absorber-Systemen und den in der Diplomarbeit verwendeten Absorber-Modul	18
3 Messstands Aufbau vor der Optimierung	21
3.1 Einleitung	21
3.2 Beschreibung des Messstands und des Standorts	21
3.3 Aufbau des Messstands	21
3.4 Funktionsweise des Messstands	24
3.5 Bisherige Ergebnisse	24
4 Messstands Umbau	26
4.1 Einleitung	26
4.2 Regelung des Fluid Kreislaufes	26
4.3 Der hydraulische Kreislauf der Versuchsanlage	29

4.4 Das elektrische System der Versuchsanlage	29
4.5 Umrechnung der gezählten Impulse in den Volumenstrom	30
4.6 Details zur Montage und die Probleme beim Umbau der Anlage	30
5 Physikalische Grundlagen eines vertikal ausgerichteten unabgedeckten quadratischen solaren Absorbers	33
5.1 Einleitung	33
5.2 Konvektion	33
5.3 Strahlung	37
5.4 Wärmeleitung	40
6. Aufstellen der Simulationsgleichungen	43
6.1 Grundgleichung für Flachkollektoren (Energiebilanz)	43
6.2 Reale Modulgeometrie	44
6.3 Vereinfachte Modul Geometrie	44
6.4 Materialspezifische Kenngrößen	45
6.5 Modelle	46
6.6 Funktionsweise der Simulation und Festlegung des maximalen Zeitschrittes	47
6.7 Formulierung der Simulations-Gleichungen	55
7. Simulationsergebnisse	60
7.1 Einleitung	60
7.2 Analyse beider Tage	60
8 Ermittlung der Anlagenleistung aus den Messdaten nach der Optimierung	69
8.1 Einleitung	69
8.2 Messwerte und Berechnung des Wirkungsgrades	69
8.3 Bestimmung von ρ_F und c_F	70
8.4 Auflistungen der Messbereiche und der Messunsicherheiten der verwendeten Sensoren	72
8.5 Fehlerrechnung	73
8.6 Die Ermittlung des Leistungswirkungsgrades an ausgewählten Tagen und graphische Darstellung des Temperaturverlaufs	75

9 Gegenüberstellung Simulationsmodell/Messdaten	81
10 Ermittlung des Jahres-Wirkungsgrades in Abhängigkeit des Nutztemperaturniveaus mittels der Simulation (Standort Mauerbach)	84
10.1 Vorhandene Messdaten	84
10.2 Ergänzung der Messdaten	85
10.3 Berechnung der thermischen Energieabgabe während eines Jahres und des Jahres-Wirkungsgrades vom Neuhauser-Gesteinsabsorber	88
10.4 Berechnung der Gesteinsabsorber-Fläche, um in der Heizperiode 50% der benötigten Heizleistung durch eine Gesteins-Fassaden-Anlage zu generieren	90
11 Ermittlung des Jahres-Wirkungsgrades vom Neuhauser-Gesteinsabsorber in Abhängigkeit des Breitengrades bei konstantem Nutztemperaturniveau mittels der Simulation	91
11.1 Jahres-Wirkungsgrades und die gesamte thermischen Fluid-Energieabgabe für Rom	91
11.2 Jahres-Wirkungsgrades und die gesamte thermischen Fluid-Energieabgabe für Stockholm	91
12 Ausblick	94
12.1 Dämmung	94
12.2 Wärmepumpe in Kombination mit der Fassadenwärmeumwandlungsanlage	94
13 Zusammenfassung	95
14 Quellenverzeichnis	99

1 Einleitung

1.1 Der CO₂ Anstieg in der Atmosphäre

Im Zeitraum zwischen 1971 und 2011 hat sich der jährliche CO₂ Ausstoß von 15628 Mt (Megatonnen) auf 31342 Mt mehr als verdoppelt [1]. In den wirtschaftlich aufstrebenden Volkswirtschaften wie China und Indien stieg der Energieverbrauch pro Kopf und Jahr beträchtlich an. Das Fahrrad wird durch ein Moped oder ein Auto ersetzt und neue Fabriken werden gebaut und in Betrieb genommen. Ursache dieses Trends sind die ständig steigenden Löhne in diesen Schwellenländern. In China z.B. erhöhte sich der Mindestlohn zwischen 1995 und 2011 um etwa 200% [2].

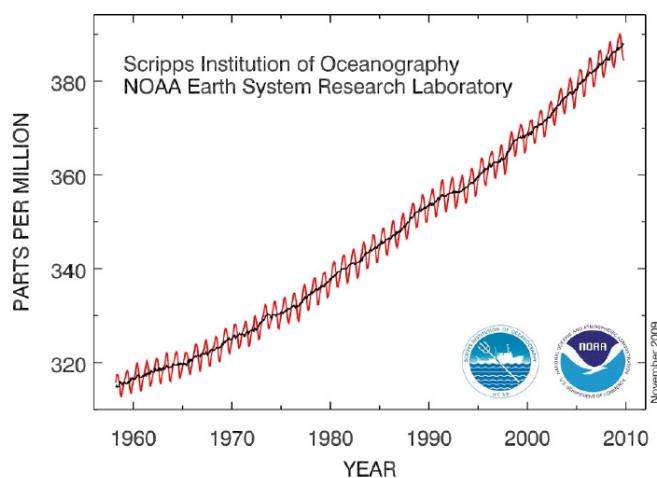


Abb. 1 [3]: Der CO₂ Anstieg am Mauna Loa in Hawaii über eine Zeitdauer von 50 Jahren wird in diesem Graphen dargestellt.

Aus Abb. 1 ist ersichtlich, dass der CO₂ Gehalt in der Luft zwischen 1980 und 2009 zumindest linear anstieg [3]. Allgemein wird angenommen, dass die ständig steigende CO₂ Konzentration die Hauptursache für den globalen Temperaturanstieg von 0,16 K pro Dekade ist. Um die gesamte vom Menschen induzierte globale Erwärmung unter 2°C zu halten dürfen maximal 450 ppm (parts per million) CO₂ in der Luft vorhanden sein [4].

1.2 Maßnahmen gegen diesen CO₂ Anstieg

1. CCS (Carbon Dioxide Capture and Storage)-Technologie

Verbrennungskraftwerke verursachen einen Großteil der gesamten CO₂ Emission. Daher hat man Methoden entwickelt, um das gasförmige CO₂, welches sonst ungehindert in die Atmosphäre gelangt, abzuscheiden und unter die Erde in Hohlräume einzulagern. Zurzeit wird dieses Konzept in Pilotanlagen getestet. Es haben sich 3 Verfahren etabliert, wobei in jedem dieser Verfahren ein elektrischer Wirkungsgradverlust von bis zu 30% durch eine CO₂ Abscheidung entsteht [5].

2. Nutzung CO₂ neutraler Energiequellen

Zu diesen Energiequellen zählen Wind, Biomasse, Photovoltaik (PV), Solarthermie, Atomenergie, Geothermie...

1.3 Thema der Arbeit und Aufgabenstellung

In Österreich wird etwa ein Drittel des Primärenergieverbrauchs zum Raumheizen und zur Warmwasserbereitstellung benötigt [4]. Mehr als 47% der benötigten Primärenergie des Raumheiz-Sektors werden durch fossile Brennstoffe gedeckt [6]. Dächer mit PV-Module oder Solarthermie-Module gibt es schon zu genüge, jedoch die Sonnenenergie, die auf Hausfassaden auftrifft wird heutzutage noch kaum zum Heizen verwendet. Die zusätzlich in Wärme umgewandelte solare Energie könnte den jährlichen Verbrauch von fossilen Brennstoffen senken. Deshalb möchte ich in dieser Arbeit vertikal angebrachte Gesteins-Absorber untersuchen und dabei folgende Fragen ausführlich beantworten können:

1. *Wie groß ist der Wirkungsgrad und der jährliche Energieertrag von unabgedeckten Gesteins-Absorbern auf Fassaden in Abhängigkeit des Nutztemperaturniveaus?*
2. *Wie ändert sich dieser Energieertrag von vertikal montierten Gesteins-Absorbern in Abhängigkeit vom Breitengrad?*
3. *Welche Kollektorfläche ist erforderlich, um während der Heizperiode 50 % der Wärmemenge zu generieren, die ein Einfamilienhaus zum Heizen zu benötigt?*

Funktionsweise von Fassaden-Absorbern: Durch den solaren Energieeintrag auf Fassaden werden sich Flächen, welche einen hohen Absorptionskoeffizienten aufweisen, stark aufheizen. An der Rückseite des Absorbers ist eine Rohrschlange angebracht, durch die eine Flüssigkeit strömt. Dadurch wird der Absorber abgekühlt und das Temperaturniveau der Flüssigkeit wird angehoben. Aus dem Volumenstrom durch die Rohrschlange und der Temperaturdifferenz des Fluids vor und nach der Rohrschlange kann die zu Heizzwecken zur Verfügung stehende Wärme berechnet werden.

Die Aufgabenstellung ergibt sich unmittelbar aus der Beantwortung obiger Fragen.

Aufgabenstellung: Im ersten Schritt soll eine Volumenstrom-Regelung an einer bereits bestehenden Anlage entworfen und eingebaut werden, mit dem Ziel, dass sich eine konstante Fluidtemperatur einstellen lässt. Fließt zu wenig Volumenstrom durch die Rohrschlange erhitzt sich die Absorberoberfläche stärker als zu Heizzwecken benötigt und es entsteht ein Wirkungsgradverlust (Wärmeleitung, Wärmetransport durch Konvektion und Abstrahlung des Absorbers steigen mit der Plattenoberflächentemperatur). Bei einem zu großen Volumenstrom erhöht sich zwar der Wirkungsgrad, jedoch das angestrebte Nutztemperaturniveau kann nicht mehr erreicht werden, und man benötigt zusätzliche eine Energiequelle. Um den Energieertrag eines Fassaden-Absorbers in verschiedenen Breitengraden abschätzen zu können wird eine Simulation erstellt. Die Validierung des Simulationsmodells wird durch Vergleich der Messwerte mit den Simulationswerten am bestehenden Messstand vorgenommen. Die Frage nach der Anlagenfläche wird auch mit Hilfe der Simulation beantwortet.

1.4 Weiterführende Überlegungen zu Fassaden-Absorbern

1.4.1 Veränderung der Fassadenfläche durch Variation der Gebäudehöhe

Während die Dachfläche nahezu unabhängig von der Geschoßanzahl ist, wächst die Fassadenfläche linear mit der Höhe des Gebäudes an (vgl. Abb. 2). Die heute noch ungenutzten Fassadenflächen könnten in Zukunft mit Solarthermie-Module oder sehr dunklen Gesteinsplatten (Gesteinsabsorber) belegt werden. Dunkle Flächen absorbieren einen höheren Anteil der einfallenden solaren Strahlung als helle Flächen. Dadurch heizen sich dunkle Absorber stärker auf als helle. Mit diesem Konzept soll es dann möglich sein Heizkosten zu sparen.

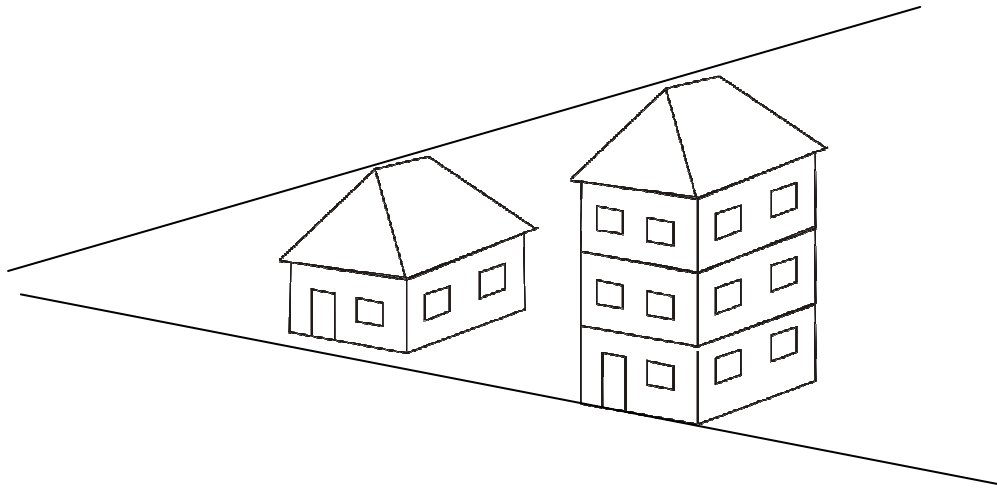


Abb. 2: Lineares Ansteigen der Fassadenfläche mit der Gebäudehöhe (Gegenüberstellung der Fassadenfläche von einem Einfamilienhaus – mit einem 3-geschossigen Mehrfamilienhaus)

1.4.2 Einschränkungen

Haben Hochhäuser einen geringen gegenseitigen Abstand, so kann nur ein Teil der Fassaden-Flächen genutzt werden, da eine gegenseitige Abschattung stattfindet, siehe Abb. 3 und Abb. 4 [7]. Es ist daher von größter Wichtigkeit, vor der Installation einer Fassadenwärmeeumwandlungsanlage, ein potientes Gebäude auf Abschattungsflächen zu überprüfen.

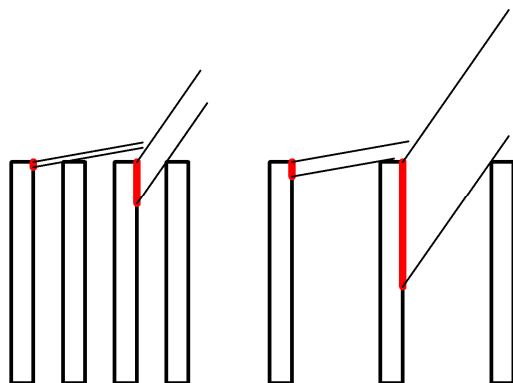


Abb. 3: Diese Abbildung zeigt die Abschattung von Hochhäusern mit geringem und großem gegenseitigen Abstand bei Sonneneinfallswinkeln von 10° bzw. 55° gegen die Horizontale in 1-d. Die roten Linien kennzeichnen dabei die Gebäudeoberflächen, welche von der Sonnenstrahlung direkt getroffen werden.

Mit Hilfe der Abb. 3 kann man leicht erkennen, dass es bei sehr dichter Bauweise sinnvoll ist, nur das oberste Drittel od. Viertel der Fassadenfläche für solare Wärmeumwandlung zu nutzen.



Abb. 4 [7]: Ein Beispiel für extrem dichte Bauweise von Hochhäusern ist die Skyline von New York City. Vor der Anbringung von Fassaden-Absorbern müssen diese gegenseitigen Abschattungsverluste quantifiziert werden.

1.5 Etablierte, kommerziell eingesetzte Dach- und Fassadensysteme zur solaren Wärme- und elektischen Energieproduktion

Trifft nun solare Strahlung auf ein Gebäude auf, so kann diese in Wärme oder elektrische Energie umgewandelt werden, siehe Abb. 5. Passive Solare-Systeme sind dadurch charakterisiert, dass sie die auftreffende solare Energie durch die Gebäudehülle transferrieren [8]. Die Wärmespeicherung findet in den Gebäudeteilen statt [8]. Im Gegensatz zu passiven solar-thermischen-Systemen wird bei aktiven solar-thermischen-Systemen die absorbierte Energie auf ein Trägermedium übertragen (z.B. Wasser, Luft). Die aktiven Systeme teilt man in Solarthermie-Kollektoren, Kombimodule und PV-Module ein. Ein Kombimodul wandelt den solaren Energieeintrag sowohl in elektrische Energie als auch in nutzbare Wärme um. Die in der Praxis etablierten passiven System sind: die transparente Wärmedämmung (TWD) und die Solarwand (Abb. 5). Neben den aktiven- und passiven Systemen gibt es im Gebäude integrierte latent Wärmespeicher, welche Wärme meist kurzzeitig zwischenspeichern. Diese Wärme wird zeitversetzt wieder abgegeben, siehe Kapitel 1.5.2. In diesem Unterkapitel werden die verschiedenen Möglichkeiten der solaren Energienutzung dargestellt, da das Kapitel 2 auf den hier vorgestellten Konzepten und Kollektor-Typen aufbaut.

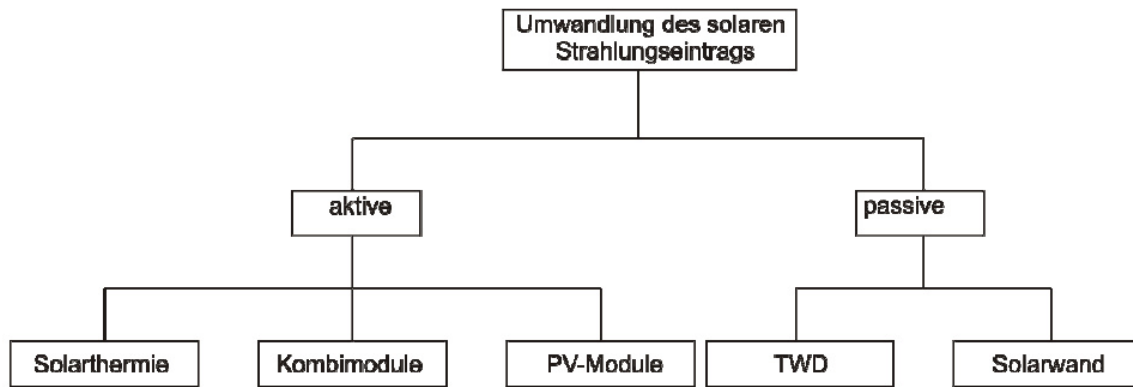


Abb. 5 Möglichkeiten zur Nutzung der solaren Strahlung in Gebäuden

1.5.1 Aktive Systeme

1.5.1.1 Solarthermie

Einen Überblick der eingesetzten Solarthermie-Kollektoren in und auf Gebäuden gibt die Abb. 6. Der Anteil der Vakuumröhrenkollektoren an den neu installierten abgedeckten Solarthermie-Absorbern beträgt in Deutschland weniger als 20% und zwar unabhängig vom Jahr (Zeitraum von 1996 bis 2008) [9]. Der Grund dafür ist, dass der Herstellungsaufwand von Vakuumröhrenkollektoren sehr groß ist, siehe Tab. 1 [10]. Daher ist ein solcher Kollektor auch teuer. Da aus heutiger Sicht die Flachkollektoren gegenüber den Vakuumröhrenkollektoren dominant sind, werden nur Flachkollektor-Systeme genauer betrachtet.

Der ungedeckte Schwimmbadabsorber ist ein Einfachabsorber, der eine beinahe schwarze Oberfläche aufweist. Desweiteren fehlt bei diesem Kollektortyp eine transparente Wärmedämmung. Diese Dämmung benötigt der Schwimmbadabsorber nicht, da dieser nur im Sommer (zum direkten Aufheizen vom Badewasser) betrieben wird.

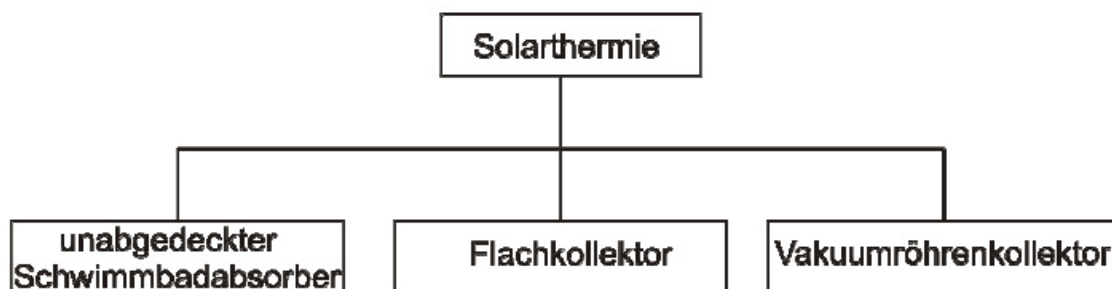


Abb. 6: Überblick der häufig verwendeten Solarthermie-Kollektoren in oder auf Gebäuden

Tab. 1 [10]: Kennwerte nicht strahlungskonzentrierender Kollektortypen (Stand 1993)

	Optischer Wirkungsgrad	Thermischer Verlustfaktor in $W/(m^2 K)$	Typ. Temperaturbereich ^a in $^{\circ}C$	Aufwand für Herstellung	Typische Anwendung
Einfachabsorber ^b	0,92	12 – 17	0 – 30	klein	FB
Flachkollektor 1 ^c	0,80 – 0,85	5 – 7	20 – 80	mittel	WW
Flachkollektor 2 ^d	0,65 – 0,70	4 – 6	20 – 80	mittel	WW
Flachkollektor 3 ^e	0,75 – 0,81	3,0 – 4,0	20 – 80	mittel	WW, RH
Vakuum-Flachkollektor	0,72 – 0,80	2,4 – 2,8	50 – 120	groß	WW, RH, PW
Vakuum-Röhrenkollektor	0,64 – 0,80	1,5 – 2,0	50 – 120	sehr groß	WW, RH, PW
Speicherkollektor ^f	ca. 0,55	0,55	20 – 70	sehr groß	WW

FB Freibad; WW Trinkwarmwasser; RH Raumheizung; PW Prozesswärme; ^a mittlere Arbeitstemperaturen; ^b schwarz, nicht selektiv, nicht abgedeckt; ^c nicht selektiver Absorber, einfache Abdeckung; ^d nicht selektiver Absorber, zweifache Abdeckung aus Glas und Unterspannfolie; ^e selektiver Absorber, einfache Abdeckung; ^f Prototyp ISE.

1.5.1.1.1 Flachkollektor

Der Flachkollektor wandelt die solare Strahlungsintensität in Wärme um und erhitzt das Trägermedium, welches durch ein hinter dem Absorber angebrachtes Rohrsystem gepumpt wird, bis auf 80 $^{\circ}C$, siehe Tab. 1[10]. Dieser Kollektor-Typ ist aus folgenden Bestandteilen aufgebaut, dargestellt in Abb. 7 [11].

1. Solarsicherheitsglas: Diese Komponente senkt sowohl den optischen Wirkungsgrad (vgl. Tab. 1[10], der Einfachabsorber hat den höchsten optischen Wirkungsgrad), als auch den thermischen Verlustfaktor. Da bei höherer Temperaturdifferenz zwischen Absorber und der Umgebung die Verluste durch Konvektion dominieren wird durch das Solarglas insgesamt nicht nur der Wirkungsgrad erhöht, sondern auch höhere Absorbertemperaturen überhaupt erst erreicht. Außerdem schützt dieser Bauteil die selektive Beschichtung des Absorbers vor extremen Wettereinflüssen (Hagel, Frost, Stürmen...). Das Solarsicherheitsglas kann an der Innenseite noch mit einer IR-Reflexionsbeschichtung versehen werden.
2. Flächenabsorber: Dieser hat die Aufgabe, das kurzwellige solare Spektrum (Wellenlängen < 2500 nm) möglichst gut zu absorbieren, und im Wellenlängenbereich >> 3000 nm möglichst wenig zu emittieren. Um diese Eigenschaft zu erreichen, wird auf der Absorberoberfläche eine wellenlängen selektive Beschichtung angebracht. Die absorbierte Strahlungsenergie wird in Wärme umgewandelt und erhitzt das Trägermedium.
3. Rohrnetz: Durch diese Komponente wird das Trägermedium gepumpt. Am Wärmeträgereintritt gelangt das kühle Fluid in den Absorber und wird auf den Weg durch den Absorber stetig erhitzt.
4. Wärmedämmung: Zwischen dem Rohrnetz und der Rückwand eines Flachkollektors ist eine Wärmedämmung angebracht, welche den Wärmetransport vom Kollektor an die Umgebung bei hohen Betriebstemperaturen erheblich reduziert. Zudem wird die thermische Zersetzung von angrenzenden Bauteilen aus Holz oder Kunststoff vermieden. Der Flachkollektor kann nämlich ohne Fluiddurchfluss bis zu 210 $^{\circ}C$ erreichen [12].
5. Rückwand: Die Rückwand und der Rahmen verleihen dem Kollektor Stabilität bei starkem Wind. An den Ecken des Kollektorrahmens wird das Sloarthermie-Modul montiert.

Der Raum zwischen Absorber und Solarsicherheitsglas ist belüftet.

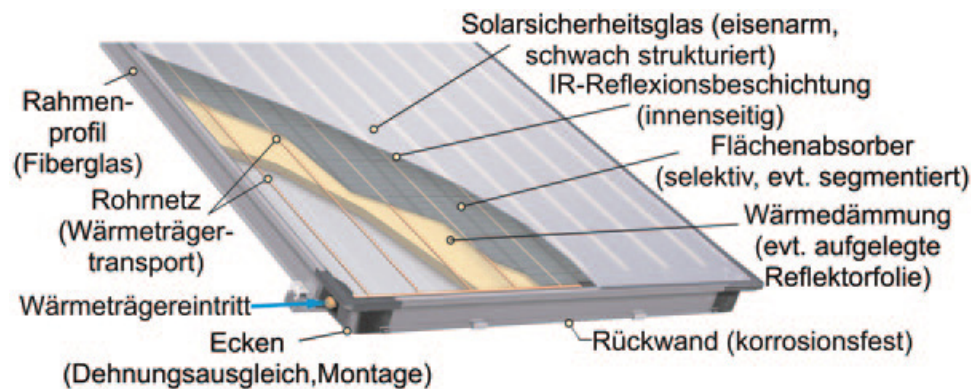


Abb. 7 [11]: Aufbau eines Flachkollektors

1.5.1.2 PV-Module

1.5.1.2.1 Funktion von Solarzellen

Im Prinzip besteht eine Solarzelle aus einem PN-Übergang (Diode), siehe Abb. 8 [13]. Trifft nun das Sonnenlicht auf die Raumladungszone der Solarzelle auf, so muss man 2 Fälle unterscheiden:

1. Fall Kurzwellige Strahlung: Hier reicht die Energie aus, um ein Elektron vom Valenz- ins Leitungsband zu heben. Es kann ein Ladungsträgerpaar entstehen, welches aufgrund der Diffusionsspannung getrennt wird. Sowohl das Loch als auch das Elektron trägt dann zum Stromfluss bei. Ist die Energie des kurzwelligen Photons größer als die Bandlücke, so wird ein Teil dieser Energie in Wärme umgesetzt.
2. Fall Langwellige Strahlung: Diese Photonen können keine Elektronen ins Leitungsband befördern. Statt dessen erhitzen sie das PV-Modul und verschlechtern den Wirkungsgrad.

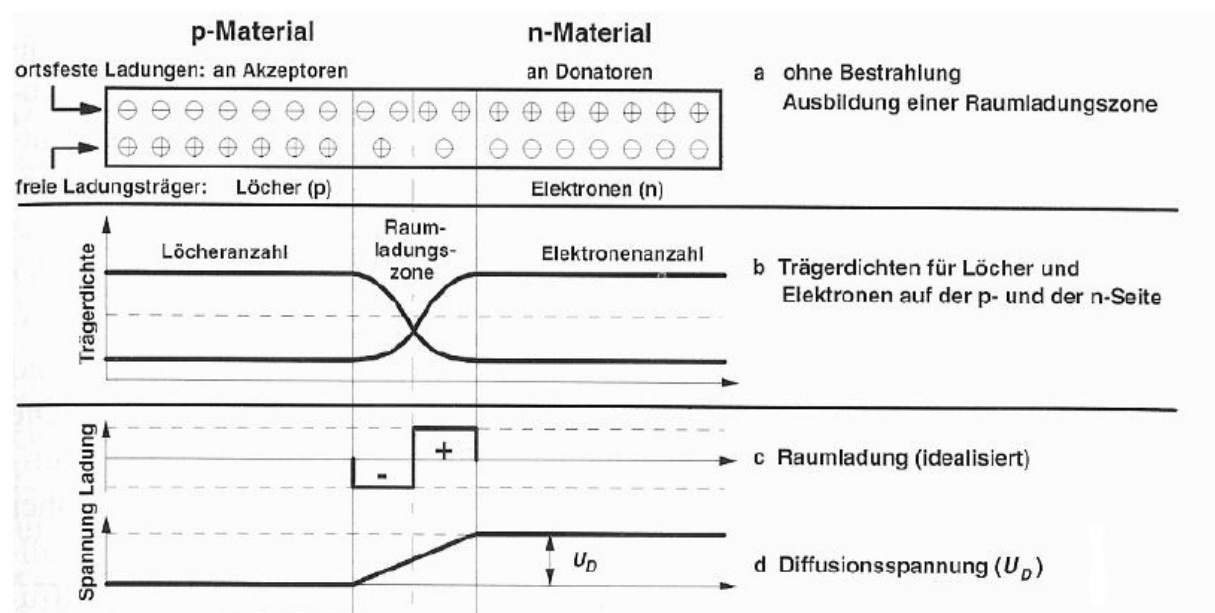


Abb. 8 [13]: Schema eines PN-Übergangs

1.5.1.2.2 Einsatz von PV-Module in der Praxis

Energie- Plus Häuser

In die Fassade ist eine PV-Anlage (Photovoltaik-Anlage) integriert, welche solare Energie ins Netz einspeist (Sommer) (Abb. 9 a [14]). Zusätzlich ist auch auf dem Dach eine PV-Anlage installiert. Im Winter wird bei Bedarf Energie aus dem Netz entnommen. Der Energieüberschuss dieses Einfamilienhauses [14] beläuft sich auf 4000 kWh/a.



Abb. 9 a, b: a.) Energie-Plus Haus mit PV-Fassaden und PV-Dach [14]. Dieses Haus erzeugt einen Energieüberschuss von 4000 kWh pro Jahr (Netzeinspeisung), b.) Aluminiumfenster, Brüstungen mit Sonnenkollektoren, Beschattung mit Photovoltaik-Zellen, Verbandssitz der Tessiner Wirte, Lugano [15]. Klappbare PV-Module spenden bei starker Sonneneinstrahlung nicht nur Schatten sondern sie produzieren auch elektrische Energie.

Nachteile

Bei dichter Bauweise oder wenn sich hohe Bäume in der Nähe des Gebäudes befinden kommt es zur teilweisen Abschattung der Solarkollektoren. Darüber hinaus können heftige Unwetter (z.B. Stürme, Hagel) die große PV-Anlage beschädigen. Die Anzahl solcher Energie-Plus Häuser muss aufgrund der begrenzten Speicherkapazität von Pumpspeicherkraftwerken in Österreich beschränkt werden. Nach [16] beträgt die maximale Energie-Speicherkapazität von den österreichischen Pumpspeicherkraftwerken (PSP) 3 TWh. Die installierte Leistung von PSP beläuft sich auf 3,9 GW [16]. Diese Ressourcen müssen grundsätzlich auf alle zeitweise ins Netz einspeisenden Systeme aufgeteilt werden.

Fassaden mit klappbaren PV-Modulen

Bei Sonnenschein kann man klappbare PV-Module vor Fensterscheiben positionieren um einerseits Energie für Kühlung einzusparen und andererseits die Sonnenenergie zu nutzen, um elektrische Energie zu produzieren (Abb. 9 b [15]).

Vom Prinzip scheint dieses Konzept gut durchdacht zu sein. Bei näherer Betrachtung stellt man jedoch fest, dass es viele bewegliche Teile auf der Fassade bzw. in den Wänden gibt (z.B. Schrittmotoren...), welche hohe Wartungskosten verursachen. Außerdem ist die Steuerung aufwändig und damit fehleranfällig.

1.5.1.3 Kombimodule

Solarzellen können je nach Höhe der am Modul auftreffenden solaren Strahlungsintensität, Montage und Umgebungstemperaturen Oberflächentemperaturen zwischen 60 und 80 °C [17] erreichen. Der Wirkungsgrad von Solarzellen aus einkristallinen Silizium beträgt heutzutage maximal 18% (abgesehen von Laborversuchen, max Wirkungsgrad im Labor: 24,7%) [18]. Daraus folgt, dass ein Großteil der absorbierten solaren Strahlungsintensität eine Erhöhung der inneren Energie des PV- Moduls bewirkt. Da der elektrische Wirkungsgrad des PV-Moduls mit zunehmender Temperatur sinkt, kann mit Hilfe eines Fluids, welches durch eine Rohrschlinge gepumpt (Abb. 10, Darstellung links oben) wird, das PV-Modul gekühlt werden. Die im PV-Modul umgewandelte Wärme wird an das Fluid abgegeben und diese im Trägermedium gespeicherte Wärme kann genutzt werden. Dies ist das Funktionsprinzip von PV/T- bzw. Kombi-Module. Die Abb. 10 [18] zeigt die verschiedenen Ausführungen von PV/T Hybridkollektoren.

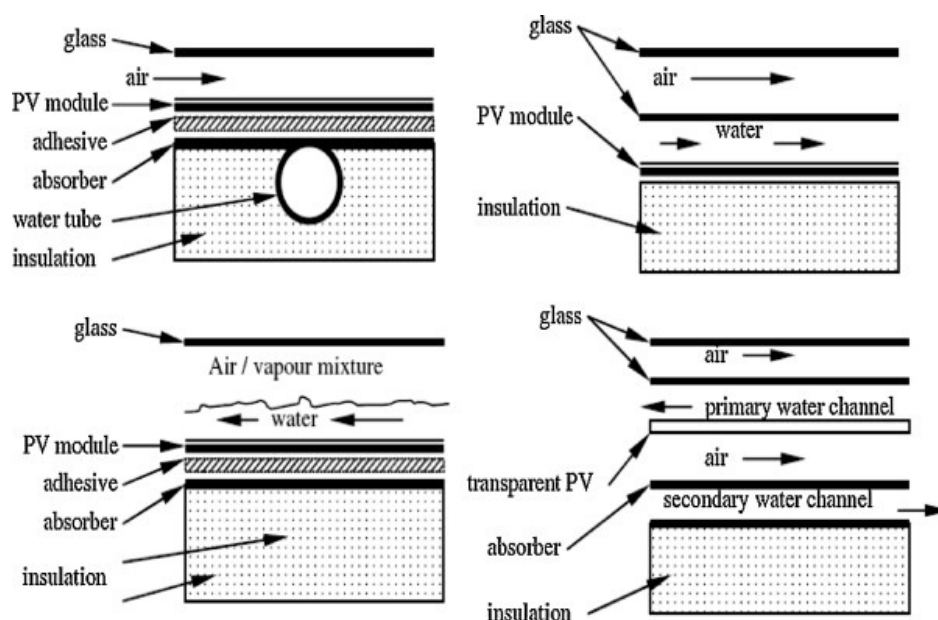


Abb. 10 Schematische Darstellung von PV/T Kombimodulen [18]

Nachteile: fixes Verhältnis von Solarthermie und Photovoltaik, teuer

Vorteile: effiziente Nutzung der Sonnenenergie

1.5.2 Phase Change Material (PCM)

Da sich die Temperatur während eines Phasenübergangs nicht ändert, können Phasenumwandlungen (z.B. fest/flüssig) dazu genutzt werden, um in Gebäuden die Temperaturschwankungen z.B. zwischen Tag und Nacht zu verringern, siehe Abb. 11 [20]. Die Tab. 2 [19] zeigt die Umwandlungsenthalpien und Phasenumwandlungstemperaturen von eingesetzten Stoffen in Latent-Wärmespeichern.

Tab. 2 [19]: Umwandlungsenthalpien und Phasenumwandlungstemperaturen von ausgewählten Paraffinen

Stoff	Schmelzpunkt [°C]	Speichervermögen [MJ/t]	Dichte (fest, 20 °C) [kg/m ³]
Paraffin C14	4,5	165	-
Paraffin C16	18	236	-
Paraffin C18	28	244	774
Paraffin C16-C28	42-44	189	910
Paraffin C20-C33	48-50	189	912
Paraffin C22-C45	58-60	189	920
Paraffin C21-C50	66-68	189	930

Datum des Tages

26.7.

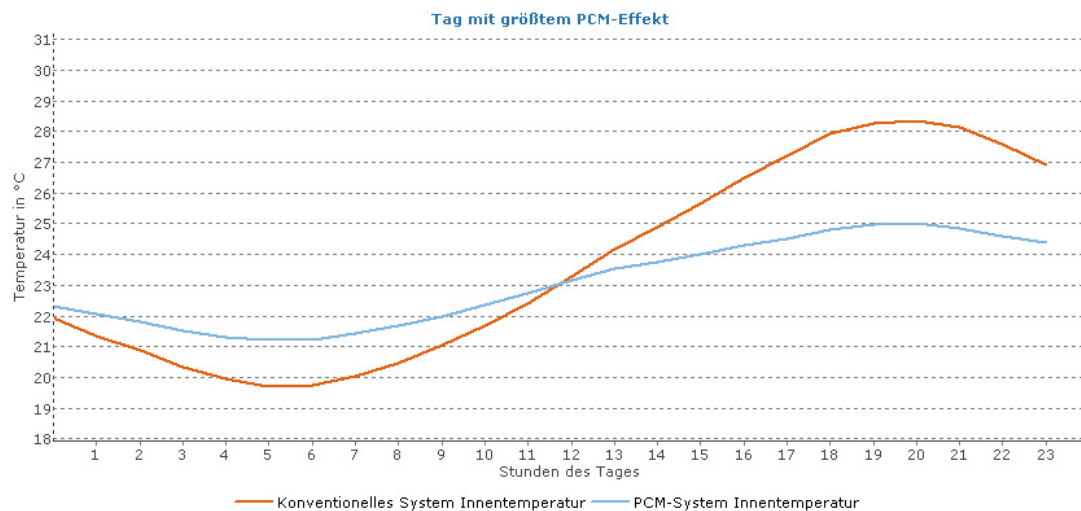


Abb. 11 [20]: In dieser Abbildung wird der Temperaturverlauf einer Hausfassade mit und ohne eingebauten PCM dargestellt. Die Temperaturschwankungen zwischen Tag und Nacht werden mit Hilfe von im Baumaterial integrierten PCM deutlich reduziert.

In Gipsplatten sind kleine PCM-Mikrokapseln eingebaut (Größe ca. 0,005 mm) [20]. Diese Platten werden dann außen unter dem Putz oder an der Innenwand als Verkleidungselement angebracht. Die Sonnenenergie bzw. Wärme wird von diesen Mikrokapseln (vgl. Abb. 12 [20]) absorbiert und ein Teil des PCM-Materials ändert dabei seine Phase. Die Umwandlungsenthalpie des PCM mit Umhüllung beträgt 110 kJ/kg [20]. Die Umhüllung sorgt dafür, dass das PCM im flüssigen Zustand zusammengehalten wird und nicht ausrinnt. Je nach Wahl des PCM ergibt sich eine andere PC-Temperatur, siehe Tab. 2 [19]. Diese ist materialspezifisch und somit fix.

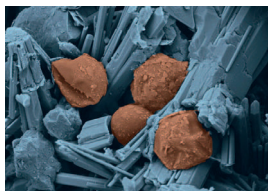


Abb. 12 [20]: Der Einbau von PCM in Gipsplatten. Diese PCM-Mirkokapseln haben einen Durchmesser von 0,005 mm (braune Kugeln).

Die Firma BASF stellt Gipsplatten her mit bis zu 26 Gewichtsprozenten integrierten PCM. Es wurden auch schon im Selbstbau Gipsplatten mit mehr als 44 % eingearbeiteten PCM hergestellt und auch untersucht [21]. Bei einem flächenspezifischen Gewicht von 10 kg/m^2 (Gipsplatte 15 mm nach ÖNORM B 3410:2006 09 01) kann durch den Phasenwechsel bis zu 484 kJ/m^2 gespeichert werden (eingebautes PCM 44 %).

Nachteil: Im Sommer kann es passieren, dass die Nachttemperatur über der Phasenumwandlungstemperatur liegt. Um den Energiespeicher dennoch am nächsten Tag wieder nutzen zu können, muss der Speicher in der Nacht aktiv gekühlt werden. Falls die Gipsplatte durch die Sonnenstrahlung am Vortag so stark erhitzt wurde ($> 35^\circ\text{C}$), dass die Abkühlung in der Nacht nicht ausreicht, um den PC- Speicher zu leeren, ist ebenfalls aktive Kühlung nötig.

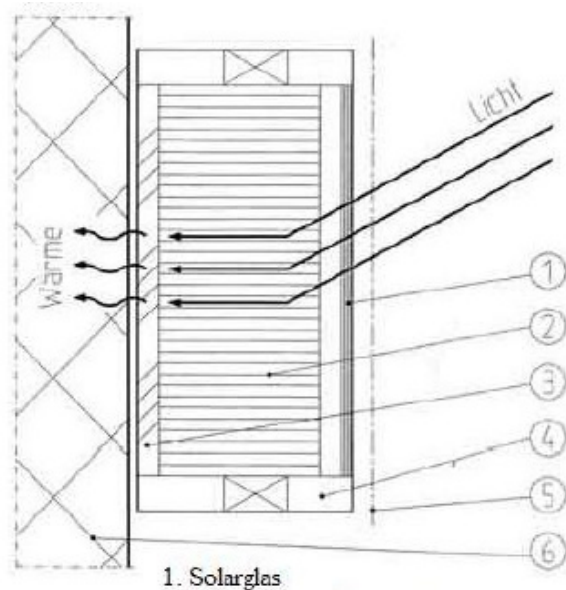
Vorteil: Es wird deutlich weniger Heiz-/Kühlenergie benötigt. Zum aktiven Kühlen kann der billigere Nachtstrom verwendet werden.

1.5.3 Passive Systeme

1.5.3.1 Transparente Wärmedämmung (TWD)

Eine andere Möglichkeit im Winter Heizenergie zu sparen, ist die so genannte transparente Wärmedämmung, siehe Abb. 13 [22]. An der Außenwand wird ein Absorber aufgebracht. Eine lichtdurchlässige, aber wärmeisolierende Schicht wird direkt am Absorber montiert. Als Dämmmaterial werden entweder Glasröhrchen oder Kunststoffwaben eingesetzt. Zwischen Dämmschicht und Umwelt befindet sich ein Solarglas, dessen Aufgabe es ist, einen möglichst hohen Anteil an kurzwelliger Sonnenstrahlung durchzulassen und möglichst viel langwellige Strahlung zu reflektieren (Beschichtung der Glasinnenseite).

Funktionsweise: Im Winter, wenn der Winkel zwischen Fassadenfläche und Lichtstrahl groß ist (maximal ca. 66°), wird viel solare Strahlung transmittiert und wenig reflektiert. Im Sommer hingegen, wenn die Sonne hoch über dem Horizont wandert, trifft der Sonnenstrahl unter einem kleinen Winkel auf die Fassadenfläche auf. Ein größerer Anteil der Strahlung wird dadurch vom Solarglas reflektiert. Das bedeutet, dass im Sommer das Verhältnis zwischen absorbierter Wärmemenge und der eintreffenden Strahlung zwar gegenüber den Wintermonaten im Allgemeinen (Ausnahme, wenn nur diffuse Sonnenstrahlung vorhanden ist, stark bewölkter Tag) sinkt, jedoch wird im Sommer immer noch mehr Strahlungsleistung in Wärme umgewandelt als im Winter, da im Sommer die Zahl der Sonnenstunden je Tag größer ist. Dadurch kann es speziell im Frühling oder im Sommer passieren, dass sich das Gebäude unerwünscht stark aufwärmt.



- 1 Solarglas
- 2 transparente Wärmedämmung
- 3 Absorber
- 4 Aluminiumrahmen, isoliert
- 5 Sonnenschutz
- 6 opake Wand

Abb. 13 [22]: Diese Abbildung zeigt den Aufbau einer transparenten Wärmedämmung. Ein Absorber ist außen an einer Hauswand angebracht. Davor befindet sich eine transparente, isolierende Schicht. Die Sonnenstrahlung erwärmt den Absorber. Durch die Isolation fließt weniger Wärme vom Absorber an die Umgebung ab.

1.5.3.2 Solarwand

Auf eine Wand, welche sich hinter einer Glasscheibe befindet trifft die transmittierte solare Strahlung auf und ein Teil wird in Wärme umgewandelt, siehe Abb. 14 [23]. Im unteren Bild der Abb. 14 [23] kann die von der Solarwand erwärmte Luft aufsteigen (Konvektion) und in den Raum rückströmen.

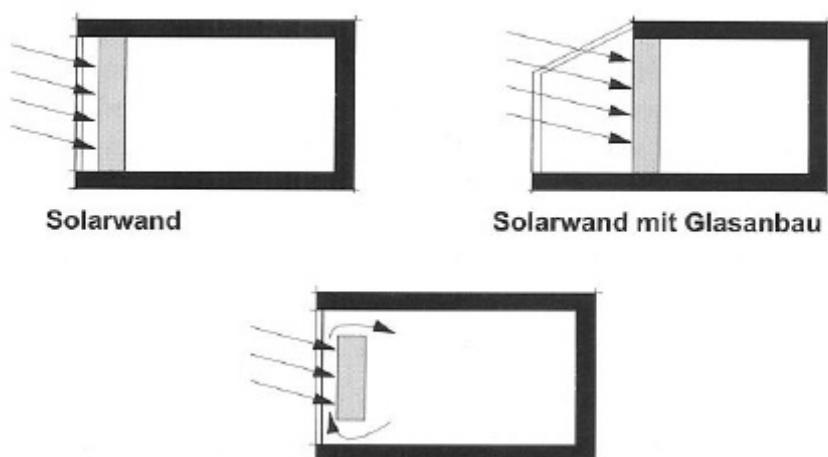


Abb. 14 [23]: Verschiedene Varianten einer Solarwand, Die Solarwand absorbiert hinter einer Glaswand die auftreffende solare Intensität und wird dabei erwärmt. Verwendung: (links oben) Speichern von Wärme in der Solarwand, (rechts oben) Dämmung und Heizungsunterstützung z.B. in Wintergärten, (unten) Wärmespeicherung und Heizungsunterstützung im Wohnbereich (Konvektion)

2 Stand der Technik

2.1 Einleitung

Zuerst wird in diesem Kapitel der Stand der Technik von vertikal montierten Solarthermie-Systemen anhand von Forschungsberichten erhoben. Im Anschluss daran wird der Unterschied zwischen den in den vorliegenden Arbeiten und der Diplomarbeit verwendeten Absorber-Systemen ausführlich erläutert.

2.2 Verbesserungen an Flachkollektoren (Stand 2011)

Laut Bericht [24] entstehen bei einem Flachkollektor (Aufbau eines herkömmlichen Flachkollektors, siehe Kap. 1.5.1.1.1) 85 % der gesamten Wärmeverluste durch frontseitige Wärmeverluste. Die konvektiven Verluste eines Flachkollektors zwischen Absorber und Glaswand können mit Hilfe einer Doppelverglasung, [24], reduziert werden, da die Temperaturdifferenz zwischen Absorber und innerer Glaswand kleiner wird. Der Raum zwischen den beiden Glasscheiben ist mit Argon (Eigenschaften von Argon: hohe Viskosität, geringe Wärmeleitung) gefüllt, um dort die Konvektion zu verringern. Durch die zusätzliche Glasscheibe treten höhere Reflexions- und Transmissionsverluste auf. Um dem entgegenzuwirken sind drei der vier Glasscheibenoberflächen antireflexbeschichtet [24]. Zur Verringerung der Strahlungsverluste zwischen den beiden Glasscheiben ist eine Oberfläche im Zwischenraum mit einer gering emittierenden Beschichtung (low-e) versehen.

Anstatt einer durchlüfteten Glasscheibe gibt es auch Ansätze eine dicke TWD vor den Absorber des Flachkollektors zu platzieren[24]. Dadurch entfallen die konvektiven Verluste an der Absorberoberfläche, jedoch die Transmission sinkt exponentiell mit der Dicke der TWD.

2.3 Kombinationen von Fassadenkollektoren mit PCM (Ansatz, Stand 2006)

Bei Abb. 15 [25] handelt es sich um einen Ansatz eines fassadenintegrierten Kollektorsystems. Auf der Außenwand ist eine TWD angebracht. Die Außenwand dient als Absorber in die eine Kapillarrohrmatte integriert ist. Zwischen Innen- und Außenwand befindet sich eine Vakuum-Isolations-Dämmung. Im Innenputz sind PCM integriert und eine Flächenheizung ist eingearbeitet. Laut Autor soll es mit diesem Konzept möglich sein schon bei geringen Einstrahlungen (50 W/m^2) Außenwand Temperaturen von über 20°C zu erreichen [25]. Bei höheren solaren Strahlungsintensitäten kann das Fluid soweit erwärmt werden, dass dessen Temperatur über der PC-Temperatur liegt. Das vom Absorber erwärmte Fluid wird durch das Rohrsystem der Flächenheizung gepumpt. Der latent Speicher wird beladen. In der Nacht, gibt das PCM die gespeicherte Energie wieder ab. Durch die Vakuum-Isolation wird die Wärmeleitung zwischen Innen- und Außenwand sehr stark gesenkt.

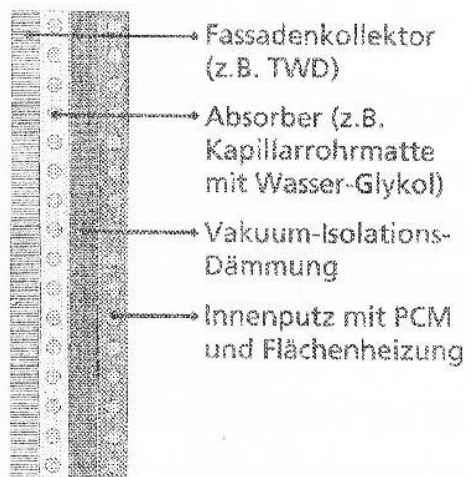


Abb. 15 [25]: Darstellung eines solarthermischen Fassadensystems mit PCM. Mit Hilfe dieses Konzepts soll es möglich sein, schon bei geringen solaren Intensitäten Temperaturen an der Außenwand von über 20 °C zu erreichen.

2.4 Brauchwasservorwärmung mit transparent gedämmten Bauteilen [26] (Stand 1994)

Hinter einer transparenten Wärmedämmung befindet sich ein in einer Betonwand eingebettetes Rohrsystem (vgl. Abb. 16 [26]). Trifft nun die solare Strahlung auf die transparente Wärmedämmung auf, wird ein geringer Teil der Strahlung reflektiert, der Rest der Strahlung wird transmittiert und schließlich von der Betonwand absorbiert. Durch diesen solaren Strahlungseintrag werden die Wand und das Rohrsystem erwärmt. Um zu verhindern, dass in den Sommermonaten eine ungewollt hohe Wandtemperatur erreicht wird, muss ein Fluid auf einem niedrigen Temperaturniveau ($< 25\text{ °C}$) durch die Rohrleitungen gepumpt werden. Das erwärmte Fluid kann zur Brauchwasservorwärmung verwendet werden oder es wird zwischengespeichert.

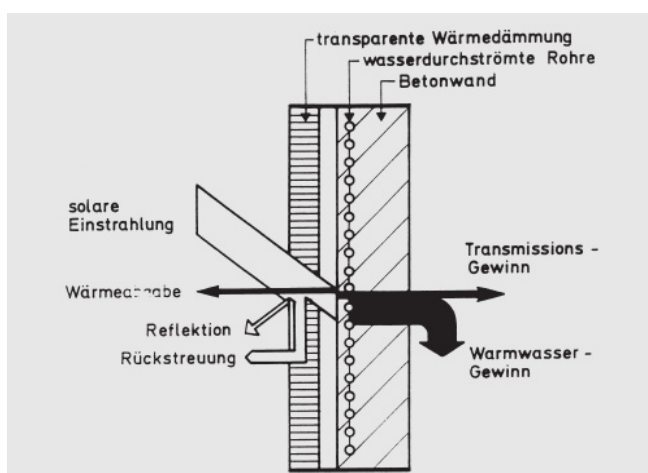


Abb. 16 [26]: Hinter einer transparenten Wärmedämmung befindet sich eine Betonwand, welche als solarer Absorber dient. In dieser Betonwand sind Rohre integriert, durch welche Wasser gepumpt wird. Diese Flüssigkeit wird durch einen solaren Energieeintrag erwärmt.

In den kühlen Jahreszeiten (Spätherbst, Winter) kann dieses System entweder passiv (ohne Fluiddurchfluss) oder mit Fluiddurchfluss betrieben werden, siehe Abb. 17 [26]. Das zwischengespeicherte Wasser, welches sich gegenüber der äußeren Seite der Betonwand auf einem höheren Temperaturniveau befindet, kann dann durch die Rohre gepumpt werden. Im Vergleich zum passiven Betrieb erspart man sich beim wasserdurchströmten Betrieb bis zu 60 W/m^2 Wandfläche an Heizleistung, siehe Abb. 17 [26](unteres Diagramm).

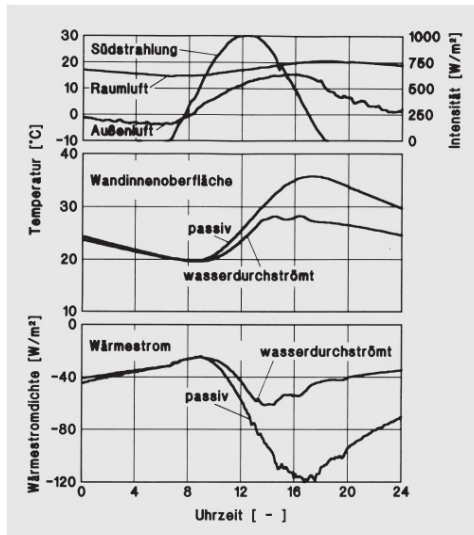


Abb. 17 [26]: Diese Abbildung bezieht sich auf einen transparent wärmedämmten Solarthermie-Absorber (vgl. Abb. 16). Das mittlere Diagramm zeigt die Oberflächentemperatur der Wandinnenseite bei passivem und wasserdurchströmtem Betrieb. Das erwärmte Wasser (wasserdurchströmter Betrieb) wird zwischengespeichert und am Abend vom Speicher in die Rohre gepumpt. Dadurch wird der Wärmeverlust am Abend reduziert (untere Graphik). Das obere Diagramm zeigt die Sonneneinstrahlung, die Raumluft- und die Außentemperaturen.

2.5 Hybrid Transparente Wärmedämmung [27] (Stand 1996)

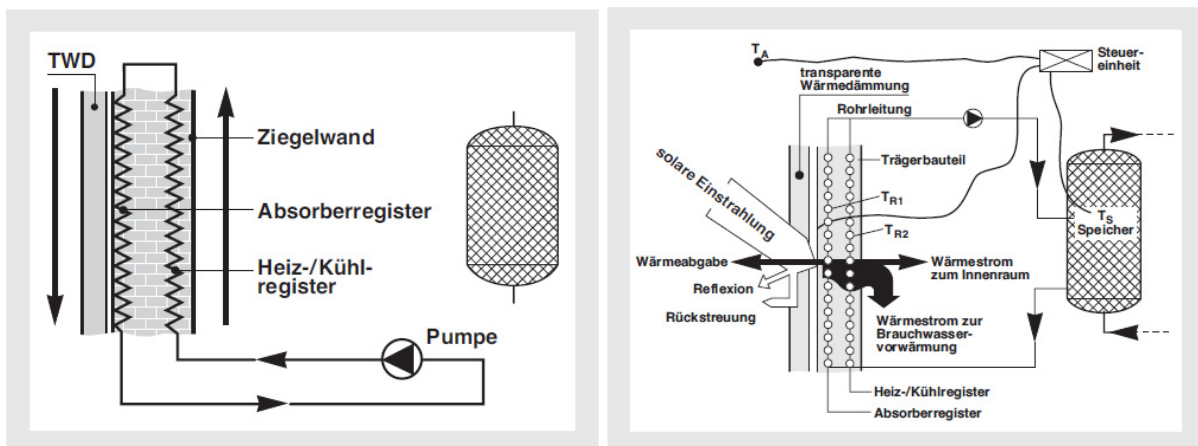


Abb. 18 a, b [27]: a) Diese Darstellung zeigt den grundsätzlichen Aufbau einer Hybrid Transparenten Wärmedämmung. Hinter einer transparenten Wärmedämmung befinden sich zwei Rohrsysteme, welche in einer Ziegelwand integriert sind. Die Ziegelwand fungiert als Absorber, die sich bei auftreffender solarer Strahlung erwärmt. b) In dieser Abbildung werden die Details, wie die Speicherung, die Strahlungsflüsse und die Steuerung des Wasserflusses von einer Hybrid Transparenten Wärmedämmung in den Vordergrund gestellt.

In einer Ziegelwand sind Absorberregister (System von Rohren direkt hinter dem Absorber) und Heiz-/Kühlregister integriert. Der Absorber befindet sich hinter einer transparenten Wärmedämmung. Durch die auf dem Absorber auftreffende solare Strahlung erhöht dieser sein Temperaturniveau und auch die Absorberregister heizen sich auf (vgl. Abb. 18 a, Abb. 18 b) [27].

Die Heiz-/ und Kühlregister sind nahe der Wandinnenseite angebracht. An sonnigen Wintertagen kann man die absorbierte Wärme mit Hilfe eines Fluids, welches in einem geschlossenen Kreislauf gepumpt wird, von dem Absorberregister zu den Heiz-/ und Kühlregister transferieren. Der Vorteil an diesem System ist, dass das auf der innen Seite liegende Heiz-/Kühlregister zusätzlich einen Teil der Ziegelwand als Dämmung nutzt. Bei konstantem Temperaturgradienten benötigt ein weiter innen liegendes Heizregister ein geringeres Temperaturniveau um dieselbe Wärmemenge in den Innenraum zu transportieren wie ein weiter außen liegendes. Es besteht auch die Möglichkeit das erwärmte Fluid zwischenspeichern, um dieses z.B. in der Nacht zur Heizungsunterstützung zu verwenden. Die Entnahme des im Speicher befindlichen vorgewärmten Wassers erfolgt über eine Steuereinheit, siehe Abb. 18 b [27].

2.6 Bauphysikalische Untersuchung an bestehenden fassadenintegrierten Solarthermie-Kollektoren (Stand 2002)

In diesem Bericht [28] werden fassadenintegrierte Absorber zur solaren Wärmeumwandlung in unterschiedlichen Bauten untersucht. Laut Verfasser dieser Arbeit sind die in Abb. 19 [28] und Abb. 20 [28] skizzierten Absorber-Aufbauten nicht überholt, sondern entsprechen dem aktuellen Stand der Technik. Grundsätzlich gibt es zwei verschiedene Systeme, welche sich in der Praxis etabliert haben:

1. Absorber mit Hinterlüftung, siehe Abb. 19 [28]
2. Absorber ohne Hinterlüftung, siehe Abb. 20 [28]

In diesem Bericht werden nur Systeme ohne Hinterlüftung auf bauphysikalische Mängel untersucht und Schwachstellen aufgezeigt.

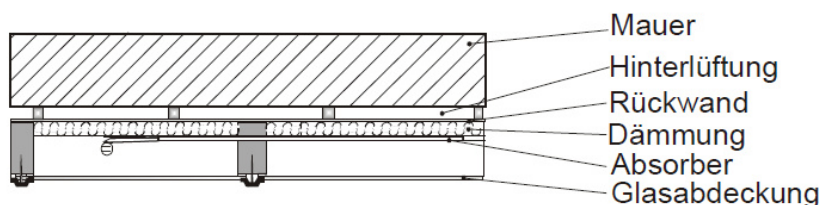


Abb. 19 [28]: solarthermischer Absorber mit Hinterlüftung (das Rohrsystem indem das Fluid erwärmt bzw. gekühlt wird ist nicht eingezeichnet)

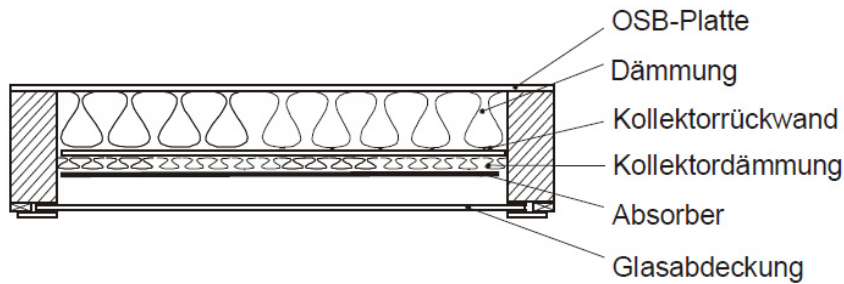


Abb. 20 [28]: solarthermischer Absorber ohne Hinterlüftung (das Rohrsystem indem das Fluid erwärmt bzw. gekühlt wird ist nicht eingezeichnet), OSB-Platte (engl. Oriented Strand Board) ist eine Grobspanplatte

Die Mängel sind unter anderem:

1. Ein massiver Insekteneinschluss zwischen Glasabdeckung und Absorber, siehe Abb. 21 [28]. Zur Belüftung eines Flachkollektors sind normalerweise im Kollektorgehäuse kleine Öffnungen vorhanden. Diese Öffnungen sollten mit einem Fließ abgedeckt werden um die Kollektoratmung zu ermöglichen und das Eindringen von Insekten zu verhindern [28]. Dieses Fließ wurde bei der Auslieferung vergessen.
2. Wärmebrücken, welche durch die Befestigung des Absorbers entstehen
3. Schädigung der Kollektormaterialien (z.B. Holz) aufgrund von Kondenswasser- Bildung. Zur Bildung von Kondenswasser kann es bei lang anhaltenden Nebelperioden kommen [28].

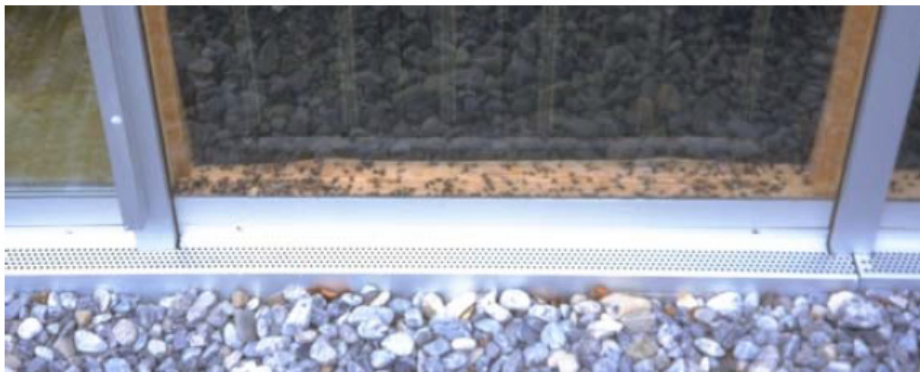


Abb. 21 [28]: fassadenintegrierter Kollektor mit massivem Insekteneinschluss zwischen Absorber und Glasplatte

2.7 Unterschiede zwischen den in den Unterabschnitten 2.2 bis 2.6 beschriebenen solaren Absorber-Systemen und den in der Diplomarbeit verwendeten Absorber-Modul

2.7.1 Schematische Darstellung und Beschreibung des Modul-Aufbaus bei diesem Projekt

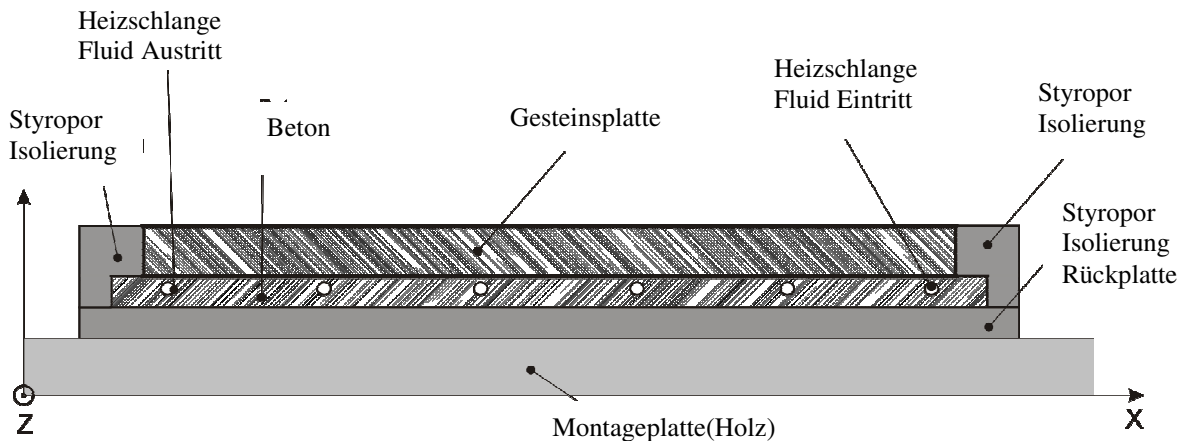


Abb. 22: Diese Abbildung veranschaulicht den Aufbau des in dieser Arbeit verwendeten Gestein-Kollektors. Der Absorber (Gesteinsplatte) verfügt über keine transparente Wärmedämmung und ist sowohl seitlich als auch hinten von einer Isolierung umgeben. Hinter dem Absorber befindet sich eine Betonschicht, in der eine Rohrschlange eingebettet ist.

Dieses Modul (vgl. Abb. 22) ist nicht fassadenintegriert, sondern wird direkt auf die Gebäudemauer montiert. Als Absorbermaterial dient eine 3 cm dicke Granitplatte. Die Gesteinsplatte steht in direktem Kontakt mit der Umwelt. Aufgrund einer fehlenden transparenten Wärmedämmung kommt es zu einem starken konvektiven Wärmetransport, und somit zu einem Wirkungsgradverlust. Hinter dem Gesteinsabsorber ist eine Rohrschlange in einer Betonschicht integriert. Sowohl die Rückseite des Moduls als auch dessen Seitenflächen sind von einer 2 cm Dicken Dämmschicht aus Styropor umgeben. Auf einer Holzwand, welche die Gebäudemauer bei diesem Messstand imitiert, ist das Absorber-Modul fixiert. Bei einem solaren Strahlungseintrag erwärmt der Absorber die in der Heizschlange gepumpte Flüssigkeit. Eine Regelung sorgt dafür, dass das Temperaturniveau der Flüssigkeit nach dem Passieren der Heizschlange einstellbar aber konstant gehalten wird.

2.7.2 Funktionaler Vergleich der oben beschriebenen Systeme

Die Systeme, siehe Abb. 16 [26] und Abb. 18 [27], benötigen im Sommer und Frühling bei starker solarer Einstrahlung ein kaltes Wasser-Reservoir um ungewollt hohe Wandtemperaturen zu vermeiden, da sich keine isolierende Schicht zwischen den Rohrsystemen und den Wänden befindet. Im Winter hingegen wird die Wärme durch die transparente Dämmung an der Vorderseite der Absorber effizient zurückgehalten und es wird nur ein geringer Anteil der Wärme an die Umgebung abgeführt. Dadurch reichen schon wenige Sonnenstunden aus, um nutzbare Wärme aus dem Absorber zu generieren. Das fassadenintegrierte Absorbermodul, siehe Abb. 20 [28], beinhaltet zwischen dem Absorber und der Glasabdeckung eine Luftschicht. Aufgrund der Temperaturdifferenz zwischen diesen beiden Flächen kommt es zu einer konvektiven Strömung der eingeschlossenen Luftmasse.

Durch diesen Effekt wird die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Flächen geringer und es wird effizient Wärme von dem Absorber in Richtung Glasabdeckung abtransportiert. Der Vorteil der Glasscheibe besteht darin, dass die Windgeschwindigkeit keinen nennenswerten Einfluss auf den Kollektor-Wärmewirkungsgrad hat. Der unabgedeckte Gesteins-Absorber siehe Abb. 22 ist von der Funktion sehr ähnlich einem unabgedeckten Schwimmbadabsorber (siehe Abb. 23 [29]). Aufgrund der fehlenden transparenten Dämmung kann der Schwimmbadabsorber nur bei einer geringen Temperaturdifferenz zwischen Absorberoberfläche und Umgebungsluft effizient betrieben werden, siehe Abb. 24 [30]. In Abb. 24 [30] sind die Wirkungsgrade verschiedener Solarthermie-Kollektoren in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen dem erwärmten Fluid und der Lufttemperatur nach **DIN EN 12975** dargestellt. Nach dieser Norm wird der Kollektorstandardsgrad bei einer Gesamteinstrahlungsleistung G ($G = 1000 \text{ W/m}^2$ bei graphischer Darstellung) und einer empfohlenen Windgeschwindigkeit von 3 m/s parallel zur Kollektoroberfläche bestimmt. Der Kollektorstandardsgrad hängt nach (1) von den Parametern η_0 , a_1 und a_2 ab, welche wiederum vom betrachteten Kollektor (Typ und Ausführung) abhängen. Mit Hilfe von (1) erhält man die Kollektorstandardsgrad-Kennlinie im stationären Fall. Folgende Bedingungen müssen erfüllt sein, um (1) anwenden zu dürfen:

1. nahezu senkrechter Einfall der solaren Strahlung auf die Absorberebene
2. Messperiode im stationären Zustand ca. 10 min
3. bevor die Messung beginnt muss der Kollektor je Messpunkt ca. 15 min im stationären Zustand gewesen sein (Temperatur, Einstrahlung, dürfen während der Messperiode nur in sehr engen Bereichen variieren)
4. der diffuse Anteil der auftreffenden Strahlung soll gegenüber dem direkten Anteil gering sein

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{t_m - t_a}{G} - a_2 G \left(\frac{t_m - t_a}{G} \right)^2 \quad (1)$$

t_m	mittlere Fluidtemperatur im Kollektor in K
t_a	Lufttemperatur in K
G	einfallende Strahlungsintensität in W/m^2
η_0, a_1, a_2	vom Kollektor abhängige Parameter
η	Wirkungsgrad

Aus dem indirekt aus Messungen bestimmten Parameter η , der gemessenen Temperaturdifferenz ($t_m - t_a$) und der gemessenen Strahlungsintensität G können mit Hilfe der Methode der Kleinsten Fehlerquadrate die Parameter η_0 , a_1 und a_2 bestimmt werden.

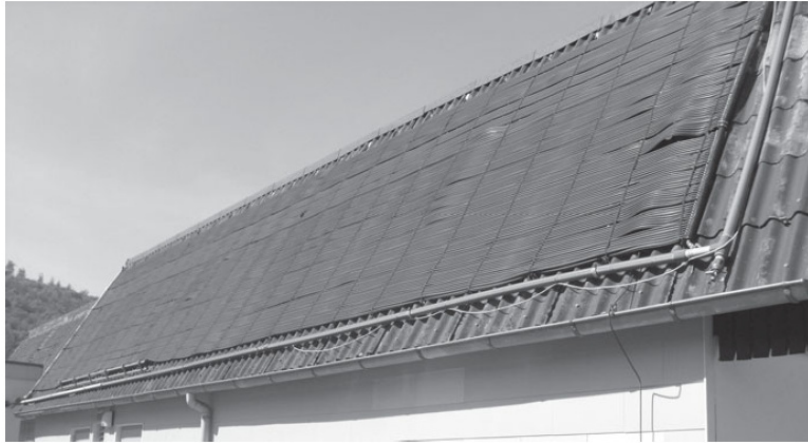


Abb. 23 [29]: ungedeckter Schwimmbadabsorber zur direkten Erwärmung des Badewassers (nur Sommerbetrieb möglich)

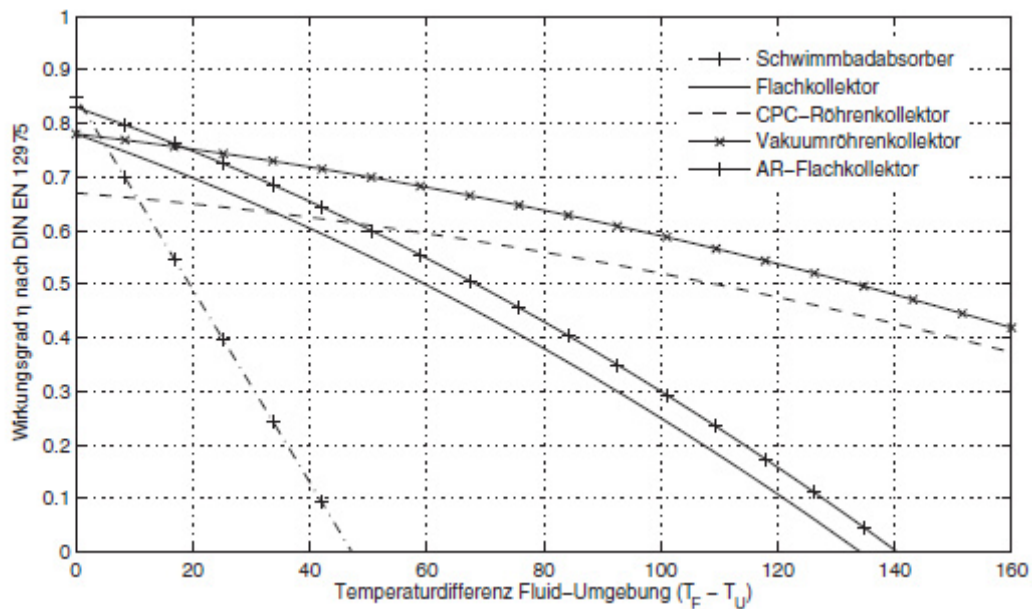


Abb. 24 [30] Wirkungsgrade verschiedener Kollektorsysteme in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen der mittleren Fluidtemperatur im Kollektor und der Lufttemperatur in der Umgebung bei einer Einstrahlung von 1000 W/m^2 .

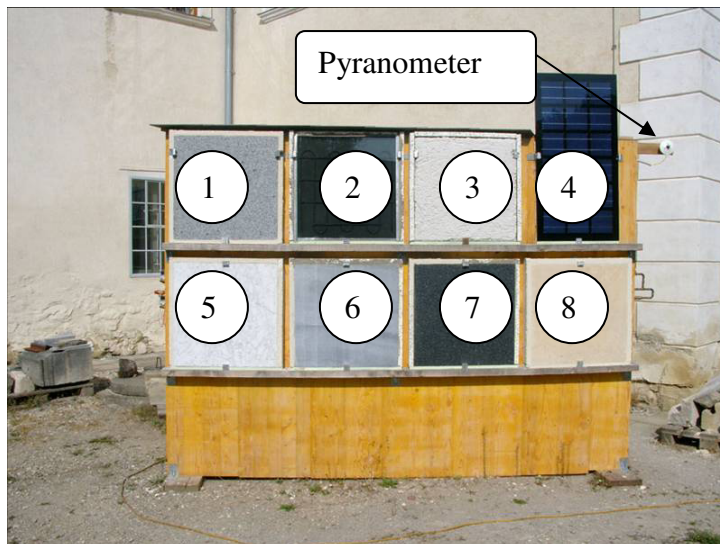
3 Messstandsaufbau vor der Optimierung

3.1 Einleitung

Im Gegensatz zu herkömmlichen solaren Energieumwandlungssystemen werden bei diesem Messstand Platten aus verschiedenen Natursteinen (Dicke 3-4 cm) als Absorber eingesetzt. In diesem Kapitel wird die Funktionsweise des bestehenden Messstandes vor dem Einbau der Volumenstromregelung näher gebracht.

3.2 Beschreibung des Messstandes und des Standorts

Der Messstand (vgl. Abb. 25) ist in Südrichtung orientiert. Der Standort in der Kartause Mauerbach ist nicht optimal, da ein Hügel den Messstand morgens und abends teilweise abschattet. Diese Abschattung macht sich ganz besonders in der Herbst/Winter-Jahreszeit bemerkbar, weil dann die Sonne sehr tief am Horizont steht (flacher Einfallswinkel, langer Schattenwurf von Objekten).



- 1 Neuhauser Granit
- 2 schwarz gefärbtes Blech
- 3 Geputzte Platte
- 4 PV-Modul
- 5 Bianco Carrara
- 6 Wachauer Marmor
- 7 Gebharzer Granit
- 8 St. Margarethener Sandstein

Abb. 25: Vorderansicht der Fassadenwärmeenergieversuchsanlage. Die verwendeten Absorbermaterialien sind rechts angeführt und mit 1 bis 8 durchnummeriert.

Das Pyranometer zeigt die Gesamtstrahlungsintensität (kurzwelliger Anteil $< 3000\text{ nm}$) der Sonne, die auf die Erdoberfläche trifft in W/m^2 an. Anhand der Pyranometer-Momentanwerte kann man den Bewölkungsgrad abschätzen. Die Solarthermie-Kollektoren wurden nicht zugekauft sondern selbst gebaut. Das „schwarz gefärbte Blech“-Modul besteht aus einer Glasplatte an der Vorderseite. Dahinter befindet sich eine schwarz eingefärbte Rohrschlinge vor einem schwarz lackierten Blech, die von Luft umgeben wird.

3.3 Aufbau des Messstandes

Die Anlage besteht aus einem Fluid-Kreislauf mit zwei Strängen, siehe Abb. 27, wobei der obere Strang die Module 1-4 kühlt. Um durch jedes Modul etwa den gleichen Durchfluss zu gewährleisten, ist es nötig, dass das Fluid auf jedem Weg durch die Anlage den gleichen Druckverlust erleidet. Diese Forderung wird mit Hilfe eines

Rohrsystems nach Tichelmann [31] umgesetzt. Kollektoren mit längerem Vorlauf haben einen kürzeren Rücklauf (vgl. Abb. 26). Summiert man die Rohrlänge des Vorlaufs und Rücklaufs auf, so ist diese Summe für alle Module gleich groß.

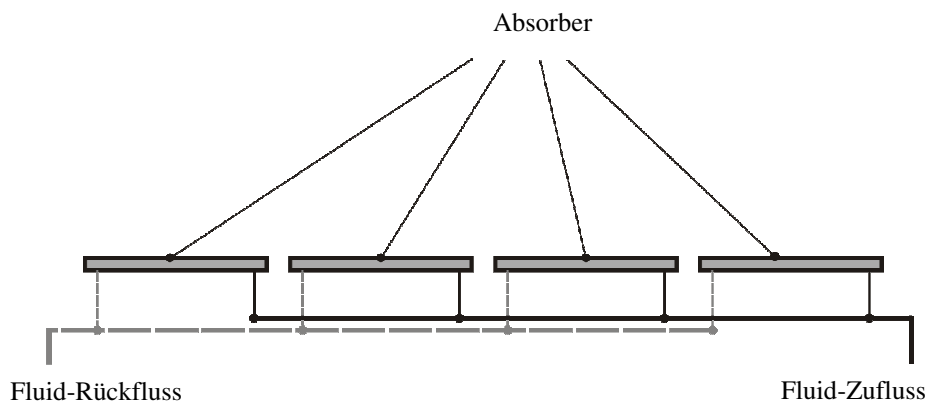


Abb. 26: Um zu erreichen, dass alle Absorber (ungefähr) vom gleichen Volumenstrom durchflossen werden, muss für jeden Absorber die Summe der Rohrlängen aus Zufluss und Rückfluss gleich sein (gleicher Druckverlust, egal welchen Weg das Fluid durch das Rohrsystem nimmt). Diese Forderung wird durch ein Tichelmann System [31] umgesetzt.

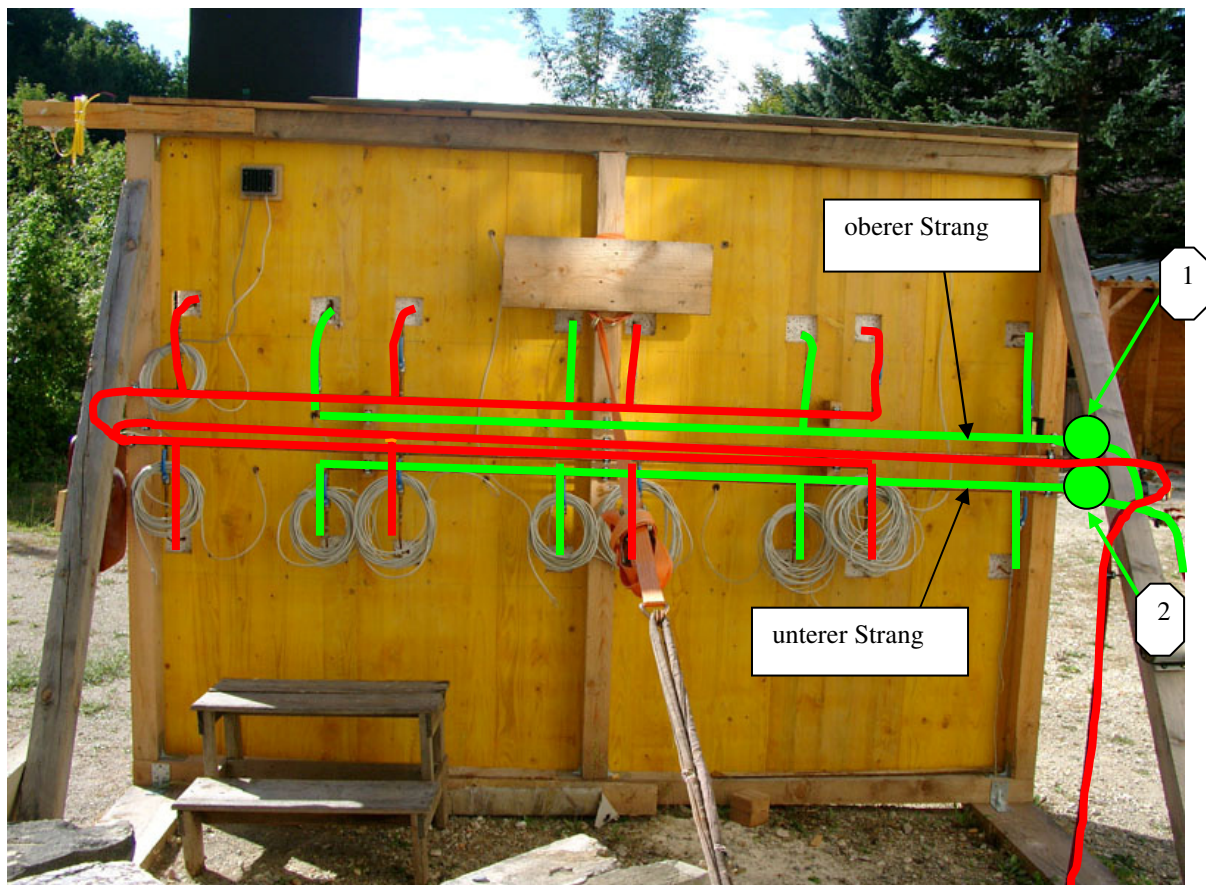


Abb. 27: Hinteransicht des Fassadenwärme-Messstandes (grüne Linien kennzeichnen die Zufluss Rohre, rote Linien kennzeichnen die Abflussrohre), 1 Volumenstrommesser Oberer Strang, 2 Volumenstrommesser Unterer Strang

Die rot eingefärbten Linien in Abb. 27 kennzeichnen die Rohre mit dem erhitzten Fluid. An den Positionen der grünen Linien befinden sich die Zuflussrohre (vor dem Eintritt in die Rohrschlange).

Jeder Solarthermie-Kollektor ist mit 3 Temperatursensoren (Bezeichnung LM235Z) ausgestattet (vgl. mit Abb. 28). Für die Messung der Oberflächentemperatur wurde von der Rückseite jedes Gestein-Absorbers ein Sackloch gebohrt, welches 2 mm unter der Oberfläche endet. In dieses Loch wird dann der Temperatursensor gesteckt.

Sowohl beim Rohreintritt in die Platte als auch beim Rohraustritt befinden sich je ein weiterer Temperatursensor.

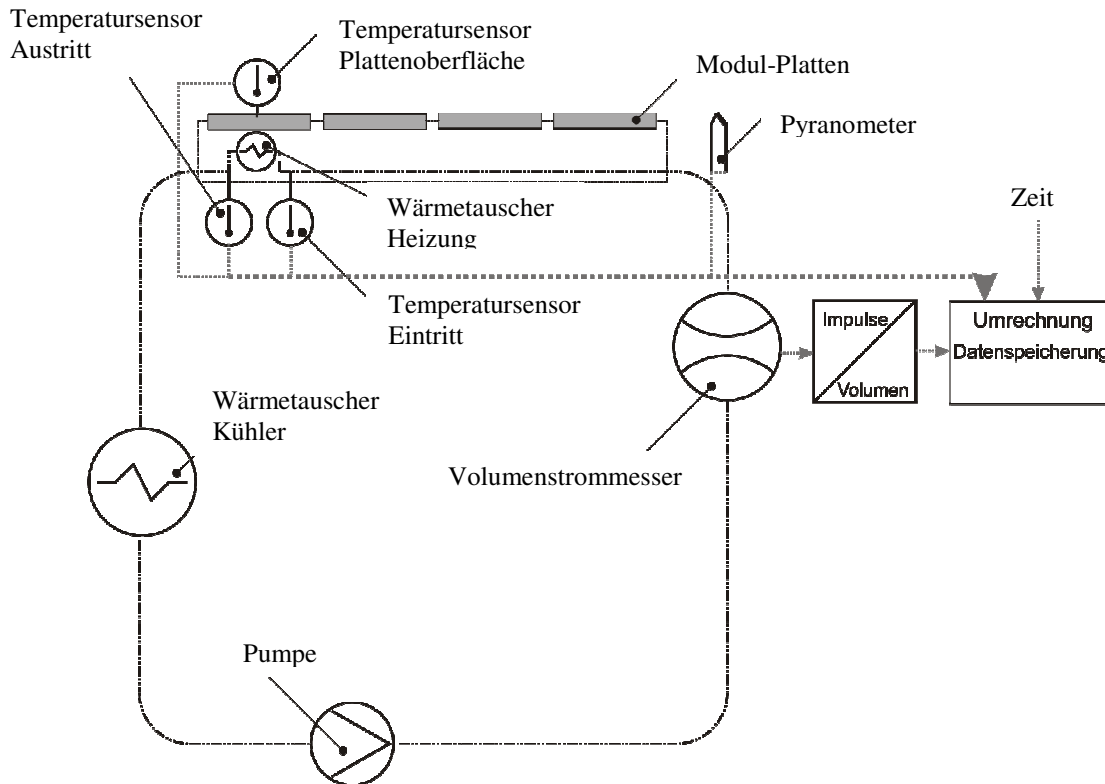


Abb. 28: Dieses Schema stellt den Aufbau der Versuchsanlage vor der Optimierung dar. Eine Pumpe fördert einen Volumenstrom in einem geschlossenen Kreislauf. Aus den Messwerten des Volumenstromsensors und der Temperaturdifferenz des Fluids vor und nach dem Absorber kann die Wärmeleistung berechnet werden.

Messprinzip der eingebauten Temperatursensoren: Im Prinzip besteht der Temperatursensor aus einem integrierten Schaltkreis, welcher sie wie eine Zehnerdiode verhält und einem Vorwiderstand R (siehe Abb. 29) [32]. Die Zenerspannung U_Z ist temperaturabhängig und der Betrag des linearen Temperaturkoeffizienten beträgt 10 mV/K in der Nähe des Arbeitspunktes ($T=25^\circ\text{C}$). Der Vorwiderstand begrenzt dabei den Strom und damit auch die maximale Verlustleistung.

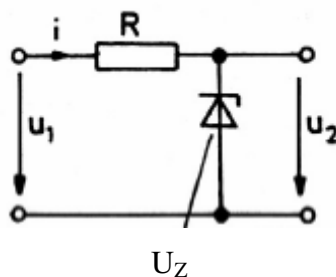


Abb. 29 [32] Legt man eine Spannung U_1 , welche größer als die Zenerspannung U_Z ist an, so ist der Spannungswert $U_2 = U_Z$. Die Zenerspannung ist temperaturabhängig. Die in den Gestein-Kollektoren verwendeten Temperatursensoren nutzen diese Temperaturabhängigkeit aus.

3.4 Funktionsweise des Messstandes

Die Sonnenstrahlung erhitzt die verschiedenen Testsysteme auf der Vorderseite der Anlage unterschiedlich stark. Auf der Rückseite von jedem Gesteins-Absorber ist eine Betonschicht aufbetoniert in der eine Kupferrohrschlange eingebettet wurde, welche an das Rohrsystem gekoppelt ist. Durch das Rohrsystem der Anlage wird in einem geschlossenen Kreislauf eine Mischung (Dichte 1,05 kg/dm³) aus Wasser und Ethylenglykol im Verhältnis 1:1 durchgepumpt. Diese Mischung fließt dann auch durch die Kupferschlangen der Solarthermie-Module und wird dabei erwärmt. Über einen Wärmetauscher wird das erwärmte Fluid abgekühlt, siehe Abb. 28. Aus der Temperaturdifferenz des Gemisches vor und nach der Rohrschlange und aus dem gemessenen Volumenstrom durch jeden Solarthermie-Kollektor kann dann die abgegebene Wärmeleistung jedes einzelnen Moduls bestimmt werden. Da jeder der zwei Rohr-Stränge (Abb. 27) nur über einen Volumenstrommesser verfügt wird angenommen, dass durch jeden der vier Kollektoren der gleiche Volumenstrom durchfließt (Tichelmann System [31], siehe Abb. 26). Der Wirkungsgrad der Wärmeleistung wird relativ zum Pyranometer bestimmt. Die Temperatur und die elektrische Leistung des PV-Moduls werden auch gemessen, haben aber für diese Arbeit keine Relevanz. Da der Temperatursensor am Ausgang eine elektrische Spannung U_2 erzeugt, siehe Abb. 29 [32], und nicht einen direkten Temperaturwert in Kelvin ausgibt, muss man dieses elektrische Signal noch umrechnen.

Umrechnung: Aus der Messung der Zener-Spannung V (V entspricht U_Z in Abb. 29 [32]) und der Kenntnis des Temperaturkoeffizienten k kann man mit Hilfe von (2) die Temperatur bestimmen. Die Referenztemperatur, die Referenzspannung und der Temperaturkoeffizienten sind vom Hersteller vorgegeben, siehe Datenblatt LM235Z. Diese Umrechnung sowie die Datenspeicherung wird direkt durch ein Lab-VIEW Programm umgesetzt.

$$T = \frac{V - V_0}{k} + T_0 \quad (2)$$

T	unbekannte Temperatur in K
V	gemessene Zener-Spannung in V
V_0	Referenzspannung 2,98 V bei T_0
T_0	Temperatur 298 K
k	Temperaturkoeffizienten 10 mV/K

3.5 Bisherige Ergebnisse

Die in der Abb. 30 enthaltenen Daten beziehen sich auf konstanten Fluid-Volumenstrom. Der Volumenstrom je Platte ist dabei 1,1 ml/s bei einer Plattenfläche von 0,49 m².

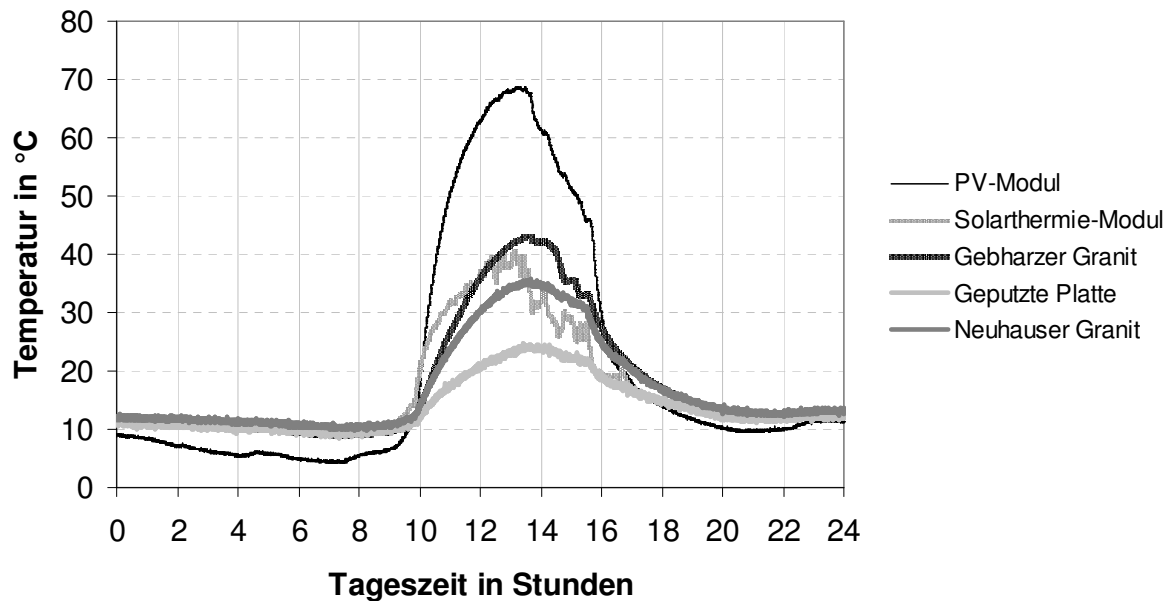


Abb. 30: Absorber-Oberflächentemperaturen bei sonnigem Wetter am 14.10.2012 (Volumenstrom je Platte: 1,1 ml/s)

Betrachtet man die Abb. 30, so lässt sich erkennen, dass die Temperaturmaxima bei den Gesteinsplatten zeitlich später auftreten als bei dem Kollektor mit schwarzem Blech und dem PV-Modul. Der Grund dafür ist, dass die Gesteinsplatten mit fast 42 kg Masse bei gleicher Sonneneinstrahlung einfach länger zum Aufheizen benötigen als das PV-Modul mit 10 kg Masse oder der 6 kg massenbehaftete Kollektor mit schwarzem Blech.

Im Juni/Juli und Nov. gibt der Gebharzer Granit in etwa gleich viel Wärme ab, wie das PV-Modul in Summe thermische und elektrische Energie produziert. Der Wirkungsgrad der einzelnen Gesteine liegt in der betrachteten Periode zwischen 5% (geputzte Platte, beinahe weiß) und 23% (Gebharzer, beinahe schwarz). Die Prozentangaben beziehen sich auf die Strahlungsleistung die vom Pyranometer gemessen wurde.

Bemerkungen: Ein idealer Absorber ohne Konzentrator und ohne wellenlängen-selektiver Beschichtung heizt sich ohne Fluiddurchfluss nach dem Stefan Boltzmann-Gesetz bei einer solaren Globalstrahlungsintensität von 1000 W/m^2 auf eine Strahlungsgleichgewichtstemperatur von 91 °C auf. Vergleicht man diesen Wert mit den in Abb. 30 gemessenen 68 °C und bedenkt noch, dass an diesem Tag „nur“ 700 W/m^2 an Strahlungsintensität auf den Messstand aufgetroffen ist, so stellt man fest, dass sich PV-Module auch hervorragend zur solarthermischen Warmwassererzeugung nutzen lassen (vgl. Kapitel 1.5 Kombimodule).

4 Messstandsumbau

4.1 Einleitung

Die Anwendungsgebiete eines Fassadenabsorbers sind vielfältig. Zum einen kann ein Fassadenabsorber in Kombination mit einer Wärmepumpe betrieben werden (z.B. Fußbodenheizung mit Nutztemperaturniveau von 28 °C), zum anderen kann die umgewandelte Wärmeenergie des Absorbers das Frieren von Leitungen und Wänden verhindern. Dazu reicht ein sehr niedriges Nutztemperaturniveau von 3-7 °C aus. Da der Wirkungsgrad eines Absorbers mit Erhöhung des Nutztemperaturniveaus fällt, ist es von Vorteil, wenn man die Temperatur, mit der der Kollektor das Fluid abgibt, auf die gewünschte Verbrauchs-Temperatur einstellen kann. Diese Temperatureinstellung wird mit Hilfe einer Regelung realisiert. Die Funktionsweise der Volumenstromregelung wird anhand von Skizzen erläutert. Im 2. Teil des 4. Kapitels wird dann auf die praktische Umsetzung näher eingegangen.

4.2 Regelung des Fluid Kreislaufes

4.2.1 Beschreibung der erneuerten Komponenten(vgl. Abb. 32)

Da die gegenständliche Arbeit nicht über ein Drittmittelprojekt extern finanziert wurde, mussten die Materialkosten möglichst gering gehalten werden. Diese betrugen für den gesamten Anlagenumbau 500 €.

4.2.1.1 Volumenstrom-Messer

Messprinzip: Das Fluid strömt durch ein Rohr in dem sich ein Flügelrad befindet, welches in eine Drehbewegung versetzt wird. Am Flügelrad ist ein Permanentmagnet angebracht und am Gehäuse ist ein Hallsensor fixiert. Passiert der Magnet nun den Hallsensor, so wird eine Hallspannung U_H produziert. Kurz nach dem Passieren ist die Hallspannung $U_H=0$. Insgesamt ergibt sich eine unipolare Rechteckschwingung, wobei die Periodendauer indirekt proportional zum Durchfluss ist.

4.2.1.2 Proportionalventil

Funktionsprinzip: Die Öffnung des Proportionalventils wird stufenlos mit Hilfe einer PWM (Pulsweitenmodulation) zwischen 600 und 800 Hz angesteuert. Je größer der Duty-Cycle (= je länger das HIGH-Signal je Periode), desto mehr Volumenstrom fließt bei gleicher Druckdifferenz durch das Ventil durch. Da zwischen Durchfluss und Duty-Cycle ein stark nichtlinearer Zusammenhang besteht, wird dieser Zusammenhang mittels eines Polynoms 5. Grades angenähert.

Ansteuerung des Proportionalventils

Die PWM wird mittels eines Arduino-Microcontrollers [33] erzeugt. Dieser wird so programmiert, dass sich eine beim analogen Eingang angelegte Spannung direkt auf die Länge des ausgegebenen HIGH-Signals je Periode auswirkt. Der Arduino kann beim analogen Eingang eine Spannung zwischen 0 und 5 V verarbeiten. Beim Anlegen von beispielsweise 3,5 V am analogen Eingang erhält man während einer Periode 70 % ein HIGH und 30 % ein LOW Signal beim digital Ausgang. Der digital Ausgang liefert 0,05 V bei LOW und 4,95 V bei HIGH.

Die Spannung mit der das Proportionalventil betrieben werden muss beträgt 24 V. Um das Proportionalventil mit Hilfe des Microcontrollers ansteuern zu können, benötigt man einen Transistor, der als Schalter fungiert und den 24 V Stromkreis öffnet und schließt.

4.2.1.3 Freilaufdiode

Das Proportionalventil enthält eine Spule, welche hochfrequent mit Strom durchflossen wird. Dadurch kann eine Induktionsspannung (Zusammenbrechen des Magnetfeldes) auftreten, welche um ein Vielfaches höher ist, als die angelegten 24 V. Der verwendete Hexfet Transistor, welcher für max. 60 V ausgelegt ist, würde aufgrund der Induktionsspannung zerstört werden. Eine Diode in Sperrrichtung betrieben verhindert die Überlastung des Transistors, indem sie bei einer großen Induktionsspannung stromdurchlässig wird.

4.2.2 Regler

Der nichtlineare Regler ist softwaremäßig implementiert. Programmiert wurde er in Lab-VIEW und er enthält einen proportional und differential Anteil. Aufgrund der schnellen Regelung wurde der integrale Anteil weggelassen. Als Regeleingangsgröße dient der Temperatursensor am Absorber- Wasseraustritt.

4.2.2.1 Funktion des nichtlinearen-Reglers und sein Regelverhalten

Der erste Term in (3) ist der Volumenstrom zum Zeitpunkt $(i-1) \cdot dt$. Der P-Anteil des Reglers wird durch den zweiten Term beschrieben, während der erste Teil des dritten Terms den D-Anteil wiedergibt. Der zweite Teil des dritten Terms beinhaltet die Nichtlinearität. Diese Nichtlinearität wurde aufgrund von Experimenten zum ursprünglichen PD-Regler hinzugefügt. Es zeigt sich nämlich, dass das Überspringen des Reglers durch die hinzugefügte Nichtlinearität wesentlich verringert werden kann. Die Zahlenwerte der Konstanten (k , k_0 , k_2) sind hauptsächlich abhängig von der Speicherefähigkeit des Systems (Absorbermasse mal Wärmekapazität) und der Wärmeleitung der Rohrschlange. Der Zeitschritt dt indem keine Änderung des Volumenstroms erfolgt beträgt 75 Sekunden.

$$\dot{V}(i) = \underbrace{\dot{V}(i-1)}_{1.Term} + \underbrace{(T_{ist}(i) - T_{soll}) \cdot k_0}_{2.Term} + \underbrace{\frac{(T_{ist}(i) - T_{ist}(i-1))}{dt}}_{\substack{1.Teil \\ 3.Term}} \cdot \underbrace{\frac{k_1}{|T_{ist}(i) - T_{soll}| + k_2}}_{\substack{2.Teil \\ 3.Term}} \quad (3)$$

$\dot{V}$	Volumenstrom in m ³ /s
T_{soll}	einstellbare Soll-Temperatur in K
T_{ist}	Ist-Temperatur in K
dt	Zeitschritt in s
k_1	Rechtecksfunktion in m ³
k_0	Konstante in m ³ /s K
k_2	Konstante > 0 in K

$$k_1 = k \cdot (\Theta(T_{ist}(i) - (T_{soll} - dT)) - \Theta(T_{ist}(i) - (T_{soll} + dT))) \quad (4)$$

k_1	Rechtecksfunktion in m ³
k	Konstante > 0 Höhe der Rechtecksfunktion in m ³
Θ	Heaviside-Funktion
dT	halbe Breite der Rechtecksfunktion in K

Befindet sich T_{ist} außerhalb des Intervalls $[T_{\text{soll}} - dT; T_{\text{soll}} + dT]$ so fällt der D-Anteil weg, da k_1 , siehe (4), gleich null wird. In Abb. 31 ist das Regelverhalten schematisch dargestellt. Eigentlich sind in der Abb. 31 nur Punkte vorhanden, die Linien dienen nur der Lesbarkeit. Im oberen Graphen von Abb. 31 sind die jeweiligen neuen Volumenströme skizziert, wenn nur P- oder D-Anteile vorhanden wären (strichpunktierte Linien).

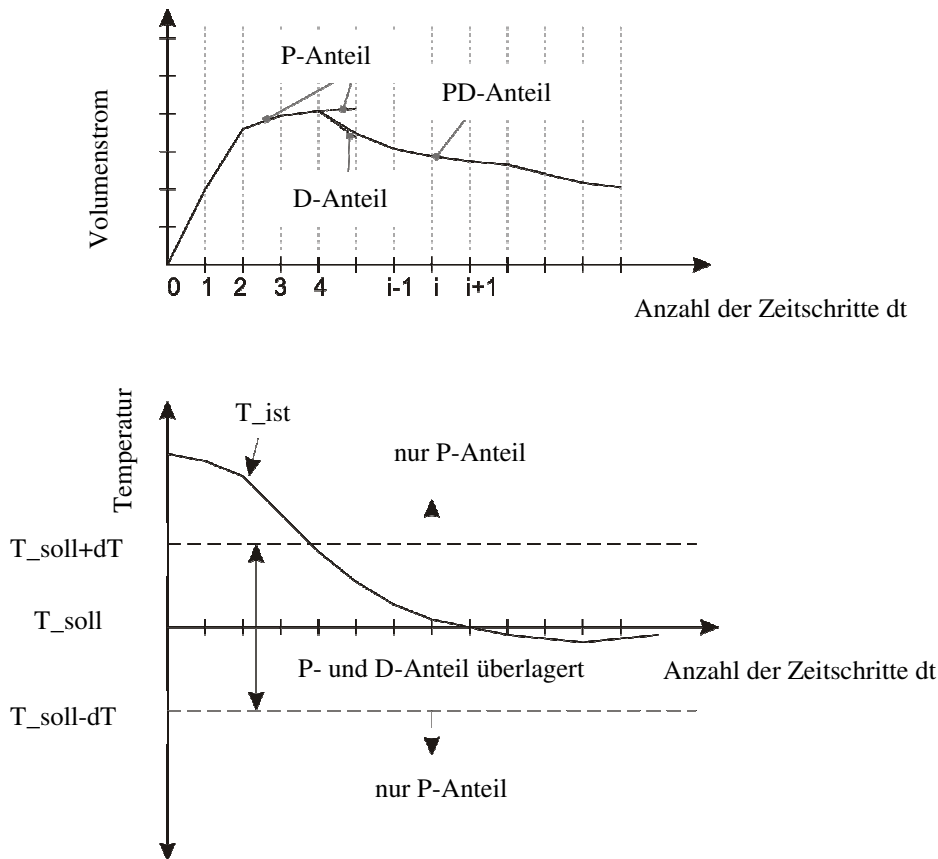


Abb. 31 Regelverhalten des softwaremäßig implementierten nichtlinearen Reglers

4.2.2.2 Ermittlung der Volumenstrom- Spannungskennlinie

Der PD-Regler bestimmt aus den alten Volumenstrom, den Eingangsgrößen, und dem Verlauf der IST-Temperaturkurve den neuen Volumenstrom, siehe Kap. 4.2.2.1. Da man aber den Volumenstrom durch Variieren der Querschnittsfläche des Proportionalventils regelt, muss man wissen, welche Querschnittsfläche oder Ventilposition nötig ist, um einen vorgegebenen Volumenstrom durch das Ventil zu befördern. Die Ventilposition wird wiederum durch den Duty-Cycle der PWM bestimmt. Durch Anlegen einer analogen Spannung zwischen 0 und 5 V an den analog Eingang des Microcontrollers wird der Duty-Cycle verändert. Der Regler muss nun den berechneten neuen Volumenstrom in eine analoge Spannung umrechnen, welche schließlich die Ventilposition so verändert, dass der berechnete Volumenstrom durch die Anlage strömt. Diesen Zusammenhang zwischen der angelegten analogen Spannung und dem Volumenstrom wird mit Hilfe der Volumen- Spannungskennlinie hergestellt. Diese Kennlinie erhält man, wenn man bei konstant gehaltener Pumpenspannung den Volumenstrom über der angelegten analogen Spannung (an den Microcontroller), welche zwischen 3,0 (kein Durchfluss) und 5 (maximaler Durchfluss) V schrittweise verändert wird, aufträgt.

4.3 Der hydraulische Kreislauf der Versuchsanlage

Der Reihe (1 bis 4) nach werden die für den hydraulischen Kreislauf relevanten Stationen (siehe Abb. 32) beschrieben.

1 Stellventil

Das Stellventil verändert den Strömungswiderstand. Durch Verengung des Rohrquerschnitts z.B. wird der Druckabfall des Fluids durch das Ventil erhöht. Dadurch wird der Volumenstrom reduziert.

2 Wärmetauscher Heizung

Eine Rohrschlange im Inneren des Gestein-Kollektors überträgt eine thermische Leistung vom Gestein an das Fluid. Dadurch erhöht sich das Temperaturniveau eines bestimmten Volumenstromes auf ein eingestelltes Nutztemperaturniveau.

3 Wärmetauscher Kühlung

Hier wird das erwärmte Fluid auf Wasserreservoir-Temperaturniveau abgekühlt. Das Wasserreservoir besteht aus einem tiefen Schacht, in dem Grundwasser zufließen kann (Prinzip eines gewöhnlichen Brunnens).

4 Pumpe

Auf dem Weg vom Stellventil zur Pumpe sinkt der Fluiddruck in der Leitung kontinuierlich ab. Die Pumpe hebt den Fluid-Volumenstrom wieder auf das Ausgangs-Druckniveau (=Druck vor dem Stellventil) an.

4.4 Das elektrische System der Versuchsanlage

Die ermittelten Impulse des Volumenstrommessers(siehe Kap.4.2.1.1) werden mit Hilfe eines LabView-Programmes in den zugehörigen Volumenstrom($=V[i-1]$) umgerechnet, siehe Kap. 4.5. Der Zahlenwert des Volumenstromes wird gespeichert und dem Regler zur Verfügung gestellt.

Vor- und nach der Rohrschlange befindet sich je ein Temperatursensor. Der umgerechnete Temperaturwert des Temperatursensors (2) nach der Rohrschlange (beim Rohrschlängen-Austritt) stellt die IST-Temperatur des nichtlinearen Reglers, siehe (3) dar. Der Temperatursensor beim Eintritt in die Rohrschlange wird nicht zur Regelung benötigt, sondern zur Berechnung der thermischen Leistungsaufnahme des Fluids, siehe (92).

Da nun die IST-Temperatur und der Volumenstrom $V[i-1]$ bekannt sind, kann die Berechnung des neuen Volumenstroms $V[i]$ mittels (3) und (4) erfolgen. Aufgrund des in Kap. 4.2.2.2 beschriebenen Zusammenhanges zwischen Volumenstrom und Ausgangsspannung, kann die neue Spannung am Analogeingang des Arduino-Microcontrollers angelegt werden. Die Ansteuerung des Proportionalventils ist in Kap. 4.2.1.2 erklärt.

4.5 Umrechnung der gezählten Impulse in den Volumenstrom:

Um den Zusammenhang zwischen Impulszahl und Volumenstrom zu ermitteln, werden verschiedene Volumenströme (Glykol-Ethylen-Wassergemisch Verhältnis 1:1, Fluid-Temperatur 19 °C) (zwischen 30 ml/min und 500 ml/min) durch den Volumnestromsensor gepumpt. Die Volumenströme werden mittels einer Waage und einer Stoppuhr bestimmt. Mit einem Oszilloskop wird bei verschiedenen Volumenströmen die dazugehörige Periodendauer gemessen und in Impulse pro Minute umgerechnet. Die Messpunkte werden anschließend in ein Volumenstrom-Impuls Diagramm eingezeichnet. Mit Origin Pro 7.5 wird durch die Messpunkte eine Regressionsgerade (5) gelegt.

$$\dot{V} = k \cdot I + \dot{V}_0 \quad (5)$$

$\dot{V}$ Volumenstrom in ml/min

$\dot{V}_0$ Konstante bezeichnet den Anlauf-Volumenstrom in ml/min , $\dot{V}_0 = 23 \text{ ml/min}$

k Konstante in ml/Impuls , $k = 1/8,635 \text{ ml/Impulse}$

I Impulse pro min in 1/min

Elektronische Schaltung

Anmerkung: Wichtig ist, dass alle Sensoren und Geräte am gleichen Erdungspunkt angeschlossen sind. Der 10 kOhm Widerstand im Detail A, siehe Abb. 32, dient dazu, das Gate des FET trotz der nichtlinearen Ausgangs-Kennlinie des ARDUINO Mikroprozessors rasch und vollständig zu entladen, wenn ein LOW-Signal am Digitalausgang anliegt. Es könnte nämlich sonst passieren, dass ohne angelegtes HIGH Signal trotzdem ungewollt ein Strom zwischen Drain und Source fließt. Im schlimmsten Fall liegt der Widerstand zwischen dem Widerstand im ausgeschalteten und eingeschalteten Zustand. Dieser Arbeitspunkt ist unzulässig, da sich der Transistor überhitzt, und somit thermisch zerstört werden kann.

Betrachtet man den Massenstrom nach dem Umbau der Anlage, so kann es aufgrund der konstant gehaltenen Fluidtemperatur nach der Rohrschlange zu einem sehr großen Massenstrom kommen. Ist das Wetter durchgehend heiß, so wird sich das Wasserreservoir ungewöhnlich stark aufheizen und es ist somit möglich, dass die Reservoirtemperatur T_{soll} erreicht bzw. diese überschreitet.

4.6 Details zur Montage und die Probleme beim Umbau der Anlage

Der alte Volumenstrommesser wurde durch ein Stellventil mit anschließenden Volumenstromsensor ersetzt, siehe Abb. 33. Als dann die Anlage wieder in Betrieb genommen wurde, floß kein Fluid durch die Anlage. Luft hatte sich oben in den Rohrschlangen gesammelt, und diese konnte aufgrund der fehlenden Entlüftungsventile an den Rohrschlangen hinter den Gesteinsplatten nicht abgelassen werden. Durch das Stellventil und den kleinen Volumenstromsensor (Lichtweite ca. 1,6 mm, maximaler Durchfluss 0,8 L/min) stellte sich auch bei voller Pumpenleistung nur ein unmessbarer Volumenstrom ein und bei 3 bar öffnete das Überdruckventil, siehe Abb. 33.

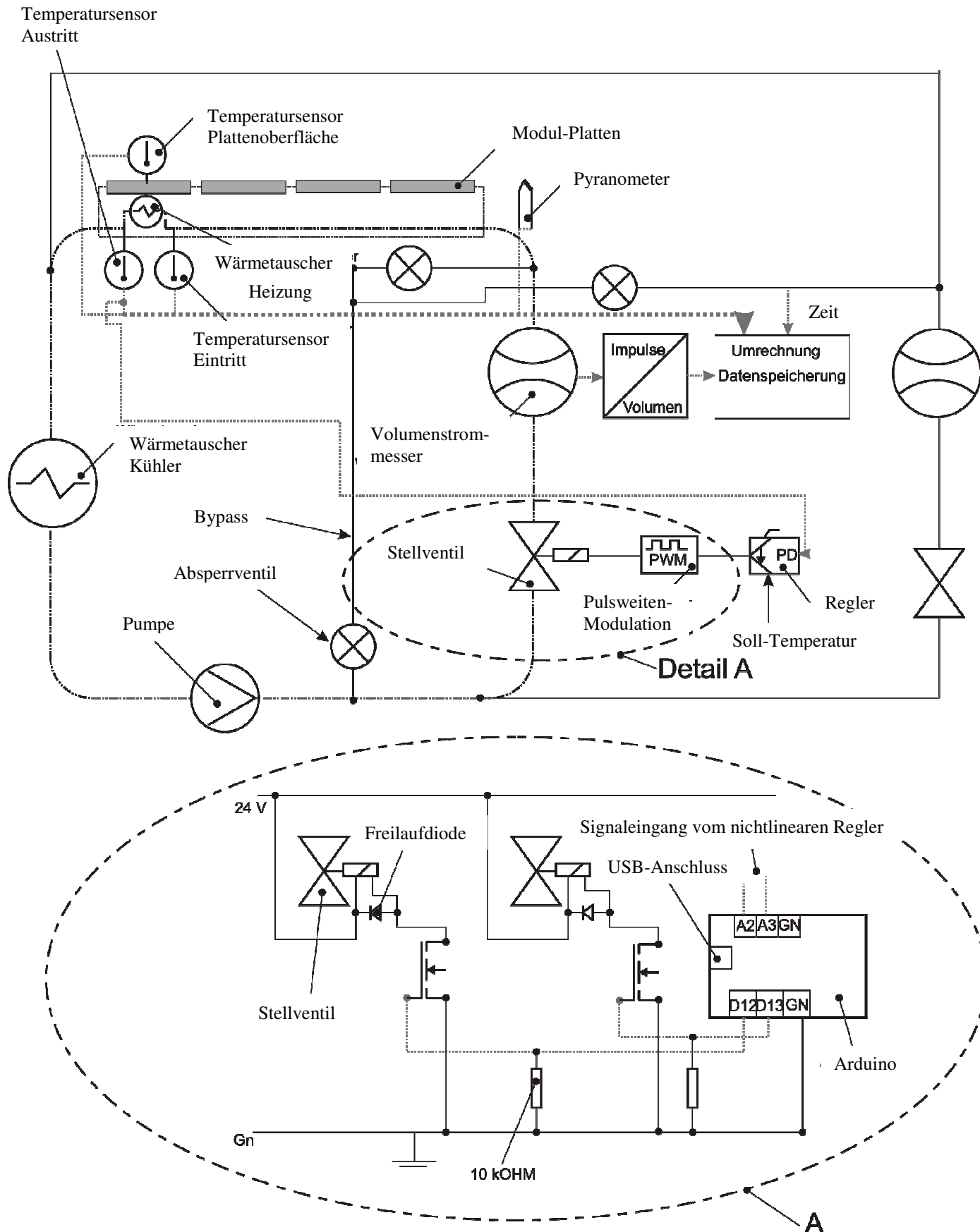


Abb. 32: Die Abbildung zeigt den Fluid Kreislauf nach der Optimierung. Ein PD-Regler vergleicht die frei einstellbare Soll-Temperatur mit der Ist-Temperatur. Aus der Regelabweichung und dem Temperaturverlauf wird eine Spannung erzeugt, welche einem Microcontroller zugeführt wird, der die PWM (genaue Darstellung

der Schaltung siehe Detail A), welche für die Ansteuerung des Proportionalventils benötigt wird, generiert. Die Hexfet-Transistoren werden als elektronische Schalter verwendet.

Um die Luft doch noch aus der Anlage zu bekommen, wurde ein absperrender Bypass installiert, welcher das neu eingebaute Leitungsstück samt Regelventilen und Volumenstromsensoren beim Spülen des Systems umgeht.. Danach strömte die Luft schrittweise durch das Entlüftungsventil, welches sich auf der Rückseite der Anlage befindet, raus. Nun funktioniert die Anlage, jedoch der maximale Volumenstrom je Strang ist auf ca. 200 ml/min beschränkt. Um überhaupt einen Volumenstrom von 200 ml/min durch die Anlage fördern zu können, wurde das Überdruckventil gehindert Flüssigkeit abzulassen. Dadurch konnte der Druck in den Rohrleitungen auf 4,5 bar erhöht werden. Um ein Platzen der Leitungen zu verhindern, wurde der Leitungs-Druck nicht über 4,5 bar erhöht.

Anschließend wurde die Volumenstrom-Spannungs-Kennlinie, welche zur Regelung benötigt wird, aufgenommen, siehe Kap. 4.2.2.2. Da die beiden Stellventile im Betrieb heiß werden (ca. 70 °C), wurden diese Ventile zwecks Kühlung mit Alu-Bleichen ummantelt.

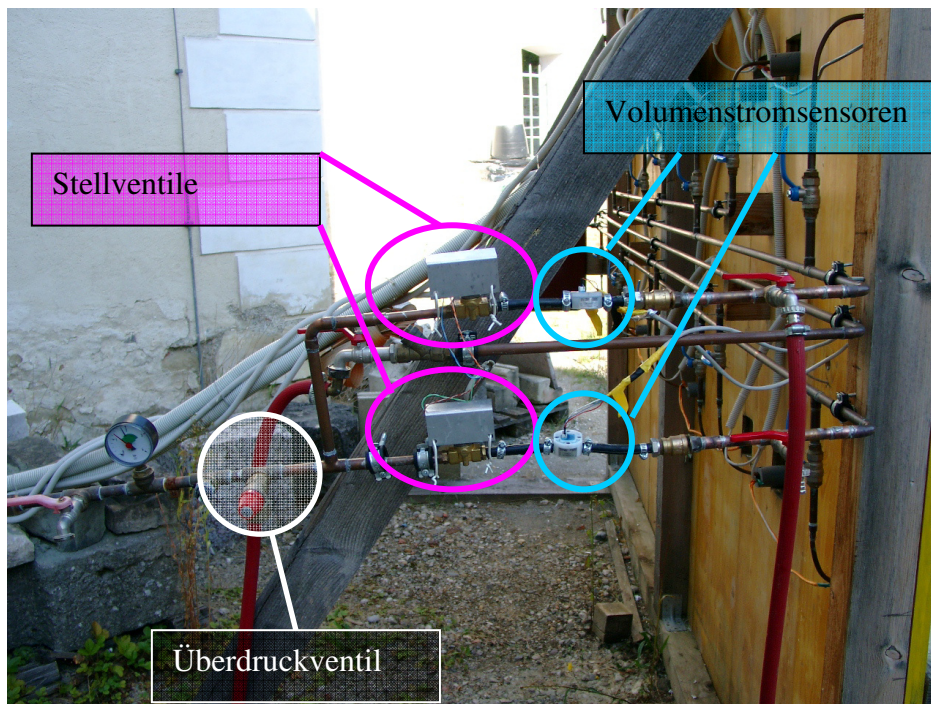


Abb. 33: Oberer und unterer Strang nach dem Umbau mit Stellventilen und Volumenstromsensoren

5 Physikalische Grundlagen eines vertikal ausgerichteten unabgedeckten quadratischen solaren Absorbers

5.1 Einleitung

Unter einem unabgedeckten solaren Absorber kann man sich eine dünne Platte vorstellen, die in direktem Kontakt mit der Luft, dem solaren kurzwelligen Strahlungsfeld und dem terrestrisch langwelligen Strahlungsfeld steht. Ein Absorber hat im Allgemeinen einen großen Absorptionskoeffizienten nahe 1. Trifft nun solare kurzwellige Strahlung auf die Absorberfläche auf, so steigt die innere Energie des Absorbermaterials und der Absorber erhöht sein Temperaturniveau. Ab einer Einstrahlungsdauer von ca. 1,5 h bei einer mittleren Intensität von mindestens 200 W (siehe Abb. 62) hat der Absorber eine höhere Temperatur als die umgebende Luft und wie der im unteren Halbraum des vertikalen Absorbers liegende Boden. Durch diese Temperaturdifferenzen zwischen der Absorberoberfläche und den anderen Komponenten (Luft, Boden, Himmel, Gebäude) erleidet die dünne Platte aufgrund von Konvektion, langwelligen Strahlungsaustausch und Wärmeleitung einen Leistungsverlust. Diese drei verschiedenen Mechanismen werden ausführlich erklärt und auf den Absorber angewandt.

5.2 Konvektion

Bei der Konvektion werden 2 Arten unterschieden: die natürliche und die erzwungene Konvektion

5.2.1 natürliche Konvektion

Die natürliche Konvektion ist eine Strömung, die aufgrund von Masse-Dichteunterschieden hervorgerufen wird. Betrachtet man den vertikal aufgestellten Absorber, so wärmt sich die Luft in der Nähe der Plattenvorderseite relativ zur weiter entfernten Luftmasse auf, falls T_a (Temperatur der Absorberoberfläche) $>$ T_L (Lufttemperatur ohne Absorbereinfluss) als die Luft, die weiter weg von der Platte ist. Betrachtet man die Luft als ein ideales Gas, so dehnt sich diese aufgrund von Erwärmung aus. Damit sinkt die Luftdichte in der Nähe der Platte stärker als weiter weg von ihr. Die stärker ausgedehnte Luft erfährt eine Auftriebskraft, die gegen die Gewichtskraft gerichtet ist und steigt auf. An der Plattenunterseite entsteht ein Sog, der die kühle Luft zur Platte zieht. Mit dem Massentransport ist auch ein Wärmetransport verbunden. Der Wärmetransport normal zur Plattenebene kann mit Hilfe von (6) bis (13) [34], [35] berechnet werden.

5.2.1.1 Berechnung des Wärmestroms aufgrund von natürlicher Konvektion

Vorgang:

1. Berechnung der benötigten dimensionslosen Kennzahlen

Bevor man diese Kennzahlen berechnen kann, müssen die benötigten Fluid-Parameter bei einer Temperatur T_m , siehe (6) [34], bekannt sein.

$$T_m = \frac{(T_\infty + T_a)}{2} \quad (6) [34]$$

T_m mittlere Temperatur in K
 T_∞ Temperatur des Fluids in K
 T_a Temperatur der Absorberoberfläche in K

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\kappa} \quad (7)$$

Pr Prandtl-Zahl
 ν kinematische Viskosität in m^2/s
 κ Temperaturleitfähigkeit in m^2/s

Die Werte von ν , κ bei T_m werden aus [35] entnommen.

$$Ra = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu \cdot \kappa} \quad (8) [34]$$

Ra Rayleigh-Zahl
 β Wärmeausdehnungskoeffizient in $1/\text{K}$, ($\beta = \frac{1}{T_\infty}$ für ein ideales Gas)
 g Erdbeschleunigung $g = 9,807 \text{ m/s}^2$
 ΔT Temperaturdifferenz zwischen der Absorberoberfläche und dem Fluid in K
 L charakteristische Länge in m

Beim vertikalen Absorber wird die Plattenhöhe h als charakteristische Länge in (8) eingesetzt.

2. Bestimmung der Nusselt-Zahl

Da Pr und Ra im 1. Rechenschritt ermittelt wurden kann man (9) in (10) einsetzen und Nu bestimmen.

$$f_1(\text{Pr}) = \left[1 + 16 \sqrt[9]{\left(\frac{0,492}{\text{Pr}} \right)^9} \right]^{-\frac{16}{9}} \quad (9) [34]$$

$$Nu_{nat} = \left(0,825 + 0,387 \cdot \sqrt[9]{Ra \cdot f_1(\text{Pr})} \right)^2 \quad (10) [34]$$

Nu_{nat} Nusselt-Zahl bei natürlicher Konvektion

3. Berechnung von α und $\dot{Q}$

Durch Umformung von (11) auf α erhält man (12). Durch Einsetzen von (12) in (13) kann $\dot{Q}$ berechnet werden.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (11)$$

α	Wärmeübergangskoeffizient in $\text{W/m}^2 \text{ K}$	
λ	Wärmeleitfähigkeit in W/m K	
L	charakteristische Länge in m	
$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}$		(12)

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T = \frac{Nu_{nat} \cdot \lambda}{L} \cdot A \cdot \Delta T \quad (13) [34]$$

$\dot{Q}$	konvektiver Wärmefluss in W
A	Absorberfläche in m^2
ΔT	Temperaturdifferenz zwischen der Absorberoberfläche und dem Fluid in K

5.2.2 erzwungene Konvektion

Darunter versteht man eine Strömung eines Fluids entlang einer Oberfläche aufgrund eines Druckgradienten. Mit dieser Strömung ist auch ein Massen- und Energietransport verbunden (z.B. Wind, Pumpe....).

5.2.2.1 Berechnung des Wärmestroms aufgrund einer Strömung parallel zu einer Wand

Da die Absorberoberfläche ein höheres Temperaturniveau aufweist als die umgebende Luft ist der Wärmestrom vom Absorber weggerichtet. Dieser Wärmestrom wird mittels der Gleichungen (14) bis (20) [36] berechnet.

Vorgang:

1. Berechnung der benötigten dimensionslosen Kennzahlen

$$Re_l = \frac{w \cdot l}{\nu} \quad (14)$$

w	charakteristische Geschwindigkeit in m/s
l	charakteristische Länge in m
ν	kinematische Viskosität in m^2/s

$$Pr = \frac{\nu}{\kappa} \quad (15)$$

Pr	Prandtl-Zahl
ν	kinematische Viskosität in m^2/s
κ	Temperaturleitfähigkeit in m^2/s

2. Bestimmung der Nusselt-Zahl

Bevor die Nusselt-Zahl berechnet werden kann muss man den Wert der Reynolds-Zahl ausrechnen. Ist $Re_l < 5 \cdot 10^5$ (Re_{krit}) [36] so ist die Strömung laminar, sonst ist die Strömung turbulent.

zur Berechnung der kritischen Reynoldszahl verwendete Werte :

$$\nu = 153,2 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \text{ Luft bei 1 bar und } 20^\circ \text{C} [35]$$

$$l = 2,1 \text{ m}$$

$$w_{krit} = \frac{Re_{krit} \cdot \nu}{l} \quad (16)$$

$$w_{krit} = 3,65 \text{ m/s}$$

1. Fall: $Re_l < Re_{krit}$

$$Nu_{l,lam} = 0,0664 \cdot \sqrt{Re_l} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (17) [36]$$

$Nu_{l,lam}$ durchschnittliche Nusselt-Zahl einer Platte der Länge l bei laminarer Strömung

2. Fall: $Re_l > Re_{krit}$

$$Nu_{l,turb} = \frac{0,037 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_l^{-0,1} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (18)[36]$$

$Nu_{l,turb}$ durchschnittliche Nusselt-Zahl einer Platte der Länge l bei turbulenter Strömung

3. Berechnung von α und $\dot{Q}$

Der Index p in $Nu_{l,p}$ ist ein Platzhalter entweder für $turb$ oder für lam .

$$Nu_{l,p} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (19)$$

$Nu_{l,p}$ durchschnittliche Nusselt-Zahl einer Platte der Länge l (bei laminarer oder turbulenter Strömung)

α Wärmeübergangskoeffizient in $W/m^2 K$

λ Wärmeleitfähigkeit in $W/m K$

l charakteristische Länge in m

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T = \frac{Nu_{l,p} \cdot \lambda}{l} \cdot A \cdot \Delta T \quad (20) [35] [36]$$

$\dot{Q}$ konvektiver Wärmefluss in W

A Absorberfläche in m^2

ΔT Temperaturdifferenz zwischen der Absorberoberfläche und dem Fluid in K

5.3 Strahlung

Ein schwarzer Körper mit einer Temperatur > 0 K emittiert Strahlung gemäß dem Stefan-Boltzmann-Gesetz. Die emittierte Leistung, welche den Körper verlässt, hängt nur von der Temperatur und Oberfläche ab. Das Stefan-Boltzmann-Gesetz erhält man, indem die spektrale Strahlungsdichte sowohl über den Halbraum eines infinitesimalen Flächenelements als auch über alle Wellenlängen integriert.

5.3.1 langwelliger Strahlungsaustausch für :

eine horizontale Platte

Für eine horizontal zum Himmel gerichtete Platte kann mit Hilfe von (21) und (22) [37], der langwellige Nettostrahlungsfluss zwischen Himmel und Platte berechnet werden.

$$Q = \varepsilon \cdot A \cdot \sigma \cdot (T_H^4 - T_A^4) \quad (21) [37]$$

Q	Nettostrahlungsfluss zwischen Himmel und Platte in W
ε	langwelliger Absorptionskoeffizient
A	Plattenfläche, deren Normalvektor zum Himmel zeigt in m^2
σ	Stefan-Boltzmann Konstante $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$
T_H	Schwarzkörpertemperatur des Himmels in K
T_A	Temperatur der Plattenfläche, deren Normalvektor zum Himmel zeigt in K

$$T_H = 0,0552 \cdot T_L^{1,5} \quad (22) [37]$$

T_L	Lufttemperatur in K
-------	---------------------

(22) [37] gilt unter der Voraussetzung, dass der Himmel wolkenlos ist.

vertikale Platte

Bei einer vertikal ausgerichteten Platte befindet sich im Halbraum der Platte nicht nur der Himmel sondern auch der Boden, welcher wärmer ist als die äquivalente Schwarzkörpertemperatur des Himmels. Da man weder die Temperatur des Bodens noch die spektralen Emissionskoeffizienten für jede Wellenlänge kennt muss man Annahmen treffen.

Annahmen:

1. Der Boden verhält sich im Infrarot wie ein schwarzer Strahler mit einer Temperatur die der Lufttemperatur auf der Erdoberfläche (unbeeinflusst vom Absorber) entspricht.
2. Der Himmel ist wolkenlos.
3. Der Absorber ist im Infrarot ein schwarzer Strahler.

4. Die Lufttemperatur in der Nähe der Erdoberfläche ist konstant.
5. Der Boden füllt die untere Hälfte des Halbraumes der Absorberfläche aus

Dann ist der Nettostrahlungsfluss zwischen 2 schwarzen Körpern beliebiger Orientierung, siehe Abb. 34 [38], nach (23) [39] und (24) [38] gegeben.

$$\dot{Q}_{12} = \varphi_{12} \cdot A_1 \cdot \sigma \cdot T_1^4 - \varphi_{21} \cdot A_2 \cdot \sigma \cdot T_2^4 \quad (23) [39]$$

$\dot{Q}_{12}$ Nettostrahlungsfluss zwischen 2 schwarzen Körpern beliebiger Orientierung in W

$\varphi_{12}, \varphi_{21}$ Sicht-Faktoren berücksichtigen die gegenseitige Lage der Schwarzen Körper

A_1, A_2 Teile der Schwarzkörperoberfläche von Körper 1 und Körper 2, siehe Abb. 34 [38] in m^2

T_1, T_2 Temperatur der Fläche A_1 bzw. A_2 in K

σ Stefan-Boltzmann Konstante $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

$$\varphi_{12} = \frac{1}{\pi \cdot A_1} \cdot \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos(\beta_1) \cdot \cos(\beta_2)}{s^2} \cdot dA_1 \cdot dA_2 \quad (24) [38]$$

s Strecke zwischen den infinitesimalen Flächenelementen dA_1 und dA_2 in m

Da die Fläche des Absorbers A_1 im Vergleich zur Boden und Himmelsfläche sehr klein ist kann man nach [38] (24) vereinfachen zu (25) [38].

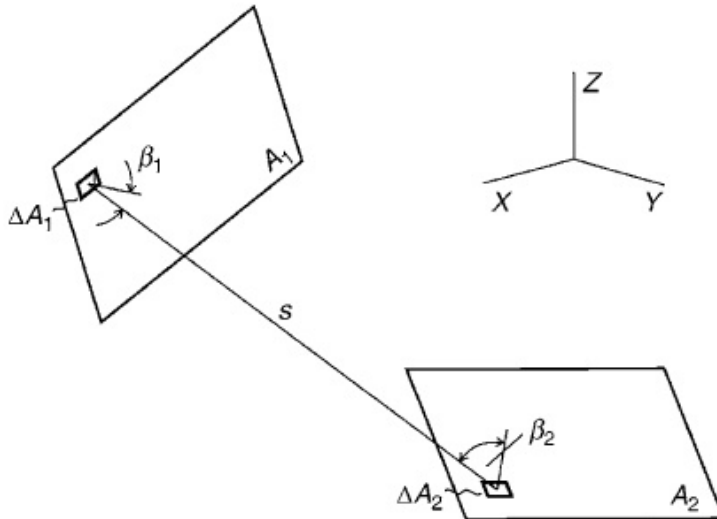


Abb. 34 [38] Diese Abbildung zeigt 2 Schwarze Körper, welche beliebig orientiert sind. Die gegenseitige Lage der infinitesimalen Flächenelemente ΔA_1 und ΔA_2 zueinander wird durch die Winkel β_1, β_2 und der Verbindungsstrecke s zwischen den infinitesimalen Flächenelementen ΔA_1 und ΔA_2 bestimmt. β_1 ist jener Winkel der vom Normalenvektor auf ΔA_1 und dem Vektor von ΔA_1 nach ΔA_2 eingeschlossen wird. Analog β_2 .

$$\varphi_{12} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{A_2} \frac{\cos(\beta_1) \cdot \cos(\beta_2)}{s^2} \cdot dA_2 \quad (25) [38]$$

Umschließt man die Absorberfläche A_1 mit einer großen Halbkugel der Fläche A_2 , so bleibt der Abstand s zwischen einem Flächenelement der Halbkugel und der Absorberfläche konstant, und daher kann $s=r$ vor das Flächenintegral gezogen werden, siehe (26).

Da die Richtung Flächennormalen des infinitesimalen Halbkugeloberflächenelements zum Mittelpunkt der Kugel zeigt, wo der Absorber sich befindet, ist $\cos(\beta_2)=1$.

$$\varphi_{12} = \frac{1}{\pi \cdot r^2} \int_0^{\pi/2} \int_0^{2\pi} \cos(\beta_1) \cdot r^2 \cdot \sin(\beta_1) \cdot d\beta_1 \cdot d\varphi \quad (26)$$

$$\cos(\beta_1) \cdot d\beta_1 = d(\sin(\beta_1)) \quad (27)$$

Substituiert man in (26) $\cos(\beta_1) \cdot d\beta_1$ mit Hilfe der rechten Seite von (27), so ergibt sich (28).

$$\varphi_{12} = \int_0^{\pi/2} \sin(\beta_1) \cdot d(\sin(\beta_1)) = \int_0^1 x \cdot dx = \frac{1}{2} \quad (28)$$

Berechnet man das Integral über die untere Hälfte des Absorber-Halbraumes so ergibt sich der Faktor ein Halb. Da der Winkel β_1 nur Werte zwischen 0 und $\pi/2$ annehmen kann muss der Faktor φ des oberen Halbraumes ebenfalls ein Halb sein. Dieser Faktor wird φ_{13} benannt.

$$\varphi_{21} = \frac{1}{\pi \cdot A_2} \int_{A_2} \int_{A_1} \frac{\cos(\beta_2) \cdot \cos(\beta_1)}{s^2} dA_2 \cdot dA_1 \quad (29)$$

Da die Absorberlänge l_1 gegenüber $s=r$ sehr klein ist kann die Absorberfläche gleich ausintegriert werden, siehe (30).

$$\begin{aligned} \varphi_{21} &= \frac{A_1}{\pi \cdot A_2} \cdot \int_{A_2} \frac{\cos(\beta_2) \cdot \cos(\beta_1)}{s^2} \cdot dA_2 = \frac{A_1}{\pi \cdot A_2 \cdot r^2} \cdot \int_0^{\pi/2} \int_0^{2\pi} \cos(\beta_1) \cdot r^2 \cdot \sin(\beta_1) \cdot d\beta_1 \cdot d\varphi = \\ &= \frac{A_1}{A_2} \cdot \int_0^{\pi/2} \cos(\beta_1) \cdot \sin(\beta_1) \cdot d\beta_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{A_1}{A_2} \end{aligned} \quad (30)$$

Aufgrund der Kugelsymmetrie liefert φ_{31} von der Form das gleiche Ergebnis:

$$\varphi_{31} = \frac{1}{2} \cdot \frac{A_1}{A_3} \quad (31)$$

Der langwellige Netto-Strahlungsfluss für eine vertikale Platte ergibt sich durch Aufsummieren aller Q_{ij} nach (23) [39] zu:

$$Q_{12} = \left(\frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot T_H^4 - \frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot T_A^4 \right) \cdot A_1 \quad (32)$$

$$Q_{13} = \left(\frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot T_B^4 - \frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot T_A^4 \right) \cdot A_1 \quad (33)$$

$$Q_{ges} = Q_{12} + Q_{13} = \left(\frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot (T_H^4 + T_L^4) - \sigma \cdot T_A^4 \right) \cdot A_1 \quad (34)$$

Durch Einsetzen von (22) [37] in (34) ergibt sich (35).

$$Q_{ges} = \left(\frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot \left((0,0552 \cdot T_L^{1,5})^4 + T_L^4 \right) - \sigma \cdot T_A^4 \right) \cdot A_1 \quad (35)$$

5.4 Wärmeleitung

Unter Wärmeleitung versteht man einen Wärmetransport ohne einen makroskopischen Stofftransport. Die Wärmeleitung wird mit Hilfe von (36) bzw. (37) (1-dim Betrachtung) beschrieben.

Fouriersches Wärmeleitungsgesetz mehrdimensional

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \vec{\nabla} T \quad (36)$$

$\vec{q}$ ausgetauschte Wärmeflussdichte in W/m²

λ Wärmeleitfähigkeit in W/m K

$T(x, y, z)$ Temperaturfeld in K

Fouriersches Wärmeleitungsgesetz eindimensional

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (37)$$

Betrachtet man nun die Vorderseite der Absorberplatte (Wand1), welche auf konstanter Temperatur T_1 gehalten wird und die Wärmeleitfähigkeit λ_1 hat. Hinter der Absorberplatte soll eine weitere Platte (Wand2 mit Wärmeleitfähigkeit λ_2), deren Rückseite auf T_2 konstant gehalten wird, direkt angrenzen. Es soll $T_1 > T_2$ gelten. Nun kann man jene Temperatur T_K ermitteln, die an der gemeinsamen Grenzfläche herrscht, siehe Abb. 35. Dieses Ergebnis wird man in Kapitel 6 noch des Öfteren brauchen.

In jedem beliebigen Volumen gilt im stationären Zustand, dass die innere Energie zeitlich konstant bleibt. Bildet man den Limes $s \rightarrow 0$ vom Oberflächenintegral des Wärmestromdichtevektors so erhält man (38). (39) ist eine Folge des endlichen Temperaturgradienten in (37).

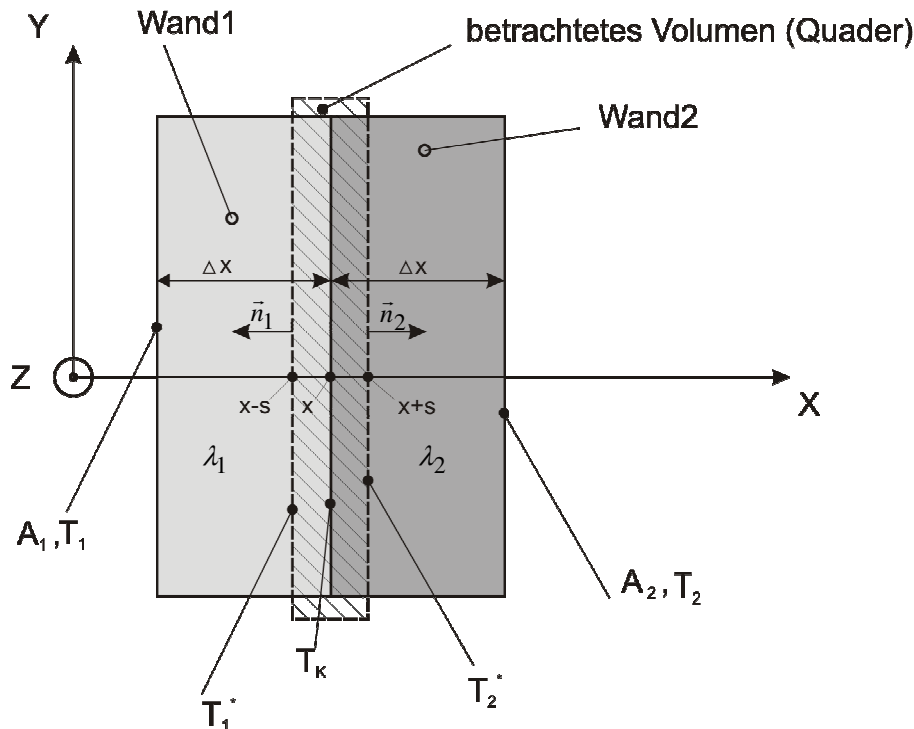


Abb. 35 zeigt zwei Wände, welche sich in der Ebene $x=\text{const.}$ berühren. Die Wand1 (Fläche A_1) wird an der Vorderseite (X - Koordinate $x - \Delta x = \text{const.}$) auf dem Temperaturniveau T_1 gehalten. Die Wand2 wird an der Rückseite (X - Koordinate $x + \Delta x = \text{const.}$) auf dem Temperaturniveau $T_2 < T_1$ konstant gehalten. Unter der Bedingung, dass das sich das Temperaturfeld in der Wand nicht mit der Zeit ändert (stationärer Zustand) kann mit Hilfe des Fourierschen Wärmeleitungsgesetzes die Kontakttemperatur T_K berechnet werden.

An der Grenzfläche gelten die Bedingungen:

1.

$$\lim_{s \rightarrow 0} \int_O \vec{q} \cdot d\vec{O} = \int_{A_1} \vec{q}_1 \cdot d\vec{A}_1 + \int_{A_2} \vec{q}_2 \cdot d\vec{A}_2 = 0 \quad (38)$$

2.

$$\lim_{s \rightarrow 0} T_1^* = \lim_{s \rightarrow 0} T_2^* = T_K \quad (39)$$

Orientiert man die Normalenvektoren $\vec{n}_1$ von A_1 und $\vec{n}_2$ von A_2 so, dass sie vom Volumenelement weg zeigen, so ergibt sich aus (38) (40).

$$\dot{q}_1 = \dot{q}_2 \quad (40)$$

Bei gleicher Wandstärke ergibt sich nach Einsetzen von (37) in (40) für den 1-dim Fall:

$$\lambda_1 \cdot \frac{T_1 - T_K}{\Delta x} = \lambda_2 \cdot \frac{T_K - T_2}{\Delta x} \quad (41)$$

Umformen auf die Kontakttemperatur T_K :

$$T_K = \frac{\lambda_1 \cdot T_1 + \lambda_2 \cdot T_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \quad (42)$$

6. Aufstellen der Simulationsgleichungen

Die Grundgleichung für Flachkollektoren (43) [40] bildet den Ausgangspunkt für das Simulations-Modell. (43) [40] wird in Kap. 6.1 so modifiziert, dass sie direkt auf den unabgedeckten Gesteinsabsorber angewendet werden kann, siehe (47). Anschließend wird die reale Gesteins-Kollektor-Geometrie vereinfacht, sodass ein 1-dim Modell ausreicht um den Wirkungsgrad zu ermitteln. Grundsätzlich werden 2 1-dim Modelle betrachtet, eines ohne Wind (natürliche Konvektion, siehe Kap. 5) und eines mit Wind (erzwungene Konvektion, siehe Kap.5). Die Simulationsergebnisse werden in Kap. 7. ausführlich dargestellt.

6.1 Grundgleichung für Flachkollektoren (Energiebilanz)

Nach [40] gilt für einen Flachkollektor (43).

$$G \bullet R \bullet F_K \bullet (\alpha \bullet \tau) = \dot{Q}_n + \dot{Q}_{Ver} + \dot{Q}_{Sp} \quad (43) [40]$$

G	Betrag der auf eine beliebig orientierte Fläche auftreffenden Globalstrahlung in W/m ²
R	geometrischer Faktor
F_K	Kollektorfläche in m ²
α	Absorptionskoeffizient
τ	Transmissionskoeffizient
$\dot{Q}_n$	Wärmemenge, die im Kollektor in eine Arbeitsflüssigkeit übertragen wird in W
$\dot{Q}_{Ver}$	Absorber-Leistungsverluste aufgrund von Konvektion, Wärmeleitung, Wärmestrahlung in W
$\dot{Q}_{Sp}$	Wärmemenge, die der Kollektor speichert in W

Da der Kollektor unabgedeckt ist, ist die Transmission $\tau = 1$. Weil der Geometriefaktor unbekannt ist wird dieser mit $R=1$ angenommen. $\dot{Q}_{Sp}$ entspricht der zeitlichen Änderung der inneren Energie der Absorberplatte.

Formt man (44) auf $\frac{\partial E_{in}}{\partial t}$ um, so erhält man unter Anwendung von (46) (47).

$$G \bullet \alpha \bullet F_K = \dot{Q}_n + \dot{Q}_{Ver} + \dot{Q}_{Sp} = \dot{Q}_{WL} + \dot{Q}_{ges} + \dot{Q}_K + \frac{\partial E_{in}}{\partial t} \quad (44)$$

$\dot{Q}_{WL}$	Leistungsverluste durch Wärmeleitung in W
$\dot{Q}_{ges}$	Leistungsverluste durch Wärmestrahlung in W
$\dot{Q}_K$	Leistungsverluste durch Konvektion in W

$$E_{in} = c \bullet m \bullet (T - T_0) + E_{in0} \quad (45)$$

E_{in0} innere Energie eines Körpers bei einer Temperatur T_0 in J

zwischen T und T_0 darf kein Phasenübergang im Material stattfinden

$$\left(\frac{\partial E_{in}}{\partial t} \right)_{c,p} = m \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (46)$$

$$\frac{m \cdot c \cdot \partial T}{\partial t} = G \cdot \alpha \cdot F_K - \dot{Q}_{WL} - \dot{Q}_{ges} - \dot{Q}_K \quad (47)$$

m Absorbermasse in kg

c spez. Wärmekapazität bei konstantem Druck in J/kg K

T mittlere Absorbtemperatur in K

6.2 Reale Modulgeometrie

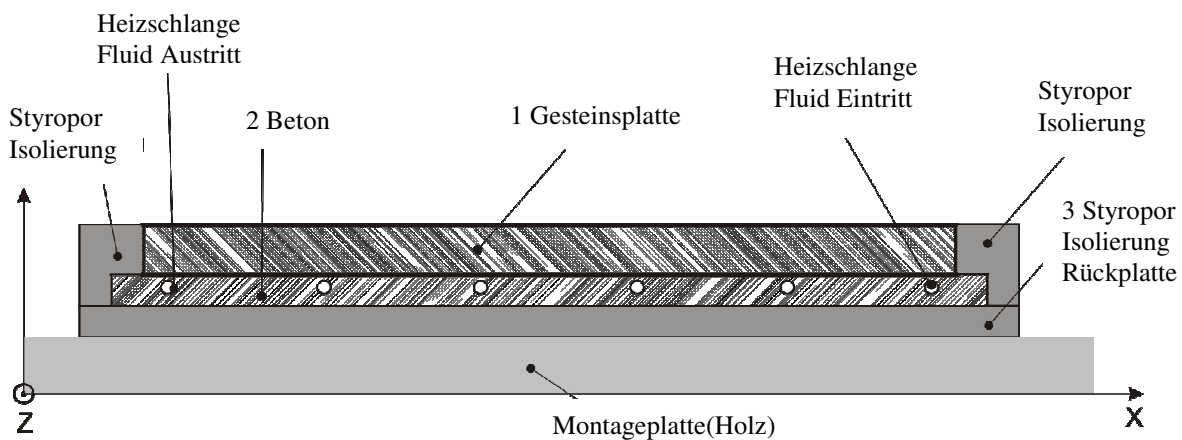


Abb. 36: Schematische Darstellung eines am Messstand montierten Gestein-Moduls

Tab. 3: Abmessungen und Masse der Modul-Bestandteile

Bauteil Nr.	L(X-Achse) mm	B(Y-Achse) mm	H(Z-Achse) mm	trocken Masse kg
1	700	30	700	39
2	730	20	730	23
3	760	20	760	0,5

Da die Modulgeometrie (Abb. 36 und Tab. 3) keine gemeinsame Symmetrieachse für alle Bauteile aufweist ist das Problem 3-dim. Um dieses Problem dennoch 1-dim behandeln zu können, muss die Modulgeometrie vereinfacht werden, siehe Abb. 37 und Kap. 6.3.

6.3 Vereinfachte Modul Geometrie

Annahme: Die Seitenflächen des Kollektors sind perfekt isoliert. Ansonsten würde sich ein Temperatur-Gradient in der X-Z-Ebene einstellen, der ungleich null ist. Es wäre dann mindestens eine 2-d Simulation notwendig.

Die Rohrschlange wird durch einen Spalt ersetzt, welcher durch zwei parallele Platten gebildet wird (vgl. Abb. 36 mit Abb. 37). Durch diesen 2 mm breiten Spalt wird das Fluid in der Simulation ausgetauscht (siehe Kap. 6.7).

Das Fluid hat in diesem Spalt im Kollektor-Betriebszustand eine Temperatur T_{soll} (mittlere Temperatur in Y-Richtung), welche unabhängig von der X-Z-Position ist.

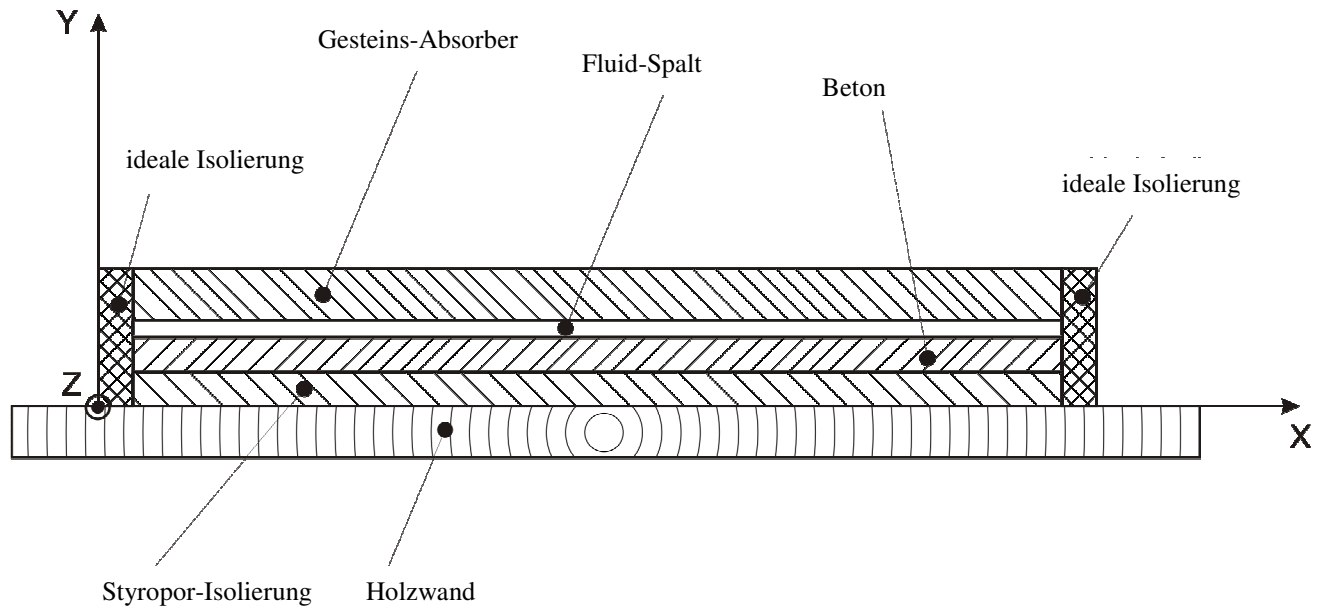


Abb. 37 Vereinfachte Modulgeometrie

Tab. 4: Abmessungen und Masse der vereinfachten Modul-Geometrie

Bauteil Benennung	L(x-Achse) mm	B(y-Achse) mm	H(z-Achse) mm	trocken Masse kg
Gesteins-Absorber	700	30	700	39
Fluid-Spalt	700	2	700	1,0 kg Fluid-Masse
Beton	700	18	700	21,5
Styropor-Isolierung	700	20	700	0,42

Die Längen-Maße und Massen der Bestandteile der vereinfachten Modulgeometrie sind in Tab. 4 dargestellt.

6.4 Materialspezifische Kenngrößen

Die Wärmeleitfähigkeiten aller beteiligten Materialien werden als Konstanten betrachtet. Auch die Wärmekapazitäten der Materialien werden als konstante Größen behandelt, da die Temperaturdifferenzen max. 50 K betragen. Jene Materialkenngrößen welche in den Simulationsgleichungen vorkommen sind in Tab. 5 zusammengestellt.

Tab. 5: Materialspezifische Kenngrößen

<u>Bezeichnung</u>	<u>Symbol</u>	<u>Maßzahl</u>	<u>physikalische Einheit</u>	<u>Quelle</u>
Luft (trocken)				
kinematische Viskosität bei 20 °C	ν	$15,32 \cdot 10^{-6}$	m ² /s	[35]
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C	λ_L	0,0259	W/m K	[35]
Temperaturleitfähigkeit bei 20 °C	κ	$21,63 \cdot 10^{-6}$	m ² /s	[35]
Granit- Absorber (Neuhauser Granit)				
Absorptions-Koeffizient	α	0,6	-----	Schätzung
Dichte	ρ_G	2650	kg/m ³	Messung
Wärmekapazität von Granit	C_G	790	J/kg K	[44]
Wärmeleitfähigkeit von Granit	λ_G	2,9	W/m K	[44]
Fluid				
Dichte der Wasser-Glykol Mischung	ρ_{Fluid}	1030	kg/m ³	[42]
Wärmekapazität der Wasser-Glykol Mischung	C_{Fluid}	3820	J/kg K	[42]
Wärmeleitfähigkeit der Wasser-Glykol Mischung	λ_{Fluid}	0,52	W/m K	[42]
Beton				
Dichte von Beton	ρ_B	2180	kg/m ³	Messung
Wärmekapazität von Beton	C_B	880	J/kg K	[43]
Wärmeleitfähigkeit von Beton	λ_B	2,1	W/m K	[43]
Extrudierte Polystyrol(XPS)-Isolierung				
Dichte von XPS	ρ_B	41,8	kg/m ³	Messung
Wärmekapazität von XPS	C_{Isol}	1400	J/kg K	[46]
Wärmeleitfähigkeit von XPS	λ_{ISOL}	0,032	W/m K	[45]

6.5 Modelle

Die Simulation wird mit Hilfe von realen Wetterdaten gespeist. Da die Windgeschwindigkeit nicht gemessen wurde, werden 2 Modelle erstellt, welche den Einfluss der Windgeschwindigkeit auf den Kollektorwirkungsgrad verdeutlichen sollen.

Modell A: In diesem Modell ist die Windgeschwindigkeit relativ zur Absorberoberfläche null. Es findet in der Absorber-Grenzschicht nur natürliche Konvektion statt.

Modell B: Bei diesem Modell soll eine von außen aufgeprägte konstante Windgeschwindigkeit von 3 m/s (laminare Strömung) bzw. 4m/s (turbulente Strömung) relativ zur Absorberoberfläche vorhanden sein.

6.6 Funktionsweise der Simulation und Festlegung des maximalen Zeitschrittes

In dieser Simulation werden sowohl die Zeit als auch die Breite (Y-Achse) diskretisiert, d.h. die Zeit und die Breite werden als Vielfaches einer jeweils kleinsten endlichen Schrittweite ausgedrückt. Während einer Schrittweite der Zeit Δt bleiben alle Simulations-Parameter konstant (stationärer Betrieb). Nach Festlegung der Schrittweite der Breite Δx ergibt sich automatisch ein maximaler Zeitschritt. Bei Überschreitung des maximalen Zeitschrittes rechnet das Programm falsch, weil die lineare Näherung nicht mehr ausreichend ist.

6.6.1 Bestimmung des maximalen Zeitschrittes, wenn $\Delta x = 2\text{ mm}$ ist

Der maximal mögliche Zeitschritt ergibt sich aus dem Minimum der maximalen Zeitschritte der Bestandteile, d.h. die Komponente mit dem größten a (materialspezifischer Parameter) in (48) bestimmt den maximalen Zeitschritt Δt . (45) gilt für rein explizite Zeitschrittverfahren [40]. Der in (48) vorkommende Parameter a wird in (49) definiert.

$$\Delta t \leq \frac{1}{2 \cdot a \cdot \left(\frac{2}{\Delta x^2} + 1 \right)} \quad (48) [41]$$

Δt Zeitschritt in s

Δx Schichtdicke in m

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad (49) [41]$$

a Temperaturleitfähigkeit in m^2/s

λ Wärmeleitfähigkeit in $\text{W}/\text{m K}$

ρ Massendichte in kg/m^3

c Wärmekapazität in $\text{J}/\text{kg K}$

Der maximale Zeitschritt wird durch die Granitschicht bestimmt und beträgt bei einer Schichtdicke $\Delta x = 2\text{ mm}$ 1,3 s. Man wählt in der Simulation daher einen Zeitschritt kleiner als 1,3 s etwa 1 s.

6.6.2 Bezeichnung von charakteristischen Simulations-Kenngrößen

In jeder Simulations-Gleichung treten die in

Tab. 6 angeführten Größen auf. Ganz allgemein bezeichnet der Index n sowohl die Schicht selbst als auch die Lage der Schicht innerhalb der vereinfachten Kollektorgeometrie. Der Index i beschreibt die vergangene Zeit als Vielfaches eines konstanten Zeitschrittes Δt . Δx ist die Dicke einer Schicht n .

Tab. 6: Simulations-Kenngrößen

Symbol	phys. Einheit	Erklärung
$T_{n,i}$	K	jene Temperatur, die in der Mitte der Schicht n zum Zeitpunkt $i \cdot \Delta t$ vorherrscht
Δx	m	Dicke einer Schicht n in Y-Richtung (2 mm)
Δt	s	konstanter Zeitschritt (=1 s)

6.6.3 Einteilung der vereinfachten Modulgeometrie in 2mm breite Schichten und Beschreibung der Gebiete

Die vereinfachte Modulgeometrie des unabgedeckten Gestein-Kollektors, siehe Abb. 37, wird in 5 Gebiete unterteilt. Jedes Gebiet besteht aus unterschiedlich vielen Schichten. Der gesamte solare Kollektor wird in 35 Schichten eingeteilt, siehe Abb. 39. Die Zusammenfassung der Schichten zu Gebieten ist deshalb sinnvoll, da in einem Gebiet (bis auf die Randschichten des Gebietes) jede Schicht durch dieselbe Differenzialgleichung (in der Simulation durch Differenzengleichung angenähert) beschrieben wird.

Gebiet 1: Dieses Gebiet beinhaltet die Plattenoberfläche (Schicht $n=0$). Hier findet die solar-thermische Energieumwandlung statt. Verluste, die an der Plattenoberfläche auftreten sind: Wärmeverluste aufgrund von Konvektion der direkt angrenzenden Luft und langwellige Strahlungsaustausch-Verluste. An der Rückseite dieser Schicht ($n=0$) treten nur Wärmeleitungsverluste auf.

Der Energieaustausch zwischen den Schichten $n=1$ bis $n=34$ findet ausschließlich aufgrund von Wärmeleitung statt.

Gebiet 2: Dieser Bereich umfasst die Schichten $n=1$ bis $n=14$ der Gesteinsplatte.

Gebiet 3: An das Gebiet 2 grenzt die Fluidschicht ($n=15$) direkt an. Aufgrund der geringen Spaltbreite s der Fluidschicht von 2 mm (vgl. Abb. 38) wird in der Simulation angenommen, dass nur Wärmeleitung zwischen dem Fluid und den angrenzenden Schichten auftritt. Die Temperaturdifferenz zwischen den Rändern der Fluidschicht beträgt maximal 2 K nach (35) bei einem spez. Wärme-Leistungs-Übertrag von 500 W/m^2 . Dieser Wärmeübertrag findet zwischen Schicht $n=14$ und $n=15$ statt. Der Fehler durch Vernachlässigung der Konvektion wird nun größenordnungsmäßig nach oben abgeschätzt.

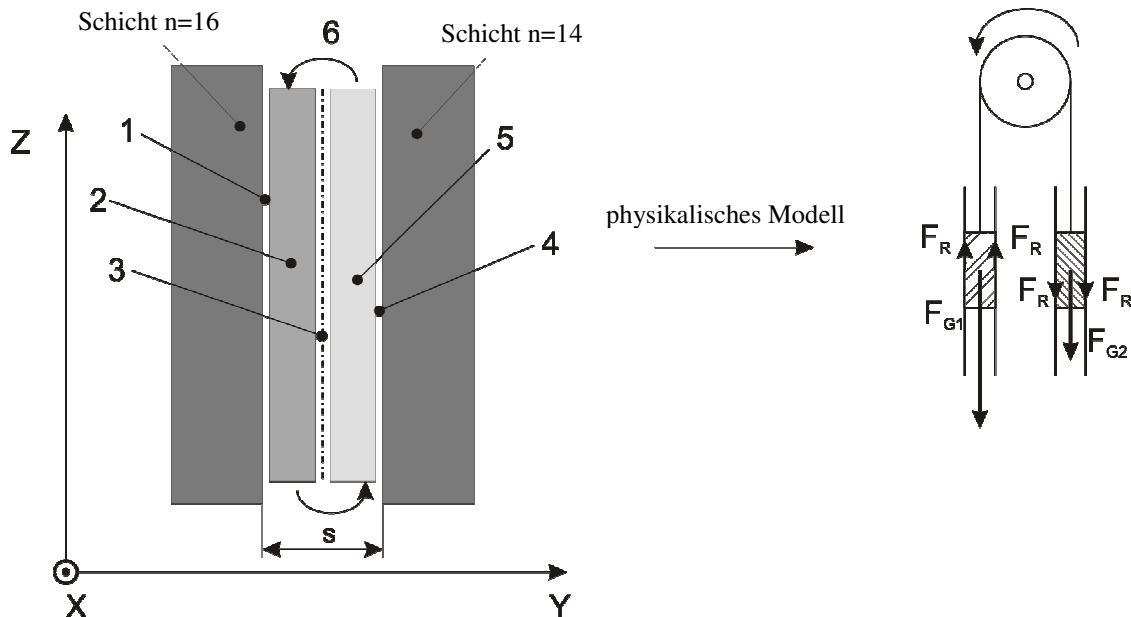


Abb. 38 stellt einen Spalt (Breite $s=2\text{mm}$) dar, der von 2 parallel ausgerichteten Platten gebildet wird. In diesem Spalt befindet sich ein Fluid. Die Platten an den Rändern der Fluidschicht (im Punkt 1 und Punkt 4) haben unterschiedliche Temperaturen. Aufgrund dieser Temperaturdifferenz wird die mittlere Temperatur im Punkt 5 (geringere Dichte) höher sein als im Punkt 2 (höhere Dichte). Aufgrund dieser Dichteunterschiede tritt natürliche Konvektion auf. Diese wird stark vereinfacht durch die rechte Darstellung beschrieben, um den maximalen konvektiven Wärmestrom von der rechten Platte zur linken Platte nach oben abschätzen zu können. F_R sind die Reibungskräfte und F_G die Gewichtskräfte der Fluidsäulen.

Aufgrund der Haftbedingung muss die Geschwindigkeit des Fluids im Punkt 1 und 4 in Abb. 38 null sein. Die Schicht $n=14$ soll ein höheres Temperaturniveau T_1 haben wie die Schicht $n=16$ (Temperaturniveau T_2). Die an die Schicht $n=14$ angrenzende Fluidschicht (Punkt 5 in Abb. 38) hat eine höhere mittlere Temperatur als die Fluidschicht in Punkt 2. Aufgrund von diesen mittleren Temperaturdifferenzen ist die mittlere Dichte im Punkt 2 höher als im Punkt 5. Bei gleichem Volumen der beiden Fluidschichten sind deren Massen und somit auch deren Gewichtskräfte verschieden. Die Fluidschicht mit höherem Temperaturniveau wird deshalb eine Geschwindigkeit nach oben erfahren, die andere Fluidschicht hat dann aufgrund der Kontinuitätsgleichung eine entgegengesetzt gerichtete gleich groß angenommene Geschwindigkeit. Da die Fluid-Geschwindigkeit entlang des Fluid-Spalts eine stetige Funktion ist, muss die Geschwindigkeit im (Bereich von) Punkt 3 null sein. Um die maximale Fluidgeschwindigkeit abschätzen zu können, wird ein stark vereinfachtes physikalisches Modell genauer betrachtet, siehe Abb. 38 rechts. Die Fluidschichten 2 und 5 werden dabei als Festkörper angesehen, welche über eine reibungsfreie Seilrolle verbunden sind. Das Fluid wird als Newtonsche Fluid behandelt. Die Reibungskräfte werden an den Positionen der maximalen Geschwindigkeit angesetzt (0,25 s bzw. 0,75 s). Stellt man nun das Kräftegleichgewicht auf so erhält man (50). Durch Einsetzen von (51), (52) und (53) in (50) kommt man auf (54) und durch weiteres Umformen auf $v_{\max}$ steigt man mit (55) aus.

$$\vec{F}_{G1} + \vec{F}_{G2} + 4 \cdot \vec{F}_R = 0 \quad (50)$$

$\vec{F}_{G1}$ Gewichtskraft der linken Fluidsäule (Abb. 38) in N

$\vec{F}_{G2}$ Gewichtskraft der rechten Fluidsäule (Abb. 38) in N

$\vec{F}_R$ einflächige Reibungskraft eines Fluidelements an der Position $s/4$ für ein Newtonsches Fluid in N

$$\vec{F}_{G2} = \bar{\rho}_2 \cdot A \cdot \frac{s}{2} \cdot g \cdot \vec{e}_z \quad (51)$$

$$\vec{F}_{G1} = -\bar{\rho}_1 \cdot A \cdot \frac{s}{2} \cdot g \cdot \vec{e}_z \quad (52)$$

$\bar{\rho}_1$ mittlere Dichte der linken Fluidsäule (Abb. 38) in kg/m^3

$\bar{\rho}_2$ mittlere Dichte der rechten Fluidsäule (Abb. 38) in kg/m^3

s Breite des Fluidspalts in mm

g Erdbeschleunigung in m/s^2

A Plattenfläche in m^2

$\vec{e}_z$ Einheitsvektor in z-Richtung

η dynamische Viskosität in Pa s

v Fluidgeschwindigkeit in m/s

$$\vec{F}_R = -\eta \cdot \frac{4 \cdot A \cdot v_{\max}}{s} \cdot \vec{e}_z \quad (53)$$

$$(\bar{\rho}_1 - \bar{\rho}_2) \cdot A \cdot \frac{s}{2} \cdot g = \eta \cdot \frac{16 \cdot A \cdot v_{\max}}{s} \quad (54)$$

$$v_{\max} = (\bar{\rho}_1 - \bar{\rho}_2) \cdot \frac{s^2 \cdot g}{32 \cdot \eta} \quad (55)$$

Wird in der Fluidschicht ein konstanter Temperaturgradient entlang der Spaltbreite angenommen so ist die Temperaturdifferenz zwischen Punkt 2 und Punkt 5 maximal 1 K. Hat die Schicht $n=14$ eine maximale Temperatur von $45,5^\circ\text{C}$, so ergeben sich für reines Wasser folgende Parameterwerte nach [35]:

$$\bar{\rho}_2 = \rho_{H_2O}(45^\circ\text{C}) = 990,22 \text{ kg/m}^3$$

$$\bar{\rho}_1 = \rho_{H_2O}(44^\circ\text{C}) = 990,62 \text{ kg/m}^3 \text{ (Dichtewert aus Tabelle interpoliert)}$$

$$\eta = \eta_{H_2O}(45^\circ\text{C}) = 595,8 \cdot 10^{-6} \text{ Pa s}$$

$$s = 0,002 \text{ m}$$

$$c_{p,H_2O}(45^\circ\text{C}) = 4179 \text{ J/kg K}$$

$$v_{\max} = 0,00082 \text{ m/s} = 0,82 \text{ mm/s}$$

$$\dot{Q}_{\max} = v_{\max} \cdot c_{H_2O} \cdot \frac{s}{2} \cdot l \cdot \Delta T \cdot \rho_2 = (\bar{\rho}_2 - \bar{\rho}_1) \cdot c_{H_2O} \cdot \frac{s^3 \cdot \rho_2 \cdot g}{64 \cdot \eta} \cdot l \cdot \Delta T \quad (56)$$

l Länge des Absorbers in X-Richtung in m

ΔT mittlere Temperaturdifferenz zwischen linker und rechter Fluidsäule (Abb. 38) in K

$$\dot{Q}_{\max} = 2,4 \text{ W}$$

$$\frac{\dot{Q}_{\max}}{\dot{Q}_{WL}} \propto f(T_1, T_2) \cdot s^4 \quad (57)$$

Der maximale Fehler den man bei Vernachlässigung der natürlichen Konvektion begeht liegt bei 0,5 % bei einem Wärme-Leistungs-Übertrag von 500 W/m^2 . Dieser Fehler steigt aber mit der vierten Potenz der Breite des Spaltes s (vgl. (57)), d.h. würde man einen 5 mm Spalt wählen, so wäre der maximale Fehler schon bei ca. 19,7%!

Gebiet 4: Die Betonschicht reicht von Schicht mit dem Index $n=16$ bis zur Schicht $n=24$.

Gebiet 5: Hinter der Betonschicht befindet sich die Isolationsschicht. Diese erstreckt sich von Schichtindex $n=25$ bis $n=34$.

Die Holzwand soll für die weiteren Betrachtungen keine Rolle spielen. Diese schützt die Kollektorrückseite nur vor dem Windeinfluss.

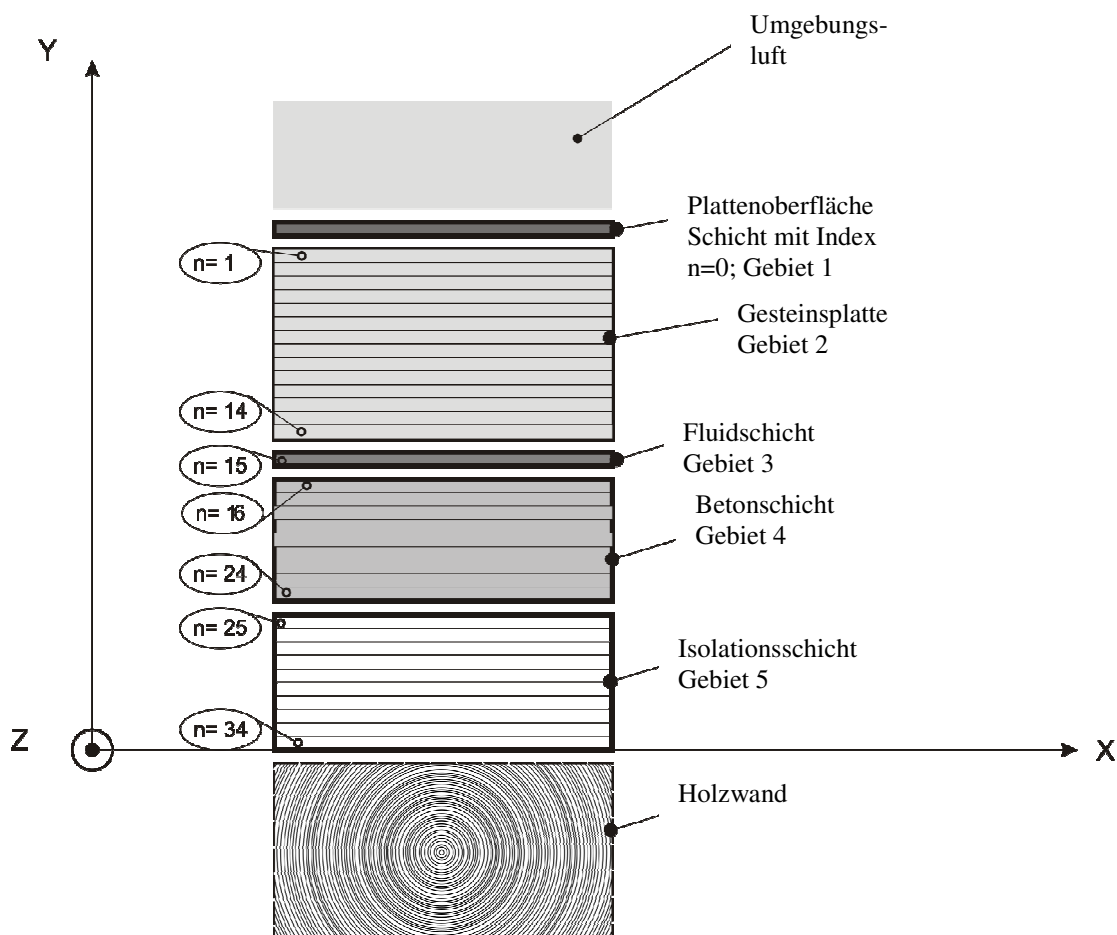


Abb. 39 zeigt einen Schnitt ($z=\text{const.}$) durch die vereinfachte Modulgeometrie (vgl. Abb. 37). Die Lage der einzelnen 2mm dicken Schichten $n=0$ bis 34 sowie die verschiedenen Gebiete sind in diesem Schema dargestellt. Wichtig ist, dass jede der Differenzengleichungen (75) bis (91), siehe Kap.6.7 nur jeweils in einem Gebiet gültig ist. Die Randschichten der Gebiete müssen gesondert betrachtet werden (Änderung der materialspezifischen Parameter in den Differenzengleichungen).

6.6.4 Betrachtung des Wärmeaustausches zwischen verschiedenen Schichten

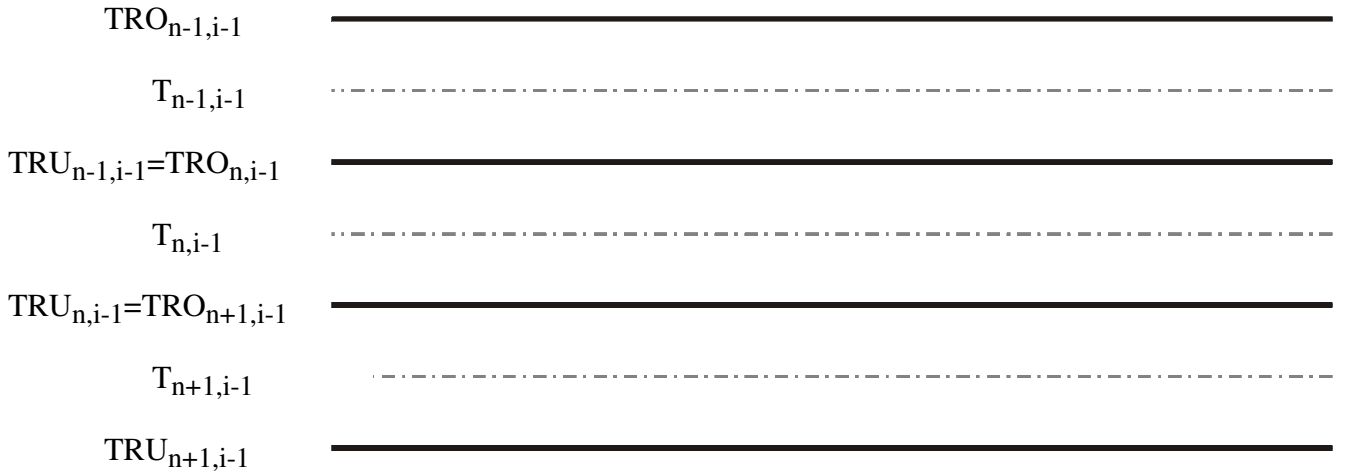


Abb. 40: Für die Simulation wird der vereinfachte Gesteins-Kollektor in Schichten zerlegt. Es werden die verschiedenen Temperaturen in einer Schicht n in dieser Abbildung dargestellt. Die dicken Linien begrenzen jeweils eine Schicht. TRO bezeichnet die Temperatur am oberen Rand der Schicht, T ist die mittlere Temperatur der Schicht und mit TRU soll die Temperatur am unteren Rand der Schicht assoziiert werden. Der Index i ist proportional zur vergangenen Zeit.

Ist der Schichtindizes n ungleich 0, so findet nur Wärmeleitung zwischen den Schichten, siehe Abb. 40, statt.

Es muss (44) modifiziert werden. Die Strahlungsterme und der konvektive Term fallen weg. Daher ergibt sich aus (44) durch Streichen dieser Terme (58).

$$\frac{m \cdot c \cdot \partial T}{\partial t} = -\dot{Q}_{WL} \quad (58)$$

Schaut man sich den Wärmeverlust je Zeit in der Schicht n an, so muss man 2 Wärmeleitungsterme berücksichtigen (vgl. (61)), da an die Schicht n sowohl die Schicht n-1 als auch die Schicht n+1 angrenzt, siehe Abb. 40.

In der Simulation ist je Schicht nur die mittlere Temperatur $T_{n,i-1}$ bekannt. Da die Temperaturen sich innerhalb eines Zeitschrittes Δt nicht ändern werden die Rand-Temperaturen der Schicht n ($TRO_{n,i-1}$ obere Randtemperatur der Schicht n, $TRU_{n,i-1}$ untere Randtemperatur der Schicht n) mit Hilfe von (59) und (60) berechnet. Die Ausgangsgleichung für (59) und (60) bildet (42).

$$TRO_{n,i-1} = \frac{T_{n,i-1} \cdot \lambda_n + T_{n-1,i-1} \cdot \lambda_{n-1}}{\lambda_{n-1} + \lambda_n} \quad (59)$$

$TRO_{n,i-1}$ Temperatur am oberen Rand der Schicht n, siehe (Abb. 40), in K

λ_n Wärmeleitfähigkeit der Schicht n in W/m K

$$TRU_{n,i-1} = \frac{T_{n,i-1} \cdot \lambda_n + T_{n+1,i-1} \cdot \lambda_{n+1}}{\lambda_{n+1} + \lambda_n} \quad (60)$$

$TRU_{n,i-1}$ Temperatur am unteren Rand der Schicht n, siehe (Abb. 40), in K

$$\dot{Q}_{WL} = -2 \cdot \left(\lambda_{n-1} \cdot \frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \lambda_{n+1} \cdot \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \cdot A \quad (61)$$

$\dot{Q}_{WL}$ Leistungsverluste der Schicht n durch Wärmeleitung in W

Alternative Ableitung von (61): Nach [41] gilt im 2-dim Fall:

$$\dot{Q}_{jein,i,j} = \left(\frac{\Delta x/2}{\lambda_{i,j-1}} + \frac{\Delta x/2}{\lambda_{i,j}} \right)^{-1} \Delta x L (t_{i,j-1} - t_{i,j}) \quad (62)[41]$$

$$\dot{Q}_{jaus,i,j} = \left(\frac{\Delta x/2}{\lambda_{i,j}} + \frac{\Delta x/2}{\lambda_{i,j+1}} \right)^{-1} \Delta x L (t_{i,j} - t_{i,j+1}) \quad (63)[41]$$

Im 1- dim Fall ist der Index j konstant und kann weggelassen werden. $\Delta x \cdot L$ entspricht in diesem Fall der Absorberfläche A. Daher vereinfachen sich die Gleichungen (62) und (63) zu:

$$\dot{Q}_{jein} = \left(\frac{\Delta x/2}{\lambda_{j-1}} + \frac{\Delta x/2}{\lambda_j} \right)^{-1} \cdot (t_{j-1} - t_j) \cdot A \quad (64)$$

$$\dot{Q}_{jaus} = \left(\frac{\Delta x/2}{\lambda_j} + \frac{\Delta x/2}{\lambda_{j+1}} \right)^{-1} \cdot (t_j - t_{j+1}) \cdot A \quad (65)$$

$$-\dot{Q}E_j = \dot{Q}_{WL}^* = \dot{Q}_{jaus} - \dot{Q}_{jein} \quad (66)[41]$$

(66) gilt nach [41] im 1 dim Fall. Setzt man (64) und (65) in (66) ein so ergibt sich (67).

$$\dot{Q}_{WL}^* = A \cdot \left(\left(\frac{\Delta x/2}{\lambda_j} + \frac{\Delta x/2}{\lambda_{j+1}} \right)^{-1} \cdot (t_j - t_{j+1}) - \left(\frac{\Delta x/2}{\lambda_{j-1}} + \frac{\Delta x/2}{\lambda_j} \right)^{-1} \cdot (t_{j-1} - t_j) \right) \quad (67)$$

Durch Umformen von (67) ergibt sich (68).

$$\dot{Q}_{WL}^* = \frac{2 \bullet A}{\Delta x} \bullet \left(\frac{\lambda_{j+1} \bullet \lambda_j}{\lambda_{j+1} + \lambda_{j+1}} \bullet (t_j - t_{j+1}) - \frac{\lambda_j \bullet \lambda_{j-1}}{\lambda_j + \lambda_{j-1}} \bullet (t_{j-1} - t_j) \right) \quad (68)$$

Setzt man nun (59) (60) in (61) ein und lässt die Zeitindizes weg, so ergibt sich

$$\dot{Q}_{WL} = -\frac{2 \bullet A}{\Delta x} \bullet \left(\lambda_{n-1} \bullet \left(T_{n-1} - \left(\frac{T_n \bullet \lambda_n + T_{n-1} \bullet \lambda_{n-1}}{\lambda_{n-1} + \lambda_n} \right) \right) + \lambda_{n+1} \bullet \left(T_{n+1} - \left(\frac{T_n \bullet \lambda_n + T_{n+1} \bullet \lambda_{n+1}}{\lambda_{n+1} + \lambda_n} \right) \right) \right) \quad (69)$$

Umformen und erweitern von (69) ergibt (70)

$$\dot{Q}_{WL} = -\frac{2 \bullet A}{\Delta x} \bullet \left(\lambda_{n-1} \bullet \frac{T_{n-1} \bullet (\lambda_{n-1} + \lambda_n) - T_n \bullet \lambda_n - T_{n-1} \bullet \lambda_{n-1}}{\lambda_{n-1} + \lambda_n} + \lambda_{n+1} \bullet \frac{T_{n+1} \bullet (\lambda_{n+1} + \lambda_n) - T_n \bullet \lambda_n - T_{n+1} \bullet \lambda_{n+1}}{\lambda_{n+1} + \lambda_n} \right) \quad (70)$$

Durch Herausheben aus (70) ergibt sich (71)

$$\dot{Q}_{WL} = -\frac{2 \bullet A}{\Delta x} \bullet \left(\frac{\lambda_{n-1} \bullet \lambda_n}{\lambda_{n-1} + \lambda_n} \bullet (T_{n-1} - T_n) + \frac{\lambda_{n+1} \bullet \lambda_n}{\lambda_{n+1} + \lambda_n} \bullet (T_{n+1} - T_n) \right) \quad (71)$$

Identifiziert man t in (68) mit T in (71) und den Index j in (68) mit n in (71) so ergibt sich (72).

$$\dot{Q}_{WL} = \dot{Q}_{WL}^* \quad (72)$$

$$\frac{m \bullet c \bullet \partial T}{\partial t} = 2 \bullet \left(\lambda_{n-1} \bullet \frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \lambda_{n+1} \bullet \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \bullet A \quad (73)$$

m Masse der Schicht n in kg

A Absorberfläche oder Schichtfläche in m²

Dividiert man (73) durch die Schichtfläche A durch und schreibt man für die Masse der Schicht Massendichte mal Volumen der Schicht, so kann die Schichtfläche gekürzt werden ($V = A \bullet \Delta x$). Ersetzt man noch den Differenzialquotient der rechten Seite von (73) durch den zeitlichen Differenzenquotienten der Temperatur, so erhält man (74).

$$\rho_n \bullet \Delta x \bullet c_n \bullet \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} = 2 \bullet \left(\lambda_{n-1} \bullet \frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \lambda_{n+1} \bullet \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \quad (74)$$

ρ_n Massendichte der Schicht n in kg/m³

c_n spez. Wärmekapazität der Schicht n bei konstantem Druck in J/kg K

6.7 Formulierung der Simulations-Gleichungen

Die folgenden Modelle A und B unterscheiden sich nur im Gebiet 1 bei n=0. Modell A berücksichtigt natürliche Konvektion, Modell B den Einfluss von Wind.

Um die Oberflächentemperatur des Gesteins-Absorbers zu berechnen geht man von der mittleren Temperatur der Schicht n=0 $T_{0,i}$ aus. Die linke Seite von (77) bzw. (78) stellt jene flächenspezifische Leistung dar, mit der die Oberflächenschicht beheizt oder gekühlt wird. Desweiteren müssen auch noch die Wärmeleitungsverluste an der Rückseite des Absorbers addiert werden. Um diese Gesamtleistung durch Wärmeleitung in die Schichtmitte zu transportieren (Transportweg $\Delta x \bullet 0,5$) ist ein Temperaturgradient (Temperaturdifferenz bezogen auf $\Delta x \bullet 0,5$) nötig. Wird die Speicherwirkung dieser dünnen Teilschicht vernachlässigt, so erhält man eine Näherung für $TRO_{n,i}$, siehe (75) bzw. (76)

$$\rho_G \bullet \Delta x \bullet c_G \bullet \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} - \frac{\dot{Q}_{WL}}{A} = \frac{\Delta E_{in}}{A \bullet \Delta t} - \frac{\dot{Q}_{WL}}{A} = \frac{2 \bullet \lambda_G}{\Delta x} \bullet (TRO_{n,i} - T_{n,i}) \quad (75)$$

Da $\frac{\Delta E_{in}}{\Delta t}$ und $\dot{Q}_{WL}$ schon bekannt sind, erhält man durch Umformen von (75) auf $TRO_{n,i}$ (76).

$$TRO_{n,i} = \frac{\Delta x}{2 \bullet \lambda_G \bullet A} \left(\frac{\Delta E_{in}}{\Delta t} - \dot{Q}_{WL} \right) + T_{n,i} \quad (76)$$

$\dot{Q}_{WL}$ Leistungsverlust durch Wärmeleitung bezogen auf Schicht n=0 (neg. Vorzeichen) in W

Modell A: Im Gebiet 1 ist n=0 und es gilt (77)

Um (77) zu erhalten setzt man zuerst (13) und (35) in (47) ein. Da nur an der Rückseite der Schicht n=0 eine weitere nicht gasförmige Schicht n=1 angrenzt, benötigt man nur einen Term um die Leistungsverluste der Schicht n=0 durch Wärmeleitung zu beschreiben. In (47) wird $\dot{Q}_{WL}$ durch (61) ersetzt, wobei $\lambda_{n-1}=0$ gesetzt wird. Anschließend wird die Zeit noch diskretisiert.

$$\rho_G \bullet \Delta x \bullet c_G \bullet \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} = G \bullet \alpha - \left(\frac{1}{2} \bullet \sigma \bullet \left((0,0552 \bullet T_L^{1,5})^4 + T_L^4 \right) - \sigma \bullet T_A^4 \right) + 2 \bullet \lambda_G \bullet \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} - \frac{Nu_{nat} \bullet \lambda_L}{l} \bullet (TRO_{n,i-1} - T_L) \quad (77)$$

Für die charakteristische Länge l wird in (77) die Absorberhöhe eingesetzt.

Modell B: Im Gebiet 1 ist $n=0$ und es gilt (78)

Die Ableitung von (78) geht analog wie die Ableitung von (77) nur dass $\dot{Q}_K$ durch (20) statt (13) ersetzt wird.

$$\rho_G \cdot \Delta x \cdot c_G \cdot \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} = G \cdot \alpha - \left(\frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot \left((0,0552 \cdot T_L^{1,5})^4 + T_L^4 \right) - \sigma \cdot T_A^4 \right) + 2 \cdot \lambda_G \cdot \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} - \frac{Nu_{l,p} \cdot \lambda_L}{l} \cdot (TRO_{n,i-1} - T_L) \quad (78)$$

Für die charakteristische Länge l wird in (78) die 3-fache Plattenlänge eingesetzt (vgl. Abb. 25), da das PV-Modul dünner ist als die Gesteinsplatten. $Nu_{l,p}$ ist in (19) erklärt.

Von Gebiet 2 bis 5 sind die Gleichungen für beide Modelle identisch.

Gebiet 2: Das ist der Bereich im Gestein ohne Oberflächenschicht.

(79) gilt für $1 \leq n < 14$

$$\rho_G \cdot \Delta x \cdot c_G \cdot \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} = 2 \cdot \lambda_G \cdot \left(\frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \quad (79)$$

(80) gilt für $n=14$

$$\rho_G \cdot \Delta x \cdot c_G \cdot \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} = 2 \cdot \left(\lambda_G \cdot \frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \lambda_{Fluid} \cdot \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \quad (80)$$

Gebiet 3: Direkt an die Gesteinsschicht grenzt die Fluidschicht an.

(81) bzw. (82) gelten bei $n=15$

Fall 1: $T_{15,i-1} < T_{Soll}$ (81)

In diesem Fall wird dem Fluid solange Wärme zugeführt, bis die Fluid-Mitteltemperatur $T_{15,i-1} = T_{Soll}$ ist. Der Massenstrom ist null.

$$\rho_{Fluid} \cdot \Delta x \cdot c_{Fluid} \cdot \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} = 2 \cdot \left(\lambda_G \cdot \frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \lambda_B \cdot \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \quad (81)$$

Fall 2: $T_{15,i-1} > T_{Soll}$ (82)

$$\rho_{Fluid} \cdot \Delta x \cdot c_{Fluid} \cdot (T_{SOLL} - T_{ein}) \cdot \frac{\Delta A}{\Delta t} = 2 \cdot \left(\lambda_G \cdot \frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \lambda_B \cdot \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \cdot A \quad (82)$$

Um die linke Seite von (82) zu verstehen betrachtet man Abb. 41. Nach Voraussetzung hat $T_{15,i-1}$ die Solltemperatur gerade erreicht (kleiner Zeitschritt bei großer Fluidmasse ergibt minimale Temperaturabweichung). Es werden nun die verschiedenen Punkte von 1 bis 6 in Abb. 41 näher erläutert. Gestartet wird im Punkt 1.

Von 1 nach 2 vergeht ein Zeitschritt Δt und dem Fluid im Spalt wird innere Energie ΔE_{in} zugeführt. In 2 ist das Temperaturniveau von T_{soll} auf $T=T_{soll}+\Delta T$ gestiegen. Von 2 nach 3 wird das Fluid im Spalt in ein perfekt isoliertes Gefäß geleert und mit jener Masse kalten Fluids (Fluid auf Reservoir-Temperaturniveau) gemischt, sodass in 4 das Temperaturniveau T_{soll} erreicht wird. In 5 leert man die Mischung wieder in den Spalt. Ein Teil der Mischung füllt das Volumen zwischen den beiden Platten. Das Restvolumen tritt mit T_{soll} aus dem vereinfachten Gesteins-Absorber aus (Punkt 6). Dann beginnt dieser Zyklus erneut.

$$\Delta E_{in} = \Delta m \cdot (T_{soll} - T_{ein}) \cdot c_{Fluid} = \rho_{Fluid} \cdot \Delta x \cdot c_{Fluid} \cdot (T_{SOLL} - T_{ein}) \cdot \Delta A \quad (83)$$

$$\Delta V = \Delta A \cdot s = \Delta A \cdot \Delta x = \Delta B \cdot L \cdot s \quad (84)$$

ΔV jenes Fluid-Volumen, welches während Δt von T_{ein} auf T_{soll} erwärmt werden kann in m^3

s Breite des Fluid-Spalts in m

L Absorberlänge, Absorberbreite (da quadratische Platten) in m

T_{ein} Reservoirtemperatur in $^{\circ}C$

Dividiert man (83) durch Δt , so erhält man die linke Seite von (82). Den Massenstrom kann man durch Umformung von (83) auf Δm und anschließender Division durch Δt berechnen, siehe (85).

$$\frac{\Delta m}{\Delta t} = \frac{1}{(T_{soll} - T_{ein}) \cdot c_{Fluid}} \cdot \frac{\Delta E_{in}}{\Delta t} = - \frac{1}{(T_{soll} - T_{ein}) \cdot c_{Fluid}} \cdot \sum \dot{Q}_{WL} \quad (85)$$

Für $\sum \dot{Q}_{WL}$ setzt man (61) ein und passt die materialspezifischen Parameter an.

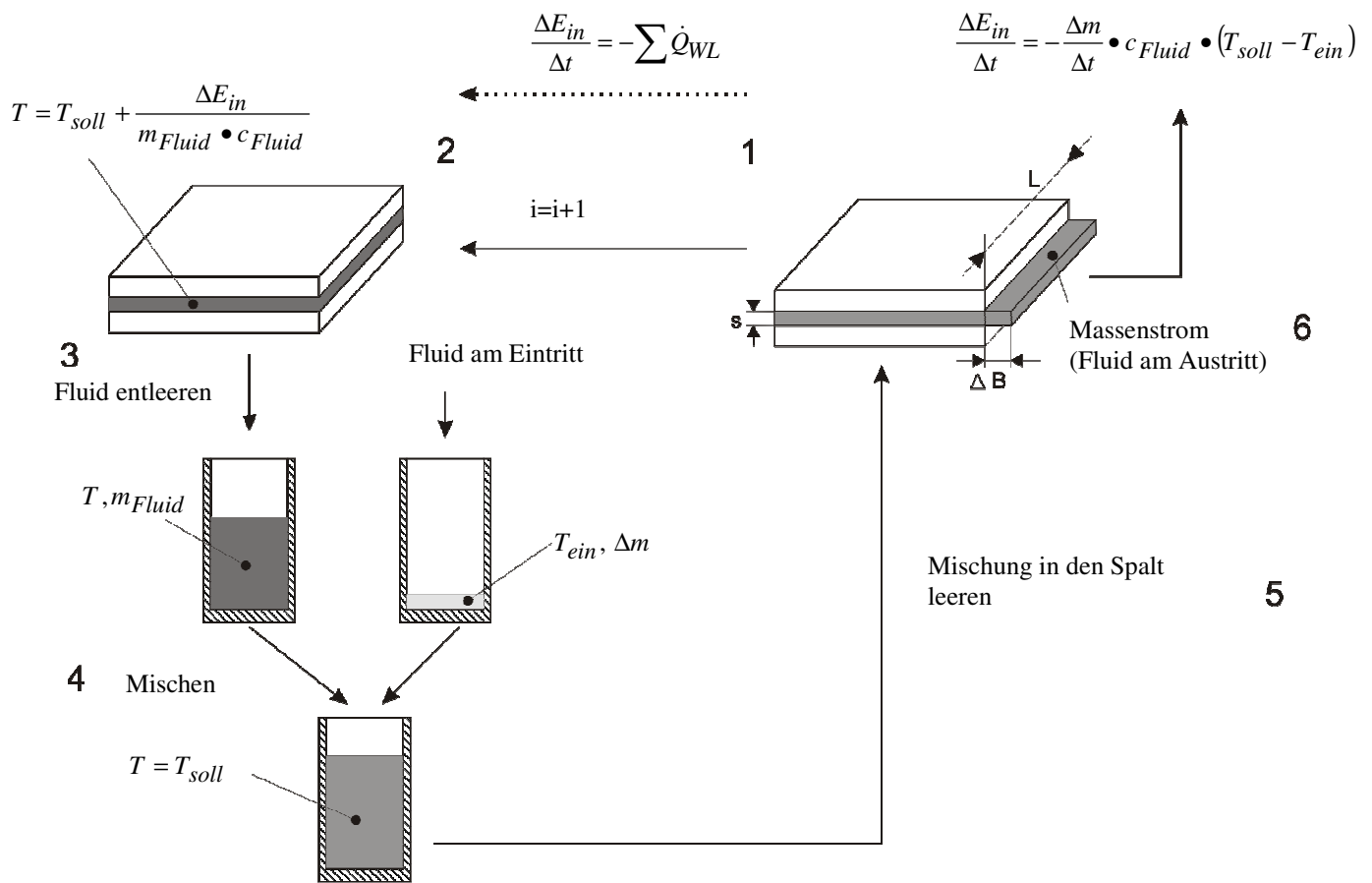


Abb. 41 Beschreibung des virtuellen Energieaustausches zwischen dem Fluid und den angrenzenden Schichten (Granit-Schicht und Betonschicht) in der Simulation. Dieses Schema dient zur Ableitung von (82) und (85).

Gebiet 4: Dieses Gebiet umfasst die Betonschicht

(86) gilt für $n = 16$

$$\rho_B \bullet \Delta x \bullet c_B \bullet \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} = 2 \bullet \left(\lambda_{Fluid} \bullet \frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \lambda_B \bullet \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \quad (86)$$

(87) gilt für $16 < n < 24$

$$\rho_{B^{\bullet}\Delta x} c_{B^{\bullet}} \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} = 2^{\bullet} \lambda_{B^{\bullet}} \left(\frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \quad (87)$$

(88) gilt für $n = 24$

$$\rho_{B^{\bullet}\Delta x} \bullet c_{B^{\bullet}} \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} = 2 \bullet \left(\lambda_{B^{\bullet}} \bullet \frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \lambda_{Isol} \bullet \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \quad (88)$$

Gebiet 5: Dieses Gebiet beinhaltet die Isolationsschicht

(89) gilt für $n=25$

$$\rho_{Isol} \cdot \Delta x \cdot c_{Isol} \cdot \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} = 2 \cdot \left(\lambda_B \cdot \frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \lambda_{Isol} \cdot \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \quad (89)$$

(90) gilt für $25 < n < 34$

$$\rho_{Isol} \cdot \Delta x \cdot c_{Isol} \cdot \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} = 2 \cdot \lambda_{Isol} \cdot \left(\frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \quad (90)$$

(91) gilt für $n=34$

$$\rho_{Isol} \cdot \Delta x \cdot c_{Isol} \cdot \frac{T_{n,i} - T_{n,i-1}}{\Delta t} = 2 \cdot \left(\lambda_{Isol} \cdot \frac{T_{n-1,i-1} - TRO_{n,i-1}}{\Delta x} + \lambda_L \cdot \frac{T_{n+1,i-1} - TRU_{n,i-1}}{\Delta x} \right) \quad (91)$$

Am Ende der Isolationsschicht wird bei $n=34$ für $T_{n+1,i-1}$ die Lufttemperatur T_L eingesetzt.

7. Simulationsergebnisse

7.1 Einleitung

Aus bekannter Lufttemperatur und Globalstrahlung auf eine vertikale Fläche werden mit Hilfe von Modellen, welche im Kap. 6 ausführlich dargestellt sind, folgende Kenngrößen ermittelt:

- Plattenoberflächen-Temperatur
- Massendurchfluss des Fluids
- Energieaufnahme des Fluids
- Fluid-Temperatur
- Tages-Wirkungsgrad bezogen auf das Pyranometer

Zur Erinnerung : Modell-A ohne Windeinfluss

Modell-B mit konstanter Windgeschwindigkeit parallel bzw. antiparallel zur X-Achse,
(Koordinatensystem siehe Abb. 36)

Das Modell-B wird nun in 2 Submodelle Modell-B-lam und Modell-B-turb unterteilt. Bei Modell-B-lam wird eine Windgeschwindigkeit von 3 m/s (laminarer Strömungsbereich) vorausgesetzt, bei Modell-B-turb soll eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Strömungsbereich) vorherrschen.

Die Simulationsergebnisse werden anhand von zwei gegensätzlichen Tagen kurz präsentiert. Dafür sucht man sich im Sommer und Winter je einen überwiegend wolkenlosen Tag aus. Das Nutztemperaturniveau T_{soll} wird in diesem Kaptitel mit 27 °C angenommen. Die Reservoirtemperatur T_{ein} soll 17 °C betragen. Der Fluidaustausch-Massenstrom ist null falls $T_{\text{ist}} < T_{\text{soll}}$.

7.2 Analyse beider Tage

1 Gemeinsamkeiten der beiden gegensätzlichen Tage

Man sieht, dass der Fluid-Leistungsaufnahme- Graph (vgl. Abb. 46) dem Pyranometer-Graphen (vgl. Abb. 42) folgt, jedoch die Maxima sind aufgrund der thermischen Trägheit dieses Systems etwas zeitversetzt. Ein massereicher Gesteinsabsorber mit einer gewissen Wärmeenergiespeicher-Fähigkeit kann den starken Schwankungen der solaren Strahlung nicht sofort folgen, weshalb man in Abb. 46 kleinere Schwankungen als in Abb. 42 vorfindet. Der Gesteinsabsorber wirkt somit ähnlich einem Tiefpass und hat eine thermisch und energetisch glättende Wirkung auf darunter liegenden Schichten. Vergleicht man die Abb. 50 mit der Abb. 51, so stellt man in Abb. 51 ebenfalls eine Reduktion der Schwankungen in der Temperaturkurve fest.

2 Aufheizverhalten

Sommertag mit viel Sonnenschein, Tag 01.08.2012

Vergleicht man Abb. 44 mit Abb. 52 so sieht man, dass die Absorberoberflächen-Temperatur in der Nacht unterhalb des Lufttemperaturniveaus fällt. Daher ist die Absorbtemperatur bei einer turbulenten Luftströmung

in der Nacht höher wie bei einer laminaren Luftströmung, siehe Abb. 43 und Abb. 44. Zwischen 9:30 und 11 Uhr ist der Temperaturanstieg etwa konstant.

Wintertag mit viel Sonnenschein, Tag 27.01.2012

Auch an diesem Tag fällt die Absorbtemperatur in der Nacht unter das Lufttemperaturniveau. In Abb. 50 ist der Temperaturanstieg von 10:30 bis 11:30 konstant. Sind die Verluste gegenüber der Einstrahlungsleistung nicht mehr vernachlässigbar, so verringert sich der Anstieg der Temperaturkurve und die Kurve krümmt sich nach rechts.

3 Energieabgabe an das Fluid und Wirkungsgrad

Sommertag mit viel Sonnenschein, Tag 01.08.2012

Um 11:25 ist an diesem Tag die Aufwärmphase beendet und das Fluid hat die Solltemperatur von 27 °C erreicht, siehe Abb. 45. Dieses Fluid-Temperaturniveau wird dann solange konstant gehalten, bis die einfallende solare Strahlungsleistung nicht mehr ausreicht. An diesem Tag wird von 11:25 bis 17:30 eine thermische Leistung an das Fluid(Temperaturniveau 27 °C) abgeführt.

Ein Teil der Wirkungsgrad-Einbußen kommt durch die fast nicht nutzbare Abkühlphase des Absorber-Moduls zustande, das heißt jene Energie die zum Aufwärmen des Moduls benötigt wurde kann nicht oder nur in sehr geringem Maße zu Heizzwecken verwendet werden. Man kann mit Hilfe der Abb. 42 und Abb. 47 sehr leicht jene solare Strahlungsenergie bestimmen, welche zum Aufwärmen des Gestein-Moduls bis zur Betriebstemperatur nötig ist. Dazu betrachtet man zuerst Abb. 59. Zu jenem Zeitpunkt, bei dem der Fluid-Massenstrom das erste Mal ungleich null wird, ist die Aufwärmphase beendet. Nun schaut man sich Abb. 42 an. Der Beginn der Aufwärmphase ist jener Zeitpunkt, an welchen das Pyranometer das erste Mal einen deutlich positiven Wert ($> 20 \text{ W/m}^2$) anzeigt. Die Fläche unter der Pyranometerkurve, welche von den Zeitpunkten Beginn/Ende der Aufwärmphase auf der Zeit-Achse begrenzt wird, wird durch ein Dreieck angenähert. Berechnet man nun den Inhalt dieser Dreiecksfläche, so erhält man einen Wert von $2,55 \text{ MJ/m}^2$ Absorberfläche. Die Aufwärmphase dauert am 01.08.2012 ca. 3,3 Stunden. Die gesamte Energieabgabe an das Fluid beträgt beim Modell-A $2,35 \text{ MJ/m}^2$ (Wirkungsgrad 21,1%) Absorberfläche, beim Modell-B-lam $2,18 \text{ MJ/m}^2$ und beim Modell-B-turb $2,77 \text{ MJ/m}^2$ (Wirkungsgrad 25,0%). Wie man durch Vergleich von Abb. 52 mit Abb. 43 und Abb. 44 erkennt, liegt die Lufttemperatur während der Betriebsphase fast immer über der Absorberoberflächen-Temperatur. Daher ist der Wirkungsgrad beim Modell-B-turb am Größten. Bei diesem Gesteinskollektor ist die Nutzenergie und jene Energie, welche zum Aufwärmen des Absorbers nötig ist um die Betriebstemperatur zu erreichen, ungefähr gleich groß. Der maximale Fluid_Massenstrom beträgt etwa $0,0019 \text{ kg/s}$ bei einer Absorberfläche von $0,49 \text{ m}^2$, siehe Abb. 48. Bei diesem Massenstrom werden 140 W je Quadratmeter Absorberfläche an thermischer Leistung an das Fluid übertragen, siehe Abb. 46.

Wintertag mit viel Sonnenschein, Tag 27.01.2012

Aus Abb. 50 wird ersichtlich, dass das Nutztemperaturniveau nicht erreicht wird. Der Wirkungsgrad ist daher null. Die maximale Temperaturdifferenz zwischen der umgebenden Luft und der Absorberoberfläche beträgt beim Modell-A etwa 13 °C beim Modell-B-turb 10 °C . An diesem Tag werden $6,1 \text{ MJ/m}^2$ von der Sonne eingestrahlt. Trotz dieser hohen Strahlungsintensität von bis zu 800 W/m^2 (vgl. Abb. 49) gelingt es nicht die Plattenoberfläche auf ein Temperaturniveau von über 17 °C anzuheben. Bei laminarer Strömung steigen die Verluste bis auf den Strahlungsaustauschterm (und die Prandtlzahl) linear mit der Temperaturdifferenz zwischen

Absorberoberfläche und der Lufttemperatur an. In Abb. 53 ist der Strahlungsaustauschterm in Abhängigkeit der Lufttemperatur nach (35) dargestellt. Die Temperaturdifferenz zwischen der Luft und der Absorberoberfläche beträgt 10 K. Man sieht aus dieser Abb., dass die Verlustleistung zwischen 268 und 293 K nur um 7,5 W/m² ansteigt. Ignoriert man diesen leichten Anstieg der Verlustleistung (max. Fehler bei 300 W/m² etwa 2,5%), so hängt die in den Kollektor transportierte Leistung linear von der Temperaturdifferenz zwischen Lufttemperatur und Absorberoberfläche ab, siehe (67). Daraus folgt, dass an Tagen mit einer durchschnittlichen Lufttemperatur von weniger als 287 K und einer Einstrahlungsenergie von unter 6,1 MJ die Solltemperatur von 302 K (27 °C) nicht erreicht werden kann.

Die Wahl der Plattendicke hat nun zwei verschiedene Einflüsse auf den Wirkungsgrad:

1. Je dicker die Steinplatte ist, desto höher muss die Oberflächentemperatur bei konstant gehaltener Fluid-Temperatur sein (konstanter Gradient) damit die selbe Wärmemenge an das Fluid abgegeben werden kann, und desto größer sind die langwelligen Strahlungsverluste. Natürlich wachsen auch die konvektiven Verluste an.
2. Durch den konstanten Gradienten wächst die im Gestein gespeicherte Energie quadratisch mit der Dicke (der Wirkungsgrad ist somit stark von der Plattendicke abhängig).

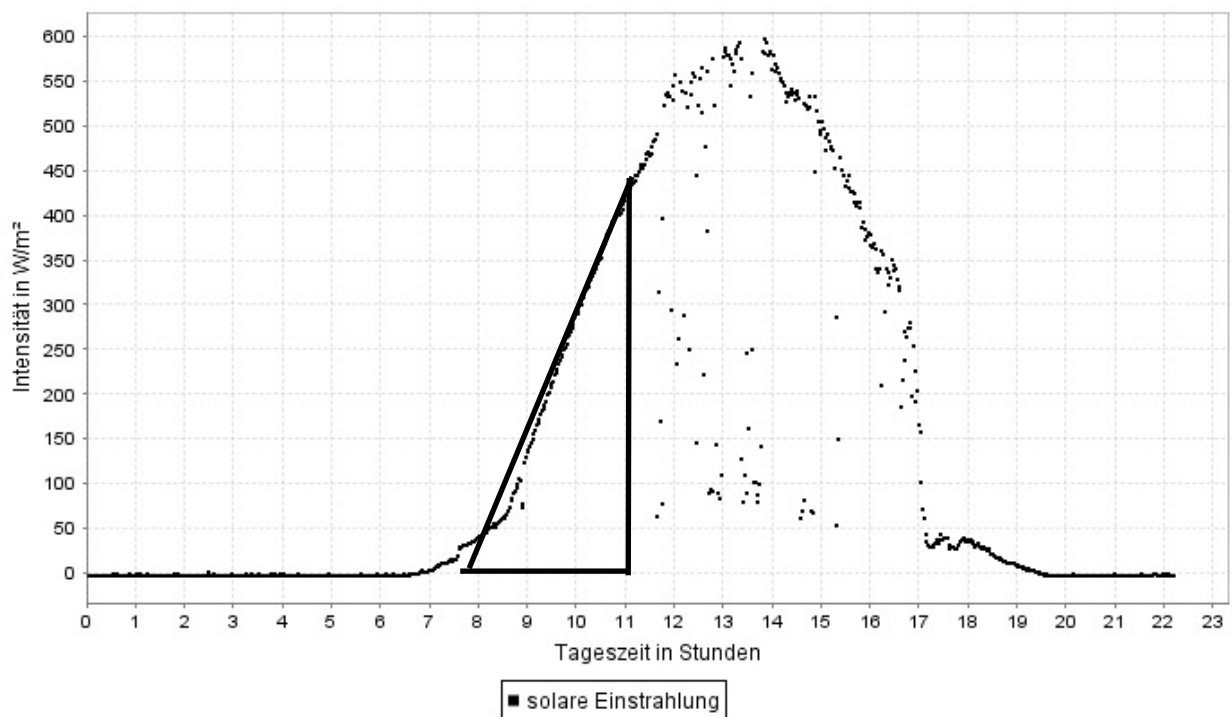


Abb. 42: Die solare Strahlungsintensität über der Zeit, welche auf das vertikal angebrachte Pyranometer auftrifft wird in diesem Graphen dargestellt. Die schwarz umrandete Dreiecksfläche stellt jenen solaren Energieeintrag dar, der notwendig ist, um das Gesteins-Modul auf Betriebstemperatur zu bringen. Tag : 01.08.2012

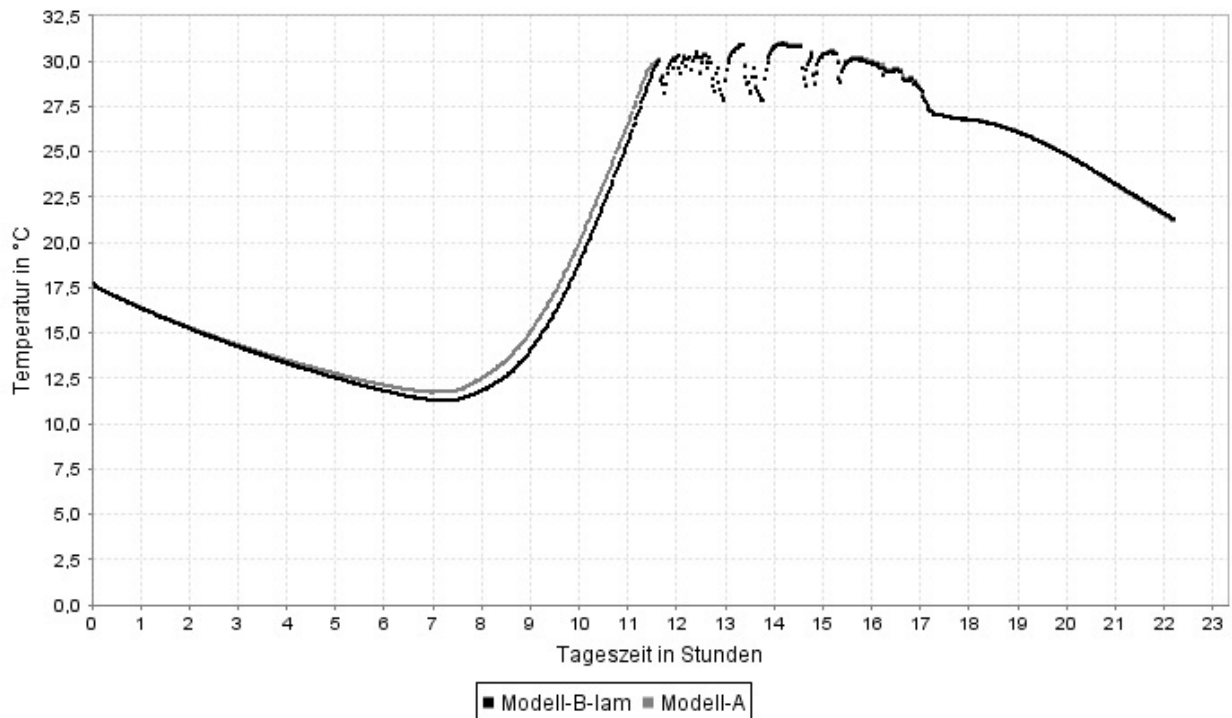


Abb. 43 zeigt die simulierte Oberflächentemperatur des Gesteinsabsorbers. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-lam ist eine Windgeschwindigkeit von 3 m/s (laminarer Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Zu Beginn der Simulation (0 Uhr) befindet sich der Absorber auf Luft-Temperaturniveau. Tag : 01.08.2012

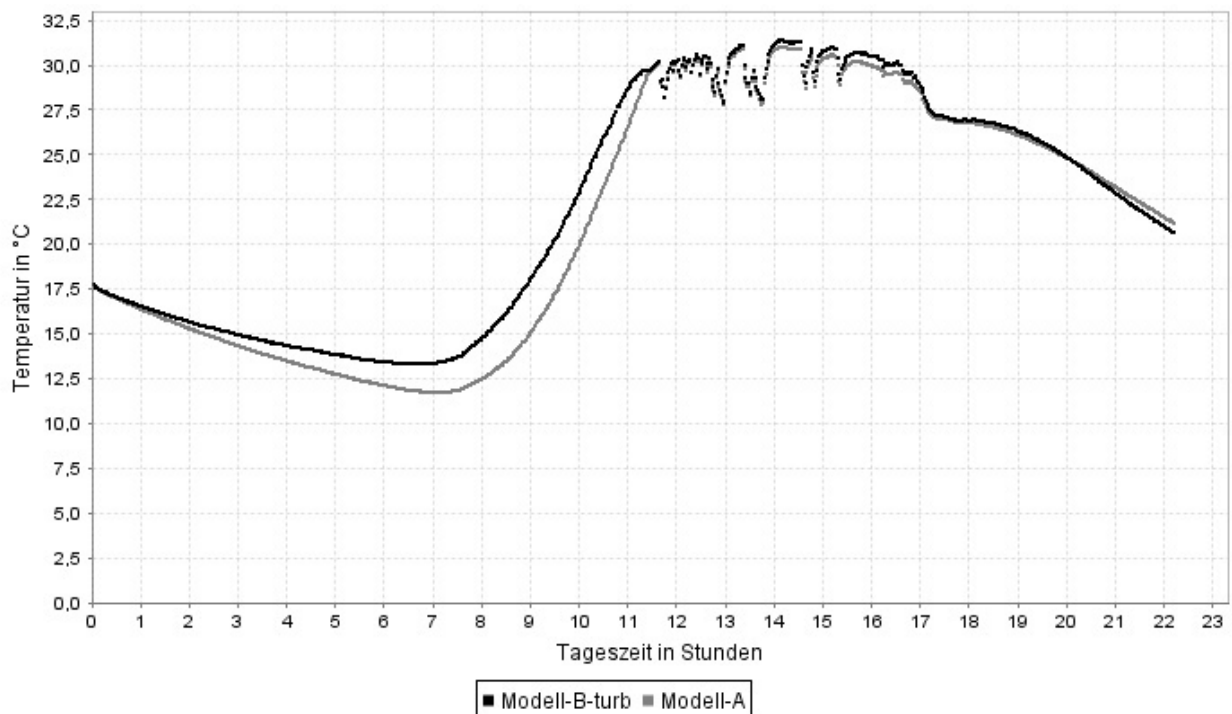


Abb. 44 zeigt die simulierte Oberflächentemperatur des Gesteinsabsorbers. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Zu Beginn der Simulation (0 Uhr) befindet sich der Absorber auf Luft-Temperaturniveau. Tag : 01.08.2012

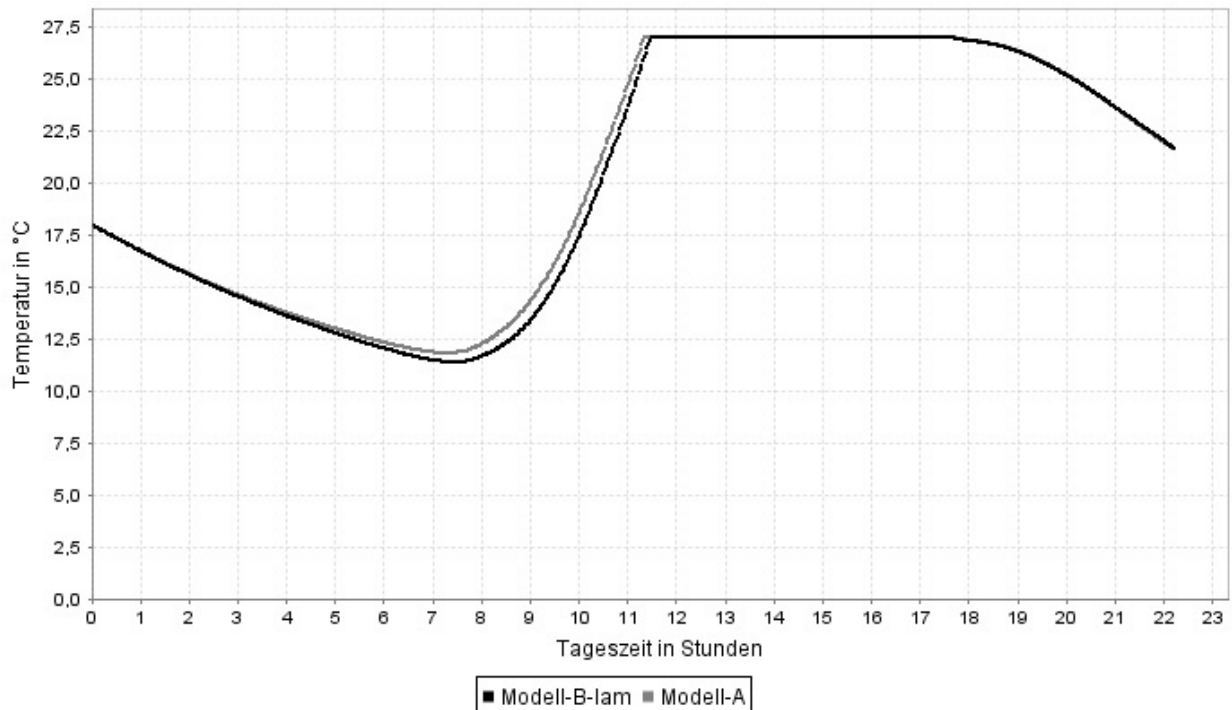


Abb. 45: In dieser Abbildung wird die simulierte Fluidtemperatur dargestellt. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-lam ist eine Windgeschwindigkeit von 3 m/s (laminarer Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Zu Beginn der Simulation (0 Uhr) befindet sich der Absorber auf Luft-Temperaturniveau. Das angestrebte Nutztemperaturniveau T_{soll} des Fluids liegt bei 27 °C. Tag : 01.08.2012

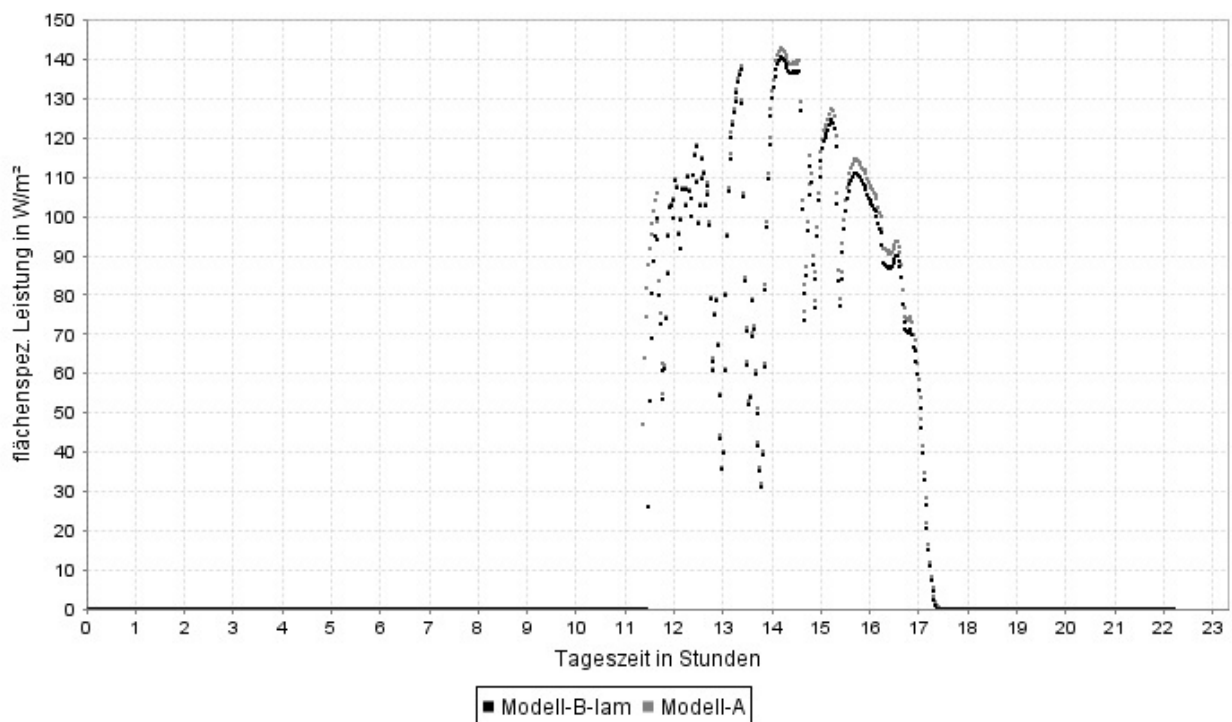


Abb. 46 zeigt die flächenspezifische thermische Leistung, welche vom Gesteinsmodul an das Fluid (Nutztemperaturniveau 27 °C) abgegeben wird. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-lam ist eine Windgeschwindigkeit von 3 m/s (laminarer Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Tag : 01.08.2012

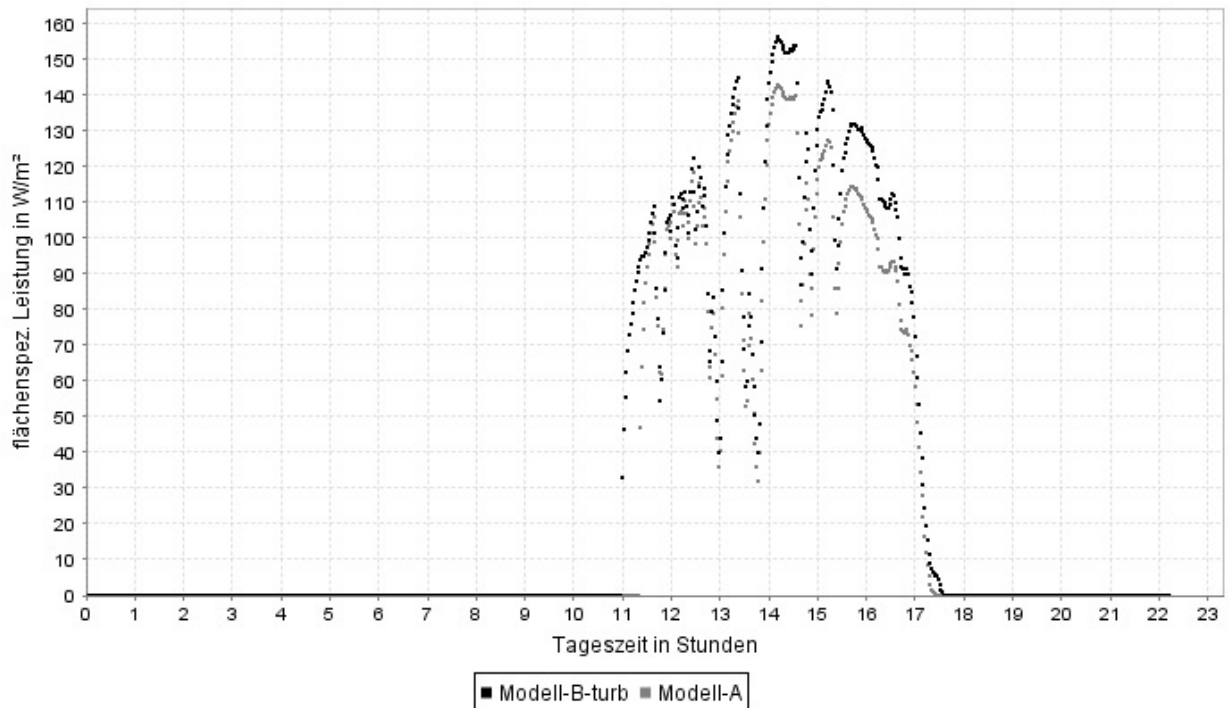


Abb. 47 zeigt die flächenspezifische thermische Leistung, welche vom Gesteinsmodul an das Fluid (Nutztemperaturniveau 27 °C) abgegeben wird. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Tag : 01.08.2012

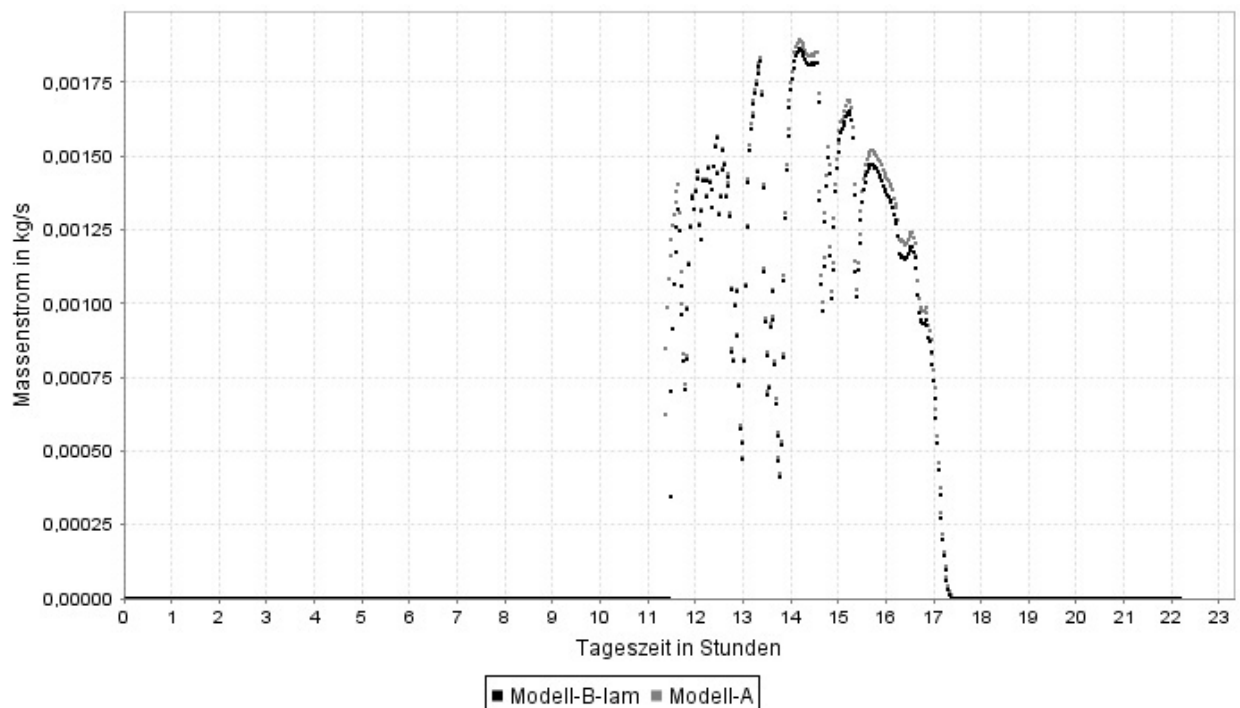


Abb. 48 zeigt den Fluid-Massenstrom, welcher vom Gesteinsmodul auf Nutztemperaturniveau (27 °C) gebracht werden kann. Das Fluid wird dabei vom konstanten Reservoirniveau (17 °C) auf das Nutztemperaturniveau angehoben. Dieser Massenstrom bezieht sich auf die Absorberfläche von 0,49 m². Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-lam ist eine Windgeschwindigkeit von 3 m/s (laminarer Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Tag : 01.08.2012

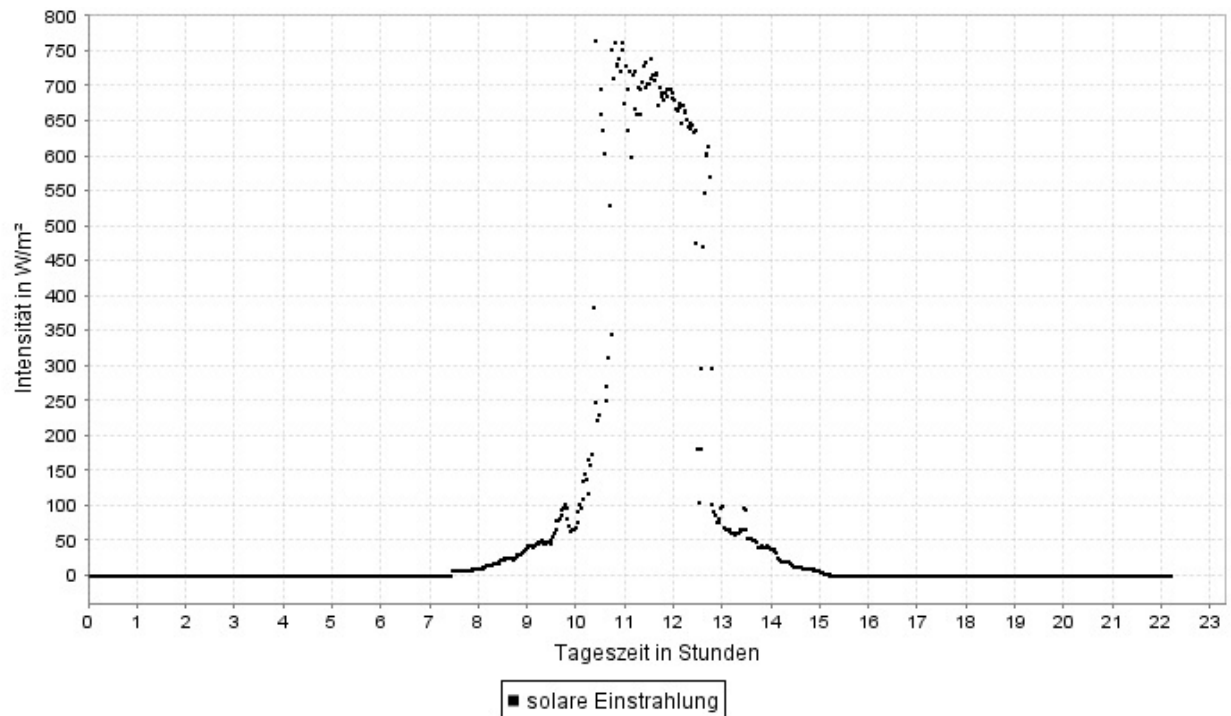


Abb. 49 Die solare Strahlungsintensität über der Zeit, welche auf das vertikal angebrachte Pyranometer auftrifft wird in diesem Graphen dargestellt. Tag : 27.01.2012

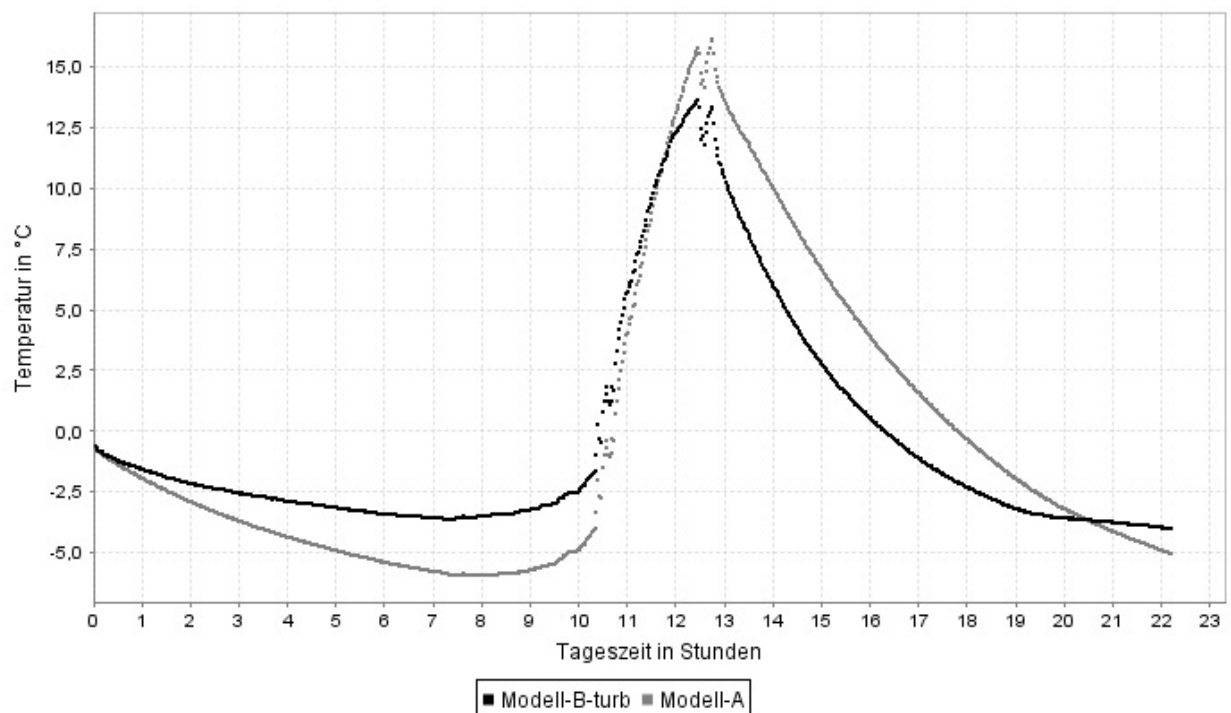


Abb. 50 zeigt die simulierte Oberflächentemperatur des Gesteinsabsorbers. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Zu Beginn der Simulation (0 Uhr) befindet sich der Absorber auf Luft-Temperaturniveau. Tag : 27.01.2012

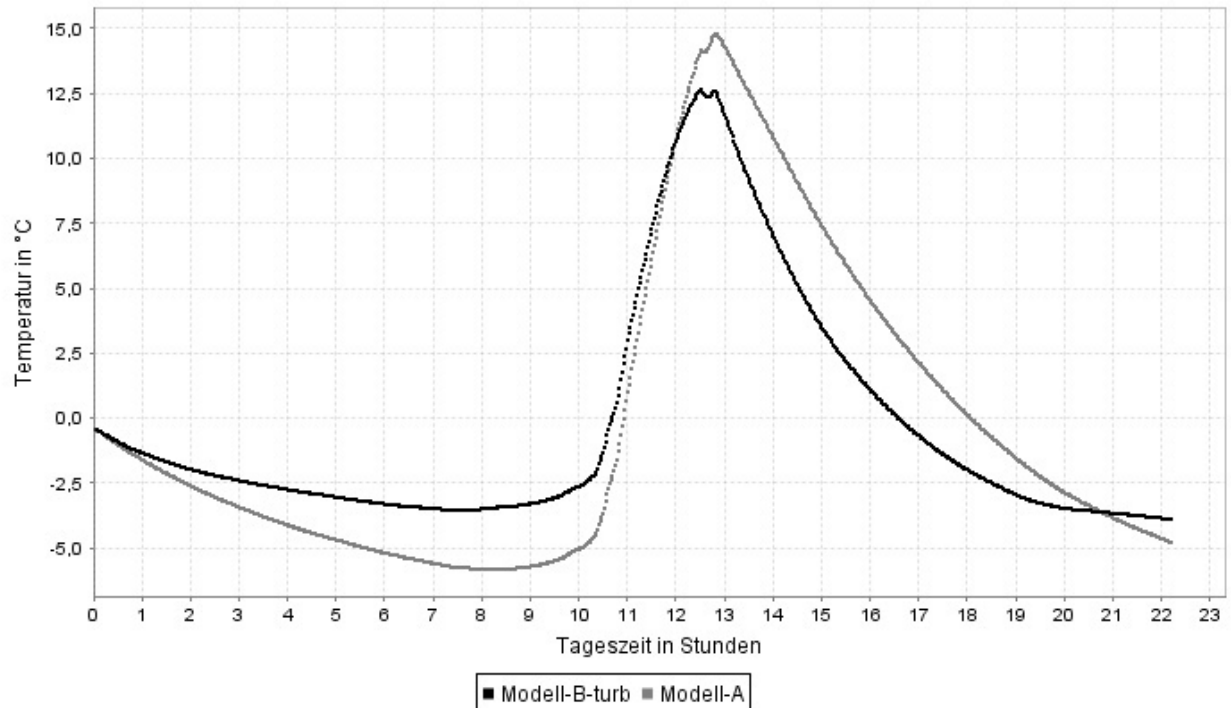


Abb. 51 In dieser Abbildung wird die simulierte Fluidtemperatur dargestellt. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Zu Beginn der Simulation (0 Uhr) befindet sich der Absorber auf Luft-Temperaturniveau. Das angestrebte Nutztemperaturniveau T_{soll} des Fluids liegt bei 27 °C. Tag :27.01.2012

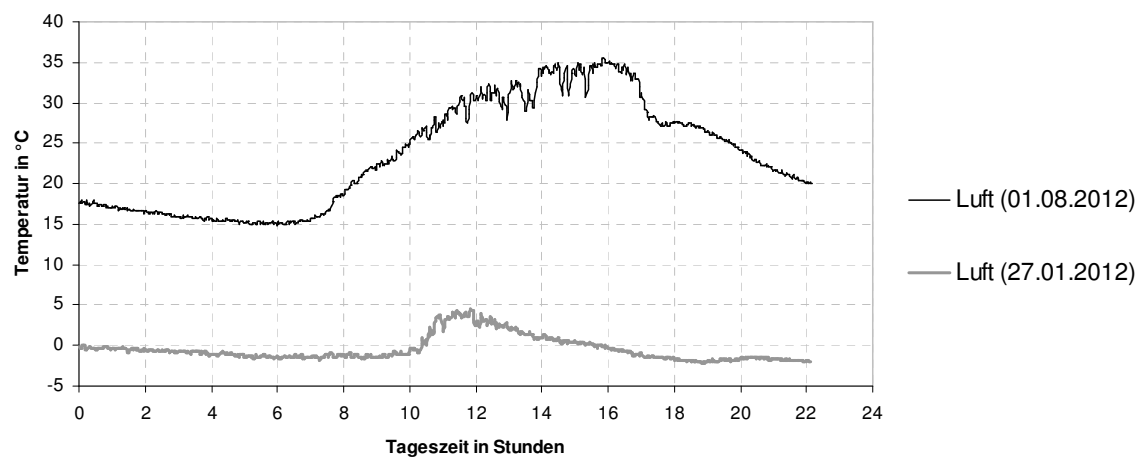


Abb. 52 stellt den zeitlichen Temperaturverlauf der Luft am 01.08.2012 und am 27.01.2013 dar.

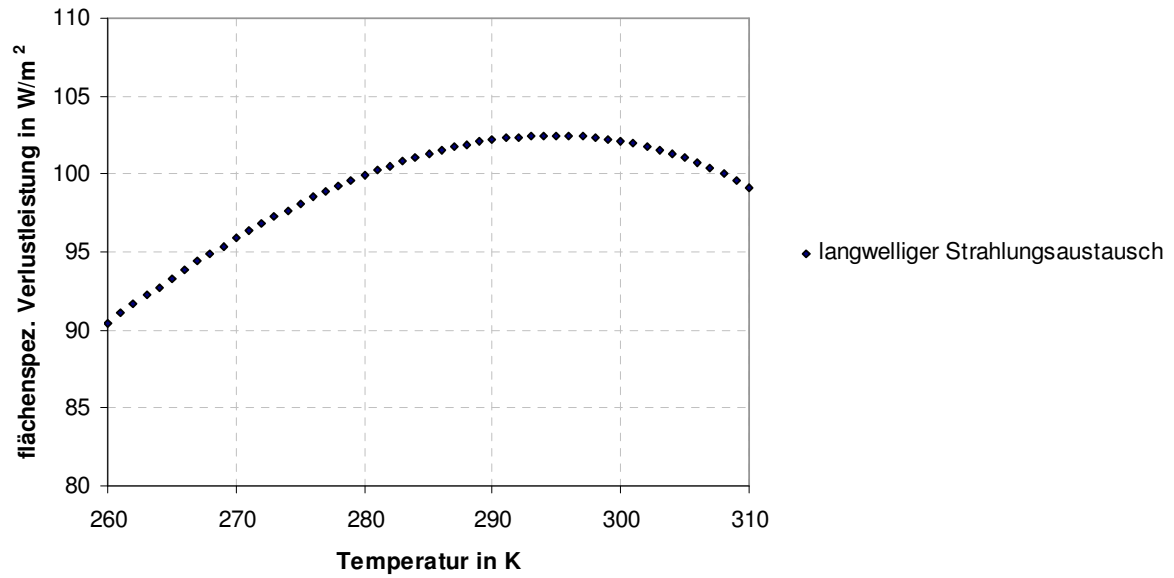


Abb. 53 Diese Abbildung stellt die Verlustleistung nach (35) dar, welche durch den Strahlungsaustausch der Absorberoberfläche mit der Umgebung verursacht wird. An der X-Achse ist die Lufttemperatur aufgetragen und die Oberflächentemperatur des Absorbers liegt um 10 K über dem Lufttemperaturniveau.

8 Ermittlung der Anlagenleistung aus den Messdaten nach der Optimierung

8.1 Einleitung

Im ersten Schritt wird theoretisch beschrieben, wie sich aus den Eingangsgrößen und Einflussgrößen die Energieabgabe an das Fluid und der Wirkungsgrad berechnen lassen. Anschließend führt der Autor eine Fehlerrechnung durch, da jeder Sensor eine Messunsicherheit aufweist. Danach werden die gemessenen Daten vom Neuhauser Granit ausgewertet.

8.2 Messwerte und Berechnung des Wirkungsgrades

Voraussetzung für Berechnung des Wirkungsgrades ist die Kenntnis folgender Eingangsgrößen, welche durch Sensoren gemessen wurden:

- T_W Temperatur des Fluids unmittelbar nach Verlassen der Rohrschlange in K
- T_K Temperatur des Fluids unmittelbar vor dem Eintritt in die Rohrschlange in K
- $\dot{V}$ Volumenstrom des Fluids in m^3/s
- $P_{kw,ges}$ kurzwellige Strahlungsintensität (Pyranometer misst eigentlich die Thermospannung, welche proportional der Strahlungsintensität ist) bezogen auf die Absorberfläche in W

Einflussgrößen, welche in der folgenden Fehlerrechnung von Bedeutung sind:

- ρ_{Fluid} Dichte des Glykol-Wasser Gemisches in kg/m^3
- c_{Fluid} Wärmekapazität des Glykol-Wasser Gemisches in $\text{J}/\text{kg K}$

$$P[i] = \rho_{Fluid} \cdot c_{Fluid} \cdot (T_W[i] - T_K[i]) \cdot \dot{V}[i] \quad (92)$$

$P[i]$ jene Durchschnittsleistung, die im i-ten Zeitschritt mit der Schrittweite Δt ermittelt wird in W

Um die Energieabgabe E an das Fluid während eines bestimmten Zeitintervalls t aus (92) zu erhalten, benötigt man einen Startindex i_0 und die Anzahl der Schritte m , siehe (93).

$$m = \left\lceil \frac{t}{\Delta t} \right\rceil \quad (93)$$

m Anzahl der Zeitschritte

Δt Schrittweite in s

t Zeitintervall in s

Durch Bildung der Summe über die einzelnen $P[i]$ erhält man schließlich eine Formel für E , siehe (94).

$$E = \sum_{i=i_0}^{i_0+m} P[i] \cdot \Delta t \quad (94)$$

E Energieabgabe an das Fluid während eines bestimmten Zeitintervalls t in J

i_0 Startindex

Will man den Wirkungsgrad η der Anlage in einem bestimmten Zeitintervall berechnen, so muss man (94) durch den solaren Energieeintrag, der in diesem Zeitintervall auf die Absorberfläche auftrifft, dividieren. Da die Zeitschritte äquidistant gewählt wurden kürzen sich diese in (95).

$$\eta = \frac{\sum_{i=i_0}^{i_0+m} P[i]}{\sum_{i=i_0}^{i_0+m} P_{kw, ges}[i]} \quad (95)$$

η Wirkungsgrad in -

8.3 Bestimmung von ρ_F und c_F

Tab. 7 Dichte und spez. Wärmekapazität einer Ethylenglykol-Wasser Mischung bei 20 °C in Abhängigkeit des Ethylenglykol-Massenbruchteils nach [42]

Massenbruchteil an Ethylenglykol in der Mischung	Dichte der Mischung in kg/m ³	spez. Wärmekapazität der Mischung in J/kg K
0,1	1008	4060
0,2	1024	3920
0,3	1040	3760
0,4	1056	3580
0,5	1070	3420
0,6	1086	3220

Ausgehend von den Werten in Tab. 7 wird mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ein funktionaler Zusammenhang zwischen dem Massenbruchteil an Ethylenglykol und der Dichte bzw. der Wärmekapazität hergestellt, siehe Abb. 54, Abb. 55.

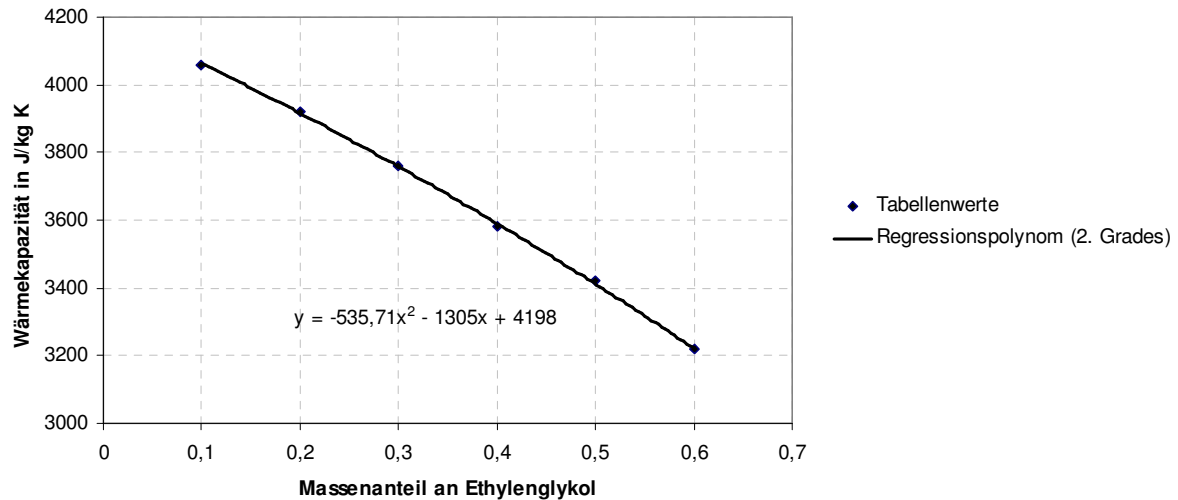


Abb. 54 Darstellung des Zusammenhanges zwischen dem Massenanteil an Ethylenglykol eines Wasser-Ethylenglykol Gemisches und der spez. Wärmekapazität. Dieser Zusammenhang wurde mit Hilfe der Methode kleinster Fehlerquadrate hergestellt. Diese Tabellenwerte beziehen sich auf eine Temperatur von 20°C.

Diagrammtitel

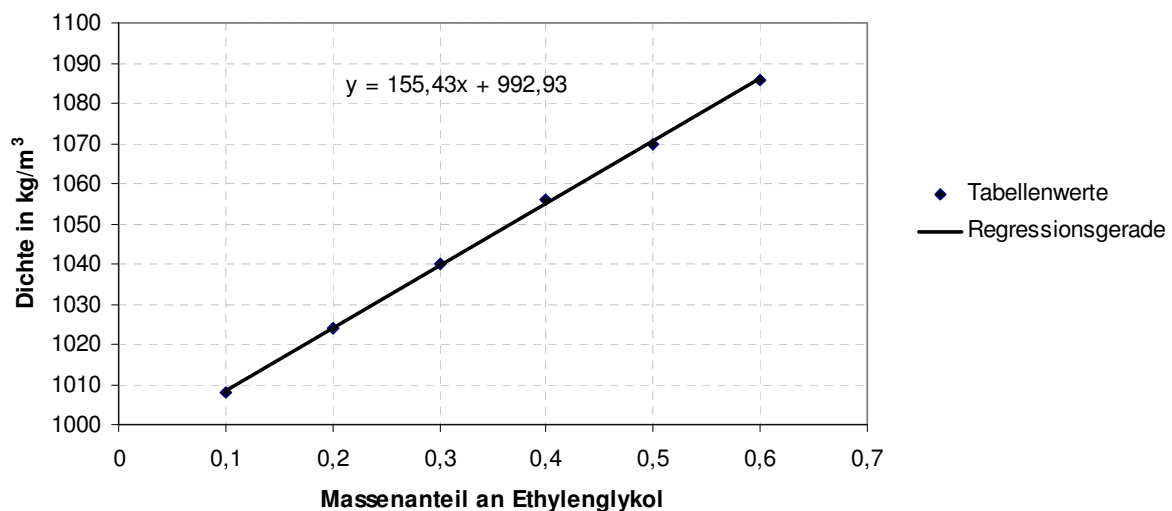


Abb. 55 Darstellung des Zusammenhanges zwischen dem Massenanteil an Ethylenglykol eines Wasser-Ethylenglykol Gemisches und der Dichte. Dieser Zusammenhang wurde mit Hilfe der Methode kleinster Fehlerquadrate hergestellt. Diese Tabellenwerte beziehen sich auf eine Temperatur von 20°C.

$$\rho_F = 155,4 \cdot x + 992,9 \quad (96)$$

$$c_F = -535,7 \cdot x^2 - 1305 \cdot x + 4198 \quad (97)$$

x Ethylenglykol-Anteil im Fluid in Gewichtsprozent

Der Ethylenglykol-Gehalt des Fluids in der Anlage wurde mit Hilfe eines Refraktometers bestimmt. Dieses Hand-Refraktometer zeigt den Anteil des Ethylenglykols der Mischung auf ± 2 gew. Prozent genau an. Der

Anteil des Ethylenglykols ergibt 26 ± 2 gew. Prozent. Bei 20 °C und 26 gew. Prozent ergibt sich nach (96) bzw. (97) eine Dichte der Mischung von 1033 kg/m^3 und eine Wärmekapazität von 3822 J/kg K . Die Fluideichte und die Wärmekapazität bei 20 °C samt ihren Messunsicherheiten sind in Tab. 8 zusammengestellt.

Tab. 8 Zusammenstellung der Dichte und der Wärmekapazität der Ethylenglykol-Wasser-Mischung mit 26 gew. Prozent Ethylenglykol-Anteil mit samt den Messunsicherheiten

Symbol	Bezeichnung	Mittelwert	phys. Einheit	Messunsicherheit u
ρ_F	Dichte der Fluid-Mischung	1033	Kg/m^3	$\pm 0,3\%$
c_F	Wärmekapazität bei konst. Druck der Fluid-Mischung	3822	J/kg K	$\pm 0,8\%$

8.4 Auflistungen der Messbereiche und der Messunsicherheiten der verwendeten Sensoren

Tab. 9 enthält die notwendigen Daten der verwendeten Sensoren, um in Unterkapitel 8.5 mit der Fehlerrechnung beginnen zu können. Bei diesen Sensoren sind vor allem systematische Fehler vorhanden.

1. Temperatursensor

Da der Temperatursensor keine lineare Spannungs-Temperatur Kennlinie aufweist, ergibt sich bei der Linearisierung der Messkurve um den Arbeitspunkt zwangsläufig eine Abweichung für Temperaturen ungleich der Arbeitspunkttemperatur, siehe Abb. 56 [48]. Der werksseitig angegebene Arbeitspunkt beträgt 25 °C. Ein weiterer Fehler bei der Temperaturmessung des Fluids ist, dass der Temperatursensor nicht direkt mit der Flüssigkeit in Kontakt ist, sondern auf der Rohrschlange platziert ist. Daher misst der Sensor speziell bei Windeinflüssen nicht exakt die Fluidtemperatur. Neben den genannten systematischen Fehlern gibt es auch einen zufälligen Fehler. Dieser kommt durch das Digitalisieren des analogen Spannungswerts zustande(Digitalisierungs-Rauschen) und beträgt maximal $\pm 0,03 \text{ K}$.

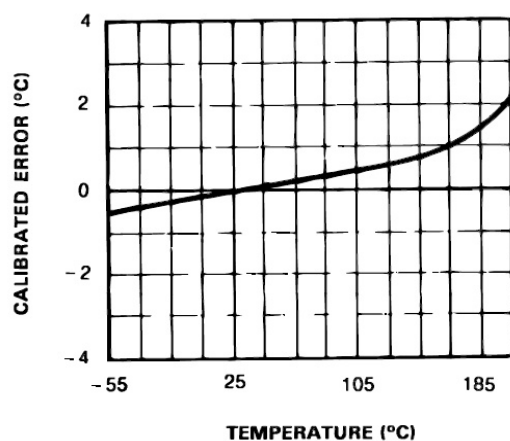


Abb. 56 [48] Abweichung des Temperatursensors von der linearisierten Kennlinie. Der werksseitig angegebene Arbeitspunkt beträgt 25 °C.

2. Volumenstromsensor:

Da der Volumenstrom-Sensor keine lineare Impuls-Volumenstrom Kennlinie aufweist, ergibt sich bei der Linearisierung der Messkurve um den Arbeitspunkt zwangsläufig eine Abweichung für Volumenströme ungleich

dem Arbeitspunkt-Volumenstrom. Der maximale systematische Fehler liegt im unteren Bereich des Volumenstroms. Die maximale Höhe der Abweichung hängt auch noch von der kinematischen Viskosität des Fluids ab.

Tab. 9: Auflistung der verwendeten Sensoren mit Angaben des Messbereichs und der systematischen Fehler

Bezeichnung (Sensor)	Hersteller	Messbereich	maximaler systematischer Fehler
Temperatursensor	St, LM235	-20 bis +90 °C	± 1 %
Volumenstromsensor	Bio-Tech	0,03-1 l/min	± 3 %
Pyranometer		0-1500W/m ²	bis zu ± 10 %

8.5 Fehlerrechnung

Nachdem die Eingangs- und Einflussgrößen(plus Messunsicherheiten) bekannt sind und in Abschnitt 8.4 auch die systematischen Fehler der verwendeten Sensoren zusammengestellt wurden, ist man nun in der Lage, mit der Fehlerrechnung zu beginnen.

8.5.1 Fehlerrechnung einer Einzelmessung

Berechnung des Messfehlers der thermischen Leistungsabgabe an das Fluid mittels Fehlerfortpflanzung

Da die Messfehler der verwendeten Sensoren und Messgeräte, siehe Tab. 9 und Tab. 8, unabhängig voneinander sind, darf man die Gaußsche Fehlerfortpflanzung anwenden. Zuerst setzt man (96) und (97) in (92) ein und differenziert (92) partiell nach x , T_w , T_k und $\dot{V}$. Dann werden diese Funktionen zusammen mit den Messunsicherheiten in (98) eingesetzt.

$$u_{P_m} = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)^2 \cdot u_x^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial T_w}\right)^2 \cdot u_{T_w}^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial T_k}\right)^2 \cdot u_{T_k}^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial \dot{V}}\right)^2 \cdot u_{\dot{V}}^2} \quad (98)$$

u_{P_m}	Fehler der Leistung u_{P_m} aus einer Einzelmessung in W
u_x	absolute Messfehler der Fluidzusammensetzung in Gewichtsprozent
u_{T_w}	absolute Messfehler der Temperatur des Fluids nach der Rohrschlange in °C
u_{T_k}	absolute Messfehler der Temperatur des Fluids vor der Rohrschlange in °C
$u_{\dot{V}}$	absolute Messfehler des Volumenstroms in m ³ /s

Als Ergebnis von (98) erhält man den Fehler der Leistung u_{P_m} aus einer Einzelmessung. Um die Größe des Fehlers abschätzen zu können benötigt man realistische Daten von den Eingangs und Einflussgrößen. Diese entnimmt der Autor aus den Ergebnissen der Simulation, siehe Kap 7.2.

($V = 0,002 \text{ l/s}$, $T_K = 17 \text{ °C}$, $T_W = 27 \text{ °C}$, werksmäßige Kalibriertemperatur des Temperatursensors:

$T_{\text{kal}} = 25 \text{ °C}$); In diesem Fall ist $u_{P_m} = \pm 3,2\%$ vom Messwert.

8.5.2 Fehlerrechnung der Energieabgabe an das Fluid über mehrere Messungen m

An einem Wintertag kann die Wärmeabgabe an das Fluid sehr kurz andauern, sodass nur wenige Messwerte am Tag zur Verfügung stehen. Wendet man das Gaußsche Fehlerfortpflanzungsgesetz auf (94) an so ergibt sich (99).

$$u_E = \sqrt{\sum_{i=i_0}^{i_0+m} \left(\frac{\partial E}{\partial P[i]} \right)^2 \cdot (\Delta P[i])^2 + \left(\frac{\partial E}{\partial (\Delta t)} \right)^2 \cdot (\Delta(\Delta t))^2} \quad (99)$$

u_E	Messfehler der Energie aus mehreren Einzelmessungen der Leistung in J
m	Anzahl der Einzelmessungen in einem bestimmten Zeitintervall in -
$\bar{P}$	arithmetischer Mittelwert gebildet aus einzelnen Leistungs-Messungen in W

Der 2.Term in (99) ist sehr klein und kann vernachlässigt werden. Der Messfehler der Zeitnehmung $\Delta(\Delta t)$ beträgt 0,001 s. Es ergibt sich (100).

$$u_E = \sqrt{\sum_{i=i_0}^{i_0+m} \left(\frac{\partial E}{\partial P[i]} \right)^2 \cdot (\Delta P[i])^2} \quad (100)$$

Ersetzt man nun in (100) die $\Delta P[i]$ durch den Messfehler der thermischen Leistung bei einer Einzelmessung $u_{P_m}[i]$, so gelangt man zu (101).

$$u_E = \sqrt{\sum_{i=i_0}^{i_0+m} \left(\frac{\partial E}{\partial P[i]} \right)^2 \cdot (u_{P_m}[i])^2} \leq m \cdot \Delta t \cdot u_{P_m \max} = u_{E \max} \quad (101)$$

$u_{P_m \max}$ Maximum der $|u_{P_m}[i]| \forall i : i_0 \leq i \leq m$ in J

$$f_{E \max} = \frac{u_{E \max}}{E} = \frac{m \cdot \Delta t \cdot u_{P_m \max}}{\sum_{i=i_0}^{i_0+m} P[i] \cdot \Delta t} = \frac{u_{P_m \max}}{\bar{P}} \quad (102)$$

$f_{E \max}$ maximaler relativer Fehler einer indirekten Energiemessung während eines Zeitraumes in -

$u_{E \max}$ maximaler absoluter Fehler einer indirekten Energiemessung während eines Zeitraumes in J

Der maximale relative Messfehler der thermischen Energiemessung in einem Zeitraum ist unabhängig von der Anzahl der thermischen Einzelergiemessungen. Wir haben es hier mit systematischen Fehlern zu tun.

Das Pyranometer weist eine Messunsicherheit von bis zu 10% auf. Da diese Messfehler zum Großteil auf systematische Fehler rückführbar sind bleibt der Messfehler des Pyranometers von 10% auch nach mehrmaligem Messen erhalten. Um die Messunsicherheit des Wirkungsgrades zu bestimmen wendet man auf (95) die Gaußsche Fehlerfortpflanzung an.

$$u_{\eta} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial \left(\sum_{i=i_0}^{i_0+m} P_{kw, ges} [i] \right)} \right)^2 \cdot u_{P_{yr}}^2 + \underbrace{\left(\frac{\partial \eta}{\partial \left(\sum_{i=i_0}^{i_0+m} P[i] \right)} \right)^2 \cdot \left(\frac{u_E}{\Delta t} \right)^2}_{2.Term}} \quad (103)$$

η Wirkungsgrad des Absorbers bezogen auf das Pyranometer, dieser bezieht sich immer auf ein Nutztemperaturniveau des Fluids

u_{η} Messunsicherheit des Wirkungsgrades

$$u_{P_{yr}} = 0,1 \cdot \sum_{i=i_0}^{i_0+m} P_{kw, ges} [i] \quad (104)$$

$u_{P_{yr}}$ systematischer Fehler des Pyranometers in W

Da der zweite Term in (103) sehr klein wird, kann dieser vernachlässigt werden. Es ist also ein Fehler des Wirkungsgrades von 10 % vorhanden.

8.6 Die Ermittlung des Leistungswirkungsgrades an ausgewählten Tagen und graphische Darstellung des Temperaturverlaufs

8.6.1 Zusätzliche Einschränkungen:

-Es fließt immer ein wenig Volumenstrom (ca. 50ml/min) durch die Rohrschlange, da sich in der Anlage sonst zu viel Druck aufbaut, sodass diese womöglich bersten könnte.

-Der Fluid-Volumenstrom kann anlagenbedingt nur zwischen 50-200 ml/min geregelt werden.

8.6.2 Probemessung und allgemeine Schlüsse aus den Messdaten

Nachdem am 7.8.2013 die verwendete Pumpe defekt war, musste eine neue Pumpe bestellt werden. Deshalb erfolgte die 1.Probemessung erst am 6.9.2013. Die Messzeit erstreckte sich an diesem Tag von 13:40 bis 17:15.

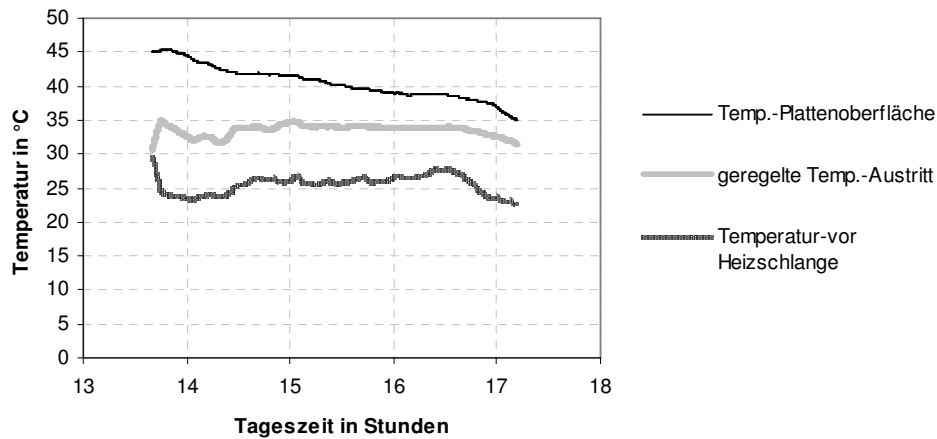


Abb. 57: In dieser Abbildung wird der Temperaturverlauf der Plattenoberfläche und des Fluids vor und nach der Rohrschlange dargestellt. Bevor die Pumpe eingeschaltet war sind die Temperaturen des Fluids vor und nach der Rohrschlange gleich. An diesem Probetag (6.9.2013) wurde das Nutztemperaturniveau auf 34 °C eingestellt. Man sieht, dass sich die Plattenoberfläche um mindestens 4,5 °C auf einem höheren Temperaturniveau befinden muss, als die geregelte Fluid-Temperatur.

Ohne Durchfluss ist die Temperatur vor der Rohrschlange und nach der Rohrschlange etwa gleich, siehe, Abb. 57. Die Temperaturdifferenz zwischen Plattenoberfläche und der Rohrschlange beträgt dann 15 °C. Zuerst wurde versucht die Temperatur auf 32 °C zu regeln, jedoch die Reservoirtemperatur war mit über 25 °C zu warm. Daher wurde das Fluid auf 34 °C geregelt. Um die Temperaturkurven zu glätten, wurde ein gleitender Mittelwert aus 15 Messdaten gebildet. Je weniger Sonneneinstrahlungs-Leistung auf die Plattenoberfläche trifft desto geringer wird der Temperaturunterschied zwischen der geregelten Temperatur und der Temperatur an der Plattenoberfläche. Beträgt dieser Unterschied weniger als 4,5 °C so fällt die Temperatur am Rohrschlängen-Austritt unter die Solltemperatur, und das Gestein kühlt ab. Ein Hauptgrund für diesen Temperaturunterschied von 4,5 °C ist der dauernd fließende geringe Volumenstrom von 50 ml/min.

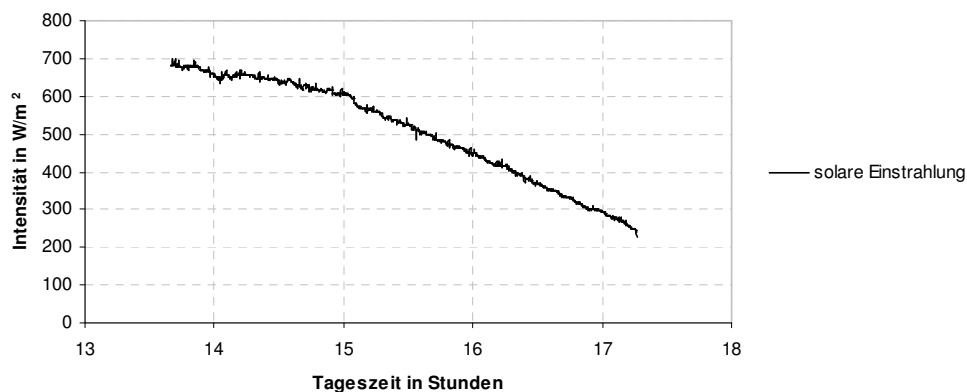


Abb. 58: In dieser Abbildung wird die Intensität der solaren Einstrahlung auf eine nach Süden ausgerichtete Wand dargestellt (Tag: 6.9.2013).

Vergleicht man Abb. 58 mit Abb. 59, so fällt auf, dass die Gesteins-Platte mindestens 350 W/m^2 an Strahlungsintensität benötigt, um nicht unter die Solltemperatur von 34°C zu fallen. An diesem Tag weht ein leichter bis mittlerer Wind.

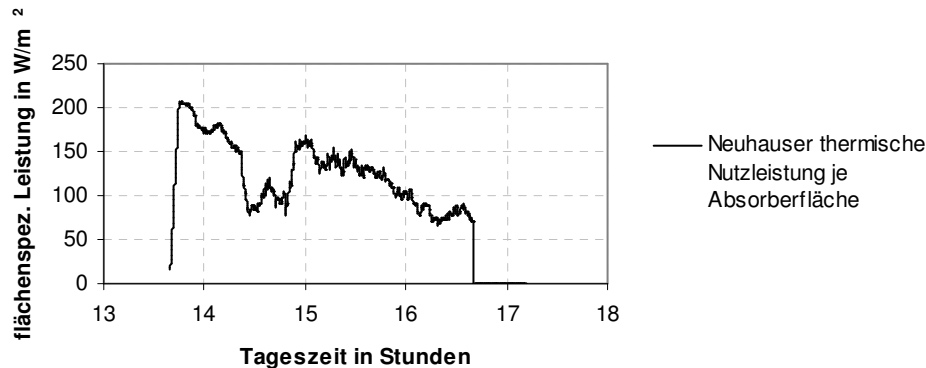


Abb. 59: Dieser Graph zeigt stellt die thermische Leistung dar, die der Fluid-Massenstrom beim Fließen durch die Rohrschlange aufgenommen hat. An diesem Tag (6.9.2013) startete die Messung erst um 13:45.

Da nur Messdaten von einem Bruchteil des Tages vorhanden sind, macht es wenig Sinn, den Tages-Wirkungsgrad zu berechnen. Kurz nachdem der Fluid-Durchfluss startete hatte man eine Fluid-Leistungsaufnahme von 210 W/m^2 , siehe Abb. 59. Dieser Wert kommt dadurch zustande, dass zu Beginn des Durchflusses im Gestein ein großer Temperaturgradient vorherrschte. Daher können erst Messwerte nach 14:20 als tauglich betrachtet werden. Das lokale Maximum der Fluid-Energieaufnahme beträgt während der Messzeit etwa 165 W/m^2 , bei einem solaren Strahlungseintrag von 600 W/m^2 . Zu diesem Zeitpunkt (15:00) ergibt sich ein Wirkungsgrad von 27,5%.

8.6.3 Vollständiger Messtag – Ermittlung des Leistungswirkungsgrades: Tag :07.09.2013

Der Leistungs-Wirkungsgrad des Neuhauser Granit-Moduls wird mit Hilfe einer Excel-Tabelle nach (95) ermittelt. Falls die Temperatur kleiner als die Solltemperatur ist, so geht diese vom Fluid aufgenommene Energie mit Null in die Kalkulation ein, vgl. Abb. 63. Mit der obigen Annahme kommt man auf einen Wirkungsgrad von 12,5% bezogen auf die gesamte solare Einstrahlung über den Tag. Betrachtet man hingegen den Wirkungsgrad nur in der Zeit, in welcher die Fluidtemperatur die Solltemperatur erreicht hat, so steigt der Wirkungsgrad auf 21,6% an.

Da weder die Lufttemperatur noch die Reservoirtemperatur gemessen wurde kann die fast konstante Temperaturdifferenz zwischen Plattenoberfläche und Rohrschlangen-Ein- und -Austritt während der Nacht (0-8 Uhr) nicht erklärt werden (siehe Abb. 61). Um die Ursachen eingrenzen zu können betrachtet man nun einen Tag (Abb. 60) mit geringem solaren Strahlungseintrag. Aus dieser Abb. erkennt man, dass sich über den gesamten Tag ebenfalls eine Temperaturdifferenz von etwa 4 K zwischen dem Rohrschlängenaustritt und der Plattenoberfläche ergibt. Die Bodentemperatur im Halbraum der Plattenvorderseite wird sich durch den geringen solaren Strahlungseintrag von der Bodentemperatur im Halbraum der Plattenrückseite kaum unterscheiden. Die beobachtete Temperaturdifferenz wird also nicht von der Differenz der Bodenstrahlung verursacht.

Erklärungsversuch

Vergleicht man nun Abb. 25 mit Abb. 27, so erkennt man, dass in Abb. 27 viel Pflanzen und Baumbestände in der Halbebene des Kollektors sind, während auf der Rückseite des Messstandes Hauswände in der Halbebene der Rohrleitungen sind. Da der Putz der Hauswände genauso aufgebaut ist, wie die geputzte Platte, siehe Abb. 25, sieht man sich einen weiteren Messtag ohne Fluiddurchfluss an, und beobachtet das Verhalten dieser Platte im Vergleich zum Neuhauser Granit und zur Lufttemperatur, die damals noch gemessen wurde (T-Sensor zerstört), siehe Abb. 62. Die geputzte Platte liegt (Nacht) nun um 2°C unter dem Temperaturniveau des Neuhauser Granits. Da die Holzwand (Rückseite) hauptsächlich mit der kälteren Hauswand Strahlung austauscht, wird die Holzwand eine ähnliche Temperatur annehmen wie die Hauswand. Der Bewuchs hingegen kann aufgrund der großen Blattfläche die warme Luft effizient zurückhalten und es könnte daher sein, dass die Äquivalenztemperatur der emittierten Strahlung des Bewuchses über der Lufttemperatur liegt.

Ein geringer Volumenstrom hält das Temperaturniveau sowohl von der Plattenoberfläche als auch vom Rohrschlangen-Eintritt und -Austritt während der Nacht beinahe konstant (vgl. Abb. 61). Ohne Fluiddurchfluss, würden sich diese Temperaturniveaus stärker ändern, siehe Abb. 62 (Tag: 26.03.2012).

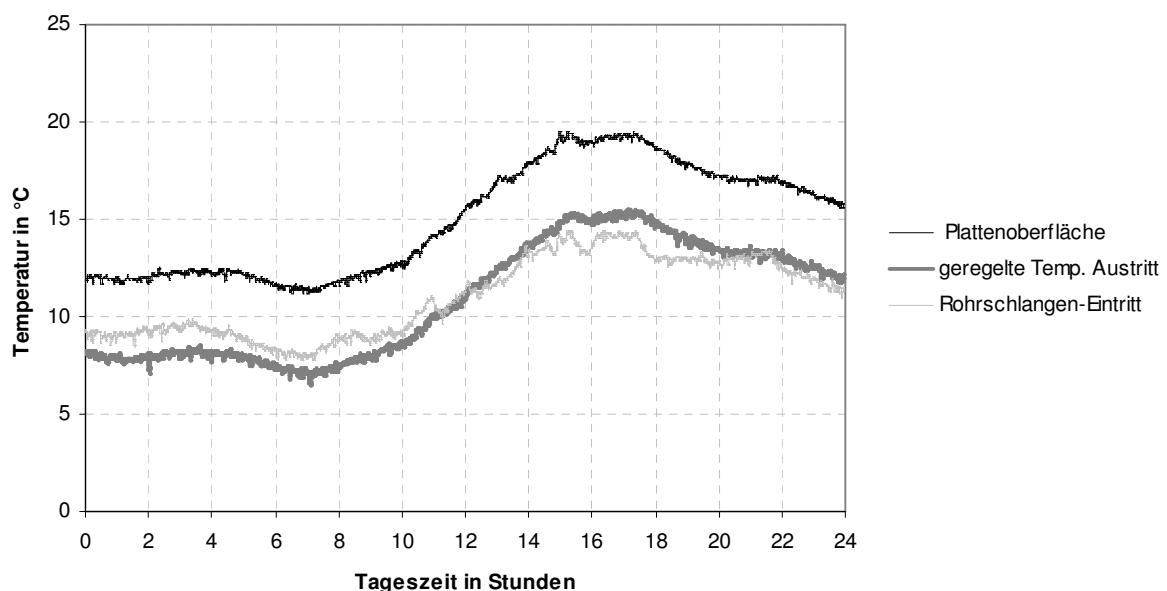


Abb. 60 An diesem Tag (18.09.2013) fällt auf die vertikale Fläche eine solare Energie von $0,53 \text{ kWh/m}^2$. Bemerkenswert ist, dass die Temperaturdifferenz zwischen der Plattenoberfläche des Neuhauser Granits und der Fluidtemperatur nach dem Rohrschlangen-Austritt fast konstant 4 K beträgt.

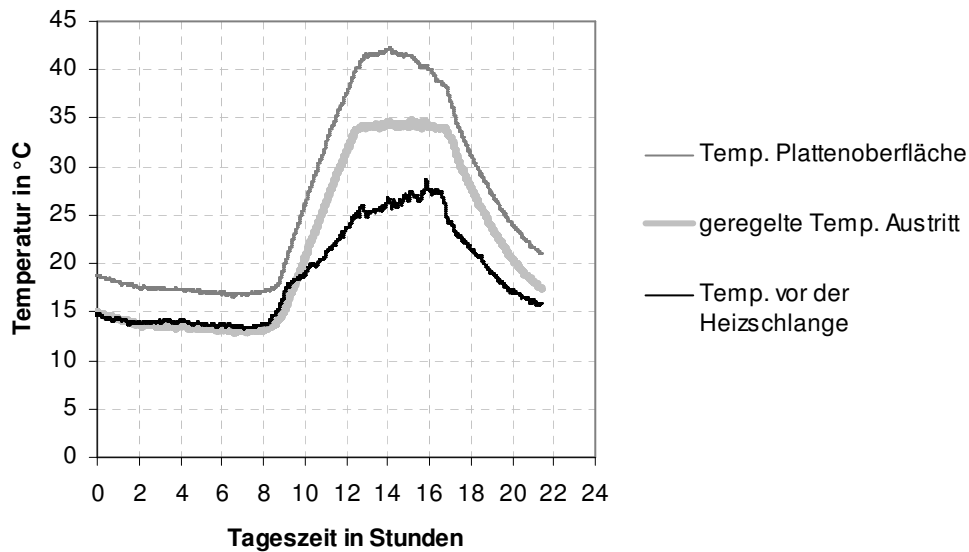


Abb. 61: Diese Abbildung stellt die Temperatur der Absorberoberfläche und die Fluid-Temperaturen vor und nach der Rohrschlange, am 07.09.2013 dar. Man sieht, dass sich die Temperatur vor der Rohrschlange um mehr als 10 °C während des Tages erhöht. Um 17:00 reicht die Temperaturdifferenz zwischen Plattenoberfläche und Heizschlange nicht mehr aus, um das Nutztemperaturniveau von 34 °C zu halten (Abkühlphase beginnt).

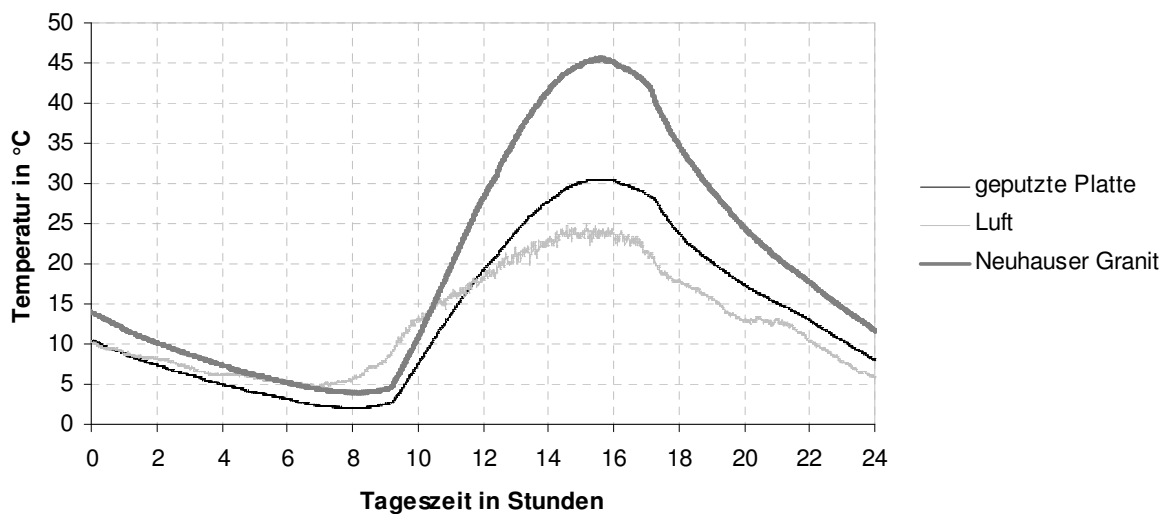


Abb. 62 Dieser Graph stellt die Oberflächentemperatur der geputzten Platte, die Oberflächentemperatur des Neuhauser Granits und die Lufttemperatur dar. Der Fluid-Volumenstrom durch die Anlage ist an diesem Tag (26.03.2012) gleich null. Auffallend ist, dass der Neuhauser-Granit gegenüber der geputzten Platte in der Früh(8 Uhr) immer noch über ein deutlich höheres Temperaturniveau verfügt (Temperaturdifferenz etwa 2 K)

Wirft man einen Blick auf Abb. 61 so erkennt man, dass die Temperatur vor der Rohrschlange über den Tag stark variiert. Konkret heizt sich diese am 07.09.2013 im Tagesverlauf um mehr als 10 °C auf. Das kommt daher, dass erstens die Reservoirtemperatur nicht konstant ist (kleiner Effekt) und zweitens die Kupferrohre nicht

isoliert sind und deshalb ein Wärmeaustausch durch Konvektion stattfindet (massiver Effekt). Darüber hinaus findet auch noch Wärmeleitung in der Rohrschlange statt.

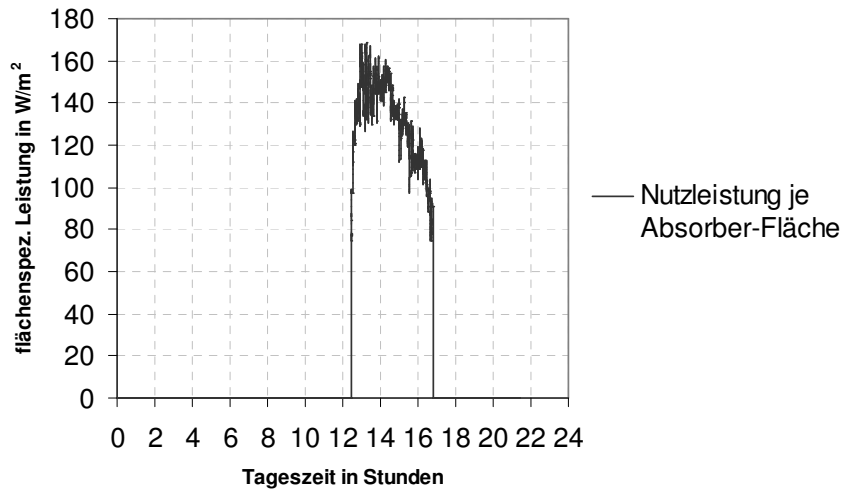


Abb. 63: In dieser Abbildung wird die vom Gesteins-Absorber „Neuhauser Granit“ an das Fluid übertragene Leistung dargestellt. An diesem Tag (07.09.2013) wird dem Fluid eine maximale Wärmeleistung von 160 W je Quadratmeter Absorberfläche zugeführt. Die Leistungs-Abgabe erfolgt über 4,2 Stunden.

Insgesamt wurden an diesem Tag 0,59 kWh Energie vom Neuhauser Granit-Modul bei einem Nutztemperaturniveau von 34 °C an das Fluid abgegeben. Vergleicht man Abb. 63 und Abb. 64 so erkennt man, dass ca. 45% der gesamt eingestrahlt solarer Leistung notwendig sind, um das Fluid auf Betriebstemperatur zu bringen. Auch an diesem sonnigen jedoch windigen Tag wird ähnlich wie am 06.09.2013 eine Leistung von maximal 160 W/m^2 an das Fluid übertragen.

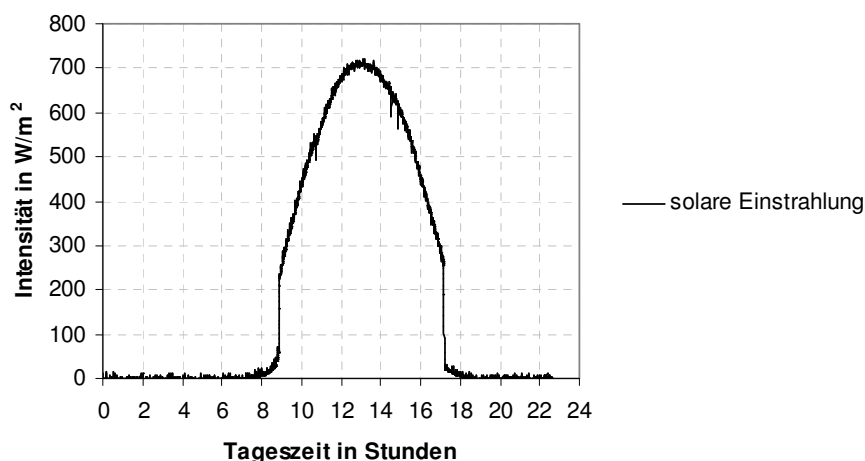


Abb. 64: In dieser Abbildung wird die Intensität der solaren Einstrahlung auf eine nach Süden ausgerichtete Wand dargestellt (Tag: 07.09.2013).

9 Gegenüberstellung Simulationsmodell/Messdaten

Vergleich der Tage: 07.09.2013 (Messatg) mit 09.09.2012 (Simulation)

Diese beiden Tage sind direkt vergleichbar, da die eingestrahlte Energie bis auf $0,2 \text{ kWh/m}^2$ gleich ist. Diesen Wert erhält man, indem man die Flächen unter den Graphen der Abb. 65 und Abb. 64 berechnet und diese Flächen anschließend voneinander subtrahiert. Die Lufttemperatur ist am 07.09.2013 nicht bekannt. Daher kann der Absorber am 07.09.2013 mit den vorhandenen Daten nicht simuliert werden.

1. Abkühlverhalten in der Nacht

Vergleicht man Abb. 67 mit Abb. 61 in der Zeit von 0:00 bis 8:00, so fällt einem auf, dass in Abb. 67 die Oberflächentemperatur von 16°C auf 8°C absinkt, während in Abb. 61 die Oberflächentemperatur nur um $1,8 \text{ K}$ abnimmt. In der Simulation ist der Volumenstrom von 0:00 bis 8:00 null. Im Gegensatz dazu strömt auch während dieser Zeit ein geringer Volumenstrom von 50 ml/min durch die Anlage. Am 26.03.2012 strömte kein Fluid durch die Anlage. Betrachtet man an diesem Tag die gemessene Oberflächentemperatur des Neuhauser Granits zwischen 0:00 und 8:00, siehe Abb. 62, so stellt man in dieser Zeitspanne ein Absinken des Oberflächentemperaturniveaus von 9 K fest. Aufgrund des dauerhaften geringen Volumenstromes in der Anlage ergibt sich um 8 Uhr eine Temperaturdifferenz zwischen der Simulation und der Messung von etwa $6,5 \text{ K}$. Stellt man die Verläufe der Graphen in Abb. 62. und Abb. 67 zwischen 0:00 und 8:00 gegenüber, so erkennt man, dass diese einander von der Form her kaum unterscheiden. Das Simulationsmodell bildet die Situation ohne Volumenstrom in diesem Zeitraum daher richtig ab.

2. Aufheizverhalten

In der Simulation startet man um 8:00 mit einem Fluid-Temperaturniveau (siehe Abb. 66), welches um einige K niedriger ist, als in den Messwerten (vgl. Abb. 61). Dafür ist der Temperaturanstieg in Abb. 66 (ohne Dauerhaften Volumenstrom) im Zeitraum zwischen 10:00 und 12:00 um $2,3 \text{ K/H}$ höher wie in Abb. 61. Die Zeit um das Fluid auf Betriebstemperatur zu bringen beträgt in der Simulation $3,25$ Stunden, beim Kollektor $4,1$ Stunden.

3. Energieabgabe/max. Leistungsabgabe an das Fluid während des Tages

Die Energieabgabe an das Fluid beträgt in der Messung $0,59 \text{ kWh/Tag}$, in der Simulation $0,56 \text{ kWh/Tag}$. Normalerweise würde man sich erwarten, dass die nutzbare thermische Energie in der Simulation etwas über der Messung liegt, da die Aufheizzeit kürzer ist. Aufgrund des Hügels und des Bewuchses füllt der Himmel weniger als die obere Hälfte der Halbebene des Kollektors aus. Da die Himmelstemperatur fast immer geringer ist als die Lufttemperatur ist der langwellige Strahlungsverlust des Absorbers etwas zu hoch. Diese Tatsache spiegelt sich auch in der maximalen Leistungsabgabe wieder. Die maximale Leistungsabgabe in der Simulation beträgt ca. 150 W/m^2 , siehe Abb. 68, aus den Messdaten ergibt sich hingegen eine maximale an das Fluid abgeführte thermische Leistung von 135 W/m^2 . Die Wirkungsgrade betragen bei der Simulation $12,1\%$, bei der Messung $12,5 \%$.

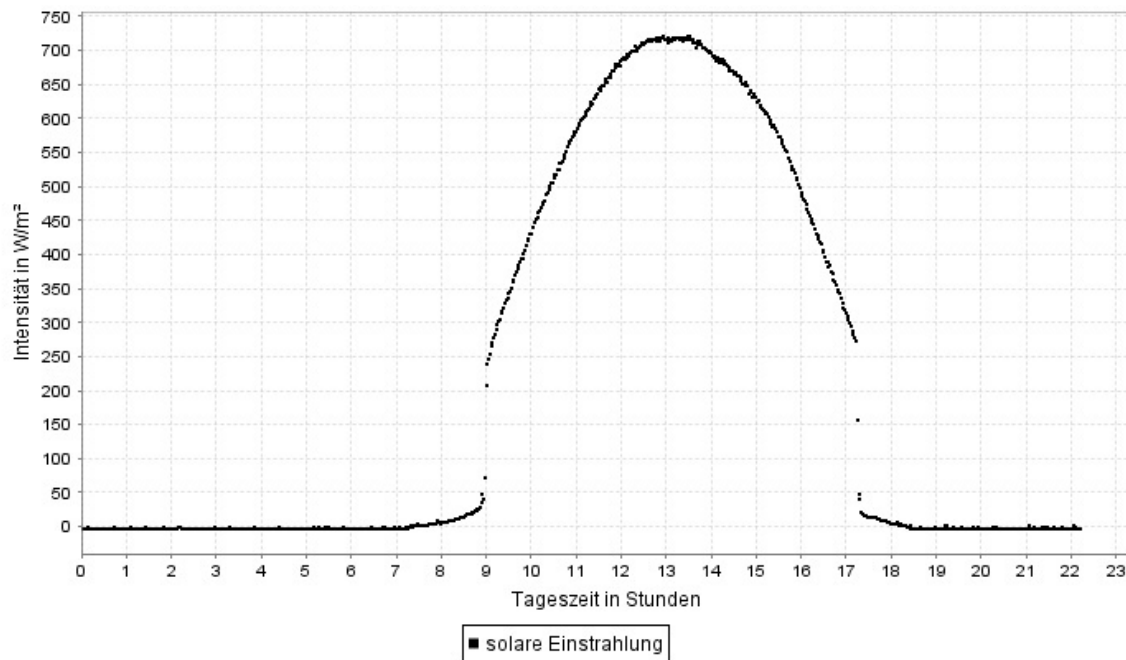


Abb. 65 Die solare Strahlungsintensität über der Zeit, welche auf das vertikal angebrachte Pyranometer auftrifft wird in diesem Graphen dargestellt. Tag : 09.09.2012

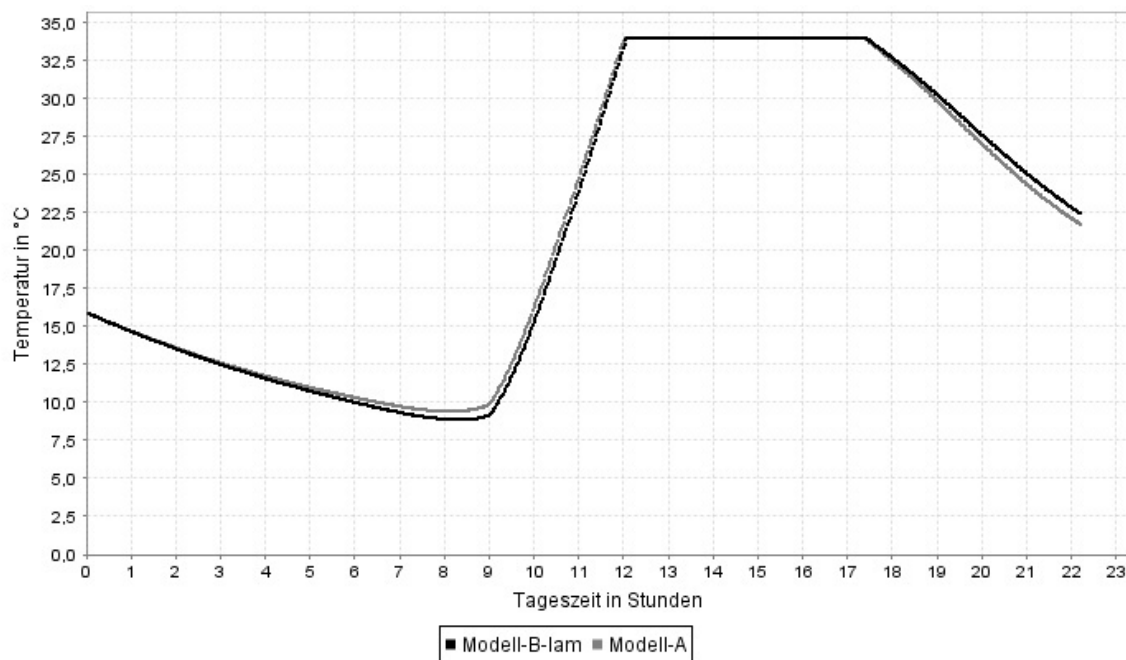


Abb. 66 In dieser Abbildung wird die simulierte Fluidtemperatur dargestellt. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-lam ist eine Windgeschwindigkeit von 3 m/s (laminarer Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Zu Beginn der Simulation (0 Uhr) befindet sich der Absorber auf Luft-Temperaturniveau. Das angestrebte Nutztemperaturniveau T_{soll} des Fluids liegt bei 34 °C. Tag : 09.09.2012

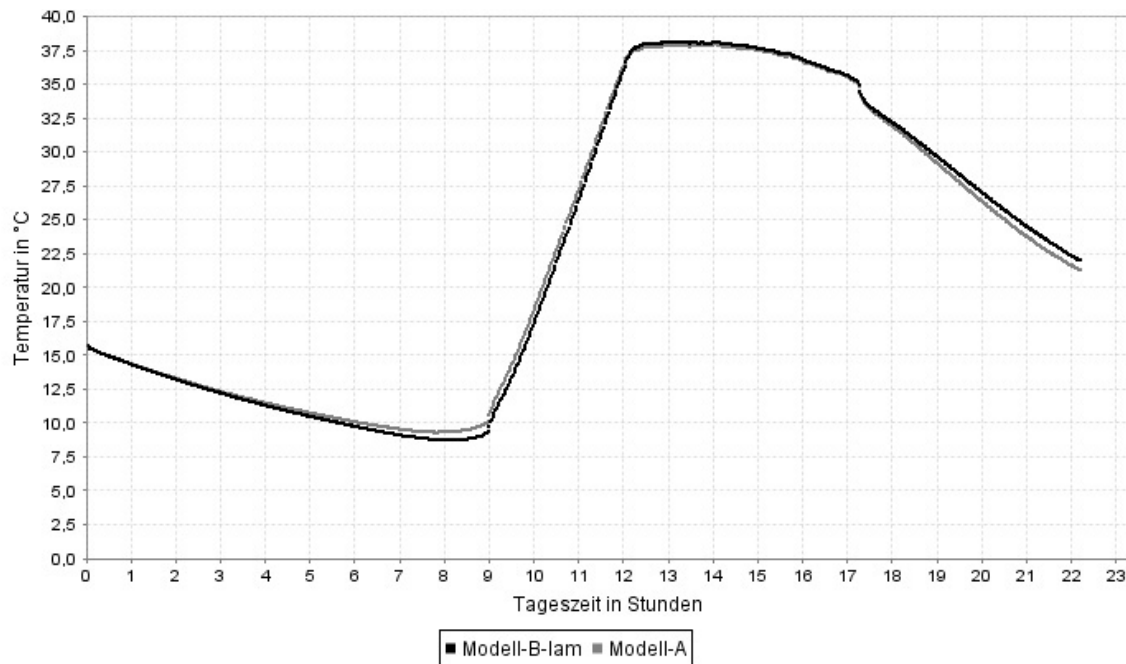


Abb. 67 zeigt die simulierte Oberflächentemperatur des Gesteinsabsorbers. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-lam ist eine Windgeschwindigkeit von 3 m/s (laminarer Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Zu Beginn der Simulation (0 Uhr) befindet sich der Absorber auf Luft-Temperaturniveau. Tag : 09.09.2012

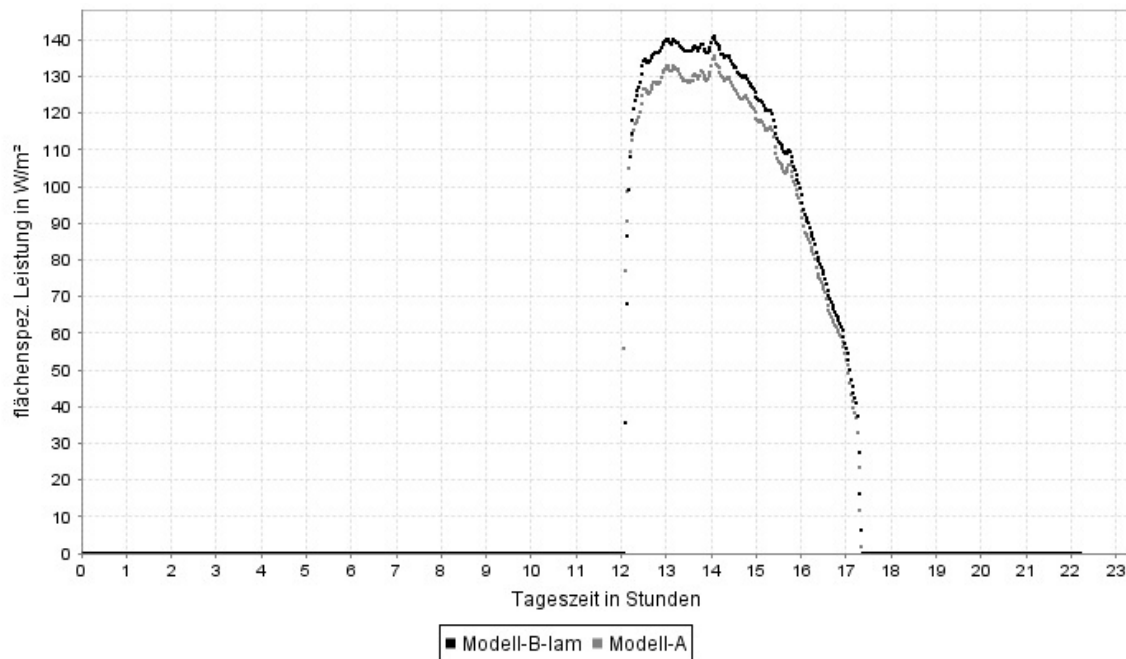


Abb. 68 zeigt die flächenspezifische thermische Leistung, welche vom Gesteinsmodul an das Fluid (Nutztemperaturniveau 34 °C) abgegeben wird. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-lam ist eine Windgeschwindigkeit von 3 m/s (laminarer Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Tag : 09.09.2012

10 Ermittlung des Jahres-Wirkungsgrades in Abhängigkeit des Nutztemperaturniveaus mittels der Simulation (Standort Mauerbach)

10.1 Vorhandene Messdaten

Da die Mess-Daten aus dem Jahr 2012 nicht vollständig sind, müssen diese sinnvoll ergänzt werden, sodass der Jahreswirkungsgrad mit Hilfe des Simulations-Programmes ermittelt werden kann. Es sind Daten von 52 Tagen vorhanden, siehe Abb. 69 bis Abb. 71.

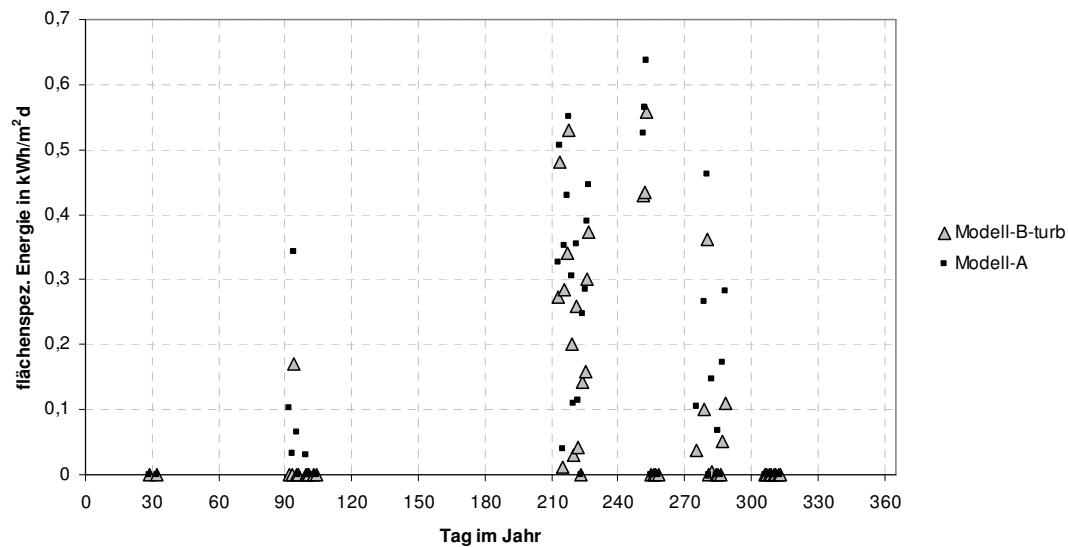


Abb. 69 stellt die simulierte thermische Energieabgabe je Tag von 52 Tagen während des Jahres 2012 dar. Die Simulation wird mit realen Messdaten gespeist. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Das Nutztemperaturniveau beträgt 34 °C.

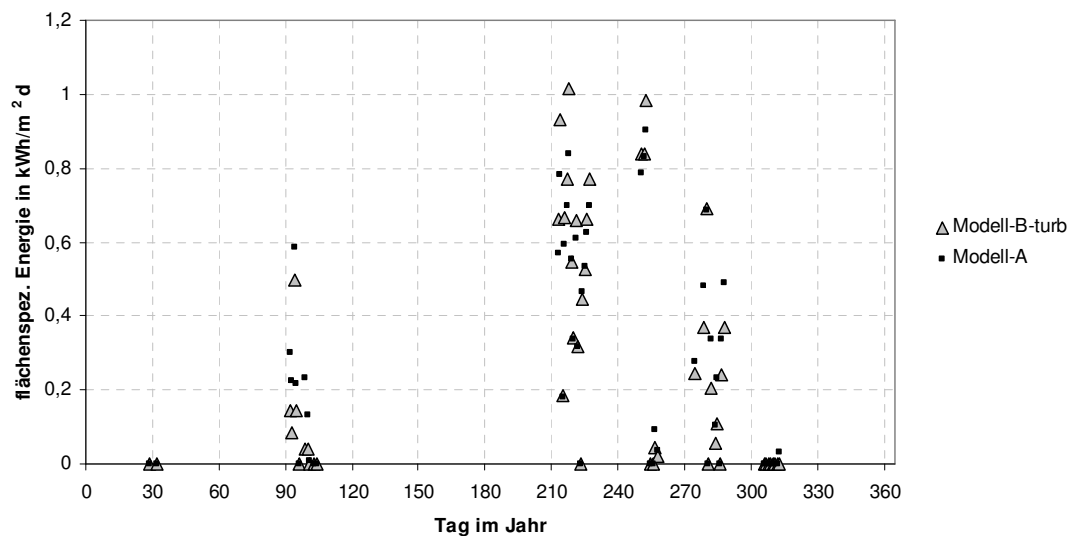


Abb. 70 stellt die simulierte thermische Energieabgabe je Tag von 52 Tagen während des Jahres 2012 dar. Die Simulation wird mit realen Messdaten gespeist. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Das Nutztemperaturniveau beträgt 27 °C.

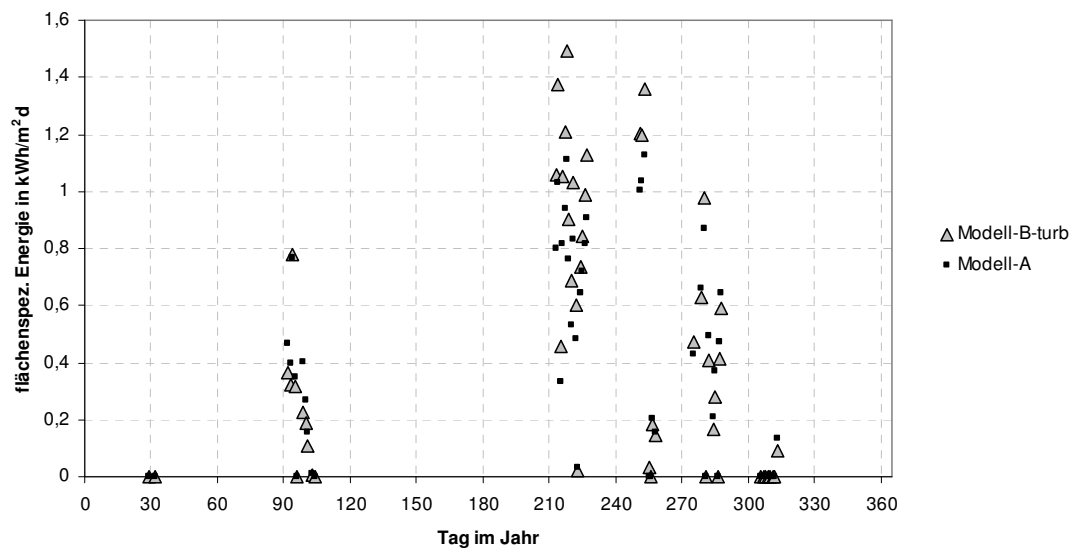


Abb. 71 stellt die simulierte thermische Energieabgabe je Tag von 52 Tagen während des Jahres 2012 dar. Die Simulation wird mit realen Messdaten gespeist. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Das Nutztemperaturniveau beträgt 23 °C.

In Abb. 71 beträgt das Nutztemperaturniveau 23 °C. Ist die Atmosphärentemperatur über der Solltemperatur des Fluids, so wird dem Fluid Wärme zugeführt. Bei einer turbulenten Strömung bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit und bei gleicher Temperaturdifferenz zwischen Absorberoberfläche und Atmosphäre ist der Wärmefluss größer als bei einer laminaren Strömung oder natürlicher Konvektion. Diese Aussage kann man durch Berechnen der verschiedenen α -Werte verifizieren. Daher ist die Energieabgabe je Tag und Absorberfläche beim Modell-A höher, falls das Lufttemperatur-Niveau unterhalb der Absorberoberflächentemperatur liegt. Mit steigendem Nutztemperaturniveau bei gleichbleibenden atmosphärischen Bedingungen (gleiches Jahr gleicher Standort) sinkt der Wirkungsgrad. Der Wirkungsgrad bei einer turbulenten Strömung sinkt im Vergleich zur laminaren Strömung stärker, siehe Abb. 69 und Abb. 70.

10.2 Ergänzung der Messdaten

Die benötigten Datensätze, wurden von [47] bezogen. Die Datenbank stellt für einen typischen Tag innerhalb des Monats, Daten zur Verfügung. Diese Daten sind zwischen Sonnenaufgang und Sonnenuntergang an diesem typischen Tag im Abstand von 15 min vorhanden. Die benötigten Datensätze sind:

1. Zeit
2. Lufttemperatur
3. Globalstrahlung auf eine vertikale Fläche

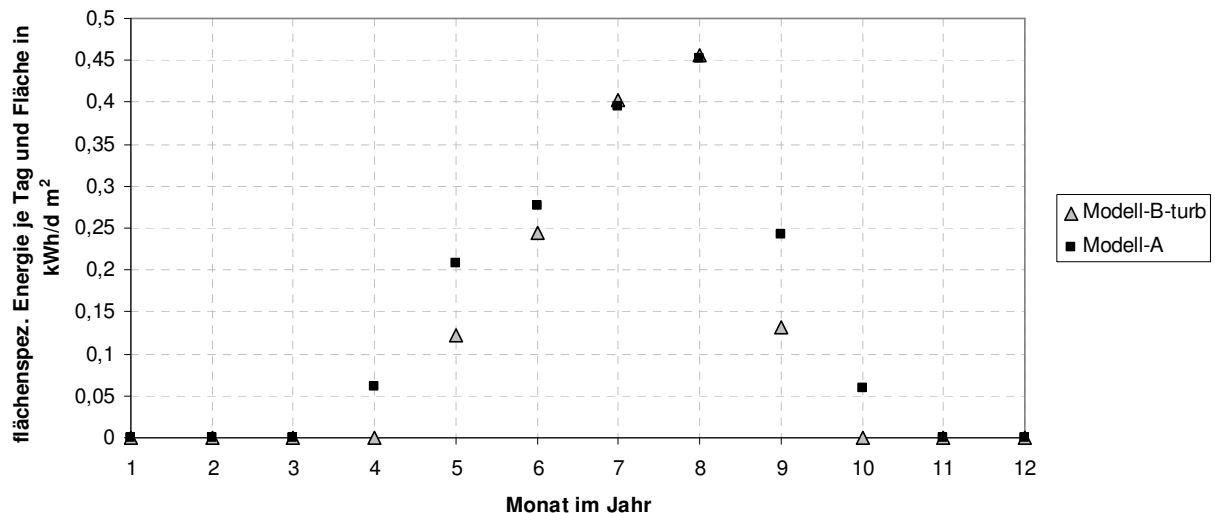


Abb. 72 stellt die mittlere thermische Energieabgabe des Neuhauser-Absorbers pro Tag von Jänner bis Dezember dar. Das fiktive Nutztemperaturniveau des Fluids unmittelbar nach Passieren des Gesteins-Kollektors beträgt 23°C. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden.

In den Abbildungen Abb. 69 bis Abb. 71 sind im Wesentlichen zwei große Datenlücken vorhanden nämlich zwischen Tag 32 und Tag 90 und zwischen Tag 104 und Tag 212 im Jahr.

10.2.1 Schließung der Datenlücken

Um die Abb. 72 mit der Abb. 71 vergleichen zu können, teilt man Abb. 71 in verschiedene Klassen ein und ermittelt von jeder Klasse den Daten-Schwerpunkt. Die ermittelten Datenswerpunkte sind für Modell-B-turb und für Modell-A in Tab. 10 zusammengestellt. Der erste Wert in der runden Klammer in Tab. 10 beschreibt den Mittelwert gebildet aus den Nummern der Tage im Jahr, welche sich in einer Klasse befinden. Der zweite Wert gibt den mittleren thermischen Energieübertrag vom Absorbers an das Fluid je Tag wieder. Dieser mittlere thermische Energieübertrag wird dabei nur aus den Messwerten der jeweiligen Klasse gebildet.

Vergleicht man Abb. 72 mit Abb. 73, so erkennt man, dass bei vorhandenen Daten die mittlere Energierabgabe des Absorbers je Klasse wesentlich größer ist als jene Energieabgabe, welche sich aus dem Monatsmittelwert mittels der Simulation ergibt.

Tab. 10 bildet die Datenschwerpunkte für jede Klasse ab. Die Daten stammen aus 52 Messwerten, welche in Abb. 71 graphisch dargestellt sind. Das Nutztemperaturniveau T beträgt $23\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Klasse	Datenschwerpunkt (Tagnummer /mittlerer thermische Energieübertrag je Tag je Klasse je Fläche) (-kWh/ m^2 d) Modell-B-turb	Datenschwerpunkt (Tagnummer/ mittlerer thermische Energieübertrag je Tag je Klasse je Fläche) (-kWh/ m^2 d) Modell-A
1(Tag 1 bis Tag 30)	(29/0)	(29/0)
2(Tag 31 bis Tag 60)	(32/0)	(32/0)
3(Tag 61 bis Tag 90)	-----	-----
4(Tag 91 bis Tag 120)	(100,7/0,23)	(100,7/0,28)
5(Tag 121 bis Tag 150)	-----	-----
6(Tag 151 bis Tag 180)	-----	-----
7(Tag 181 bis Tag 210)	-----	-----
8(Tag 211 bis Tag 240)	(225/0,90)	(225/0,72)
9(Tag 241 bis Tag 270)	(260/0,59)	(260/0,50)
10(Tag 271 bis Tag 300)	(287,7/0,39)	(287,7/0,41)
11(Tag 301 bis Tag 330)	(314,5/0,012)	(314,5/0,017)
12(Tag 331 bis Tag 365)	-----	-----

10.2.2 Gründe für diese Abweichungen:

Bei dieser Betrachtung geht man von einem konstanten Nutztemperaturniveau $T=27^{\circ}\text{C}$ aus.

sonniger wolkenloser Tag / bewölkter Tag

Man betrachtet nun einen wolkenlosen Tag und einen stark bewölkten Tag. Der Mittelwert der eingestrahnten solaren Energie beider Tage soll gleich dem Monatsmittelwert sein. Dann ergeben sich folgende Konsequenzen:

1. jene solare Energie die zum Aufwärmen des Kollektors benötigt wird kann einmal eingespart werden im Vergleich zu zwei durchschnittlichen Tagen.
2. da die Intensität der solaren Strahlung an einem wolkenlosen Tag wesentlich höher ist als im Durchschnitt befindet sich der Kollektor eine kürzere Zeit auf dem Nutztemperaturniveau im Vergleich zu 2 Durchschnittstagen. Der Volumenstrom ist jedoch größer. Daraus folgt, dass die hohen langwelligen Ausstrahlungsverlustleistungen weniger lang andauern. -> geringerer Energieverlust aufgrund von langwelligen Strahlungsaustausch.
3. an sonnigen Tagen ist auch die Temperatur normalerweise höher als an bewölkten Tagen im selbigen Monat. -> geringere konvektive Verluste, der Kollektor kann sogar von der Umgebungsluft Wärme entziehen, und zwar dann, wenn die Lufttemperatur größer als die Kollektoroberflächentemperatur ist. Würde man nur mit Durchschnittstemperaturen rechnen, so würde die Lufttemperatur das Nutztemperaturniveau niemals erreichen und erst recht nicht die Kollektoroberflächentemperatur.

Betrachtet man Abb. 72, so erkennt man, dass man in guter Näherung eine Regressionsgerade durch die Messpunkte der Monate 4 bis 8 hineinlegen kann. Dieser Zeitraum entspricht der größten Datenlücke in den Abb. 69 bis Abb. 71. Man kann nun die berechneten Datenschwerpunkte, siehe Tab. 10, ergänzen, indem man diese mittels Geraden verbindet, siehe Abb. 73. Im Dez. und Jänner werden bei einem Nutztemperaturniveau von $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ die fehlenden Daten mit Null ergänzt, siehe Abb. 73.

10.3 Berechnung der thermischen Energieabgabe während eines Jahres und des Jahres-Wirkungsgrades vom Neuhauser-Gesteinsabsorber

Nachdem nun alle relevanten Daten vorhanden sind, kann die Energieabgabe des Absorbers während eines Jahres berechnet werden. Die Energieabgabe des Absorbers (Nutztemperaturniveau $T=23\text{ °C}$) während eines Jahres entspricht der Fläche in Abb. 73, welche von der Zeit-Achse und dem Streckenzug eingeschlossen wird. Die Fläche wird als Integral über den Streckenzug angenähert. Die Fläche unter dem strichliert gezeichneten Streckenzug entspricht der Energieabgabe des Absorbers während eines Jahres, wobei nur natürliche Konvektion vorhanden ist. Bei dem voll durchgezogenen Streckenzug ist eine turbulente Luftströmung an der Absorberoberfläche vorhanden.

Die Ergebnisse sind für die Nutztemperaturniveaus von $T=23$, 27 und 34 °C in Tab. 11 zusammengestellt. Während der Heizperiode kann man in der Umgebung von Wien bei einem Nutztemperaturniveau von 23 °C mit $28,6\text{ kWh je m}^2$ vertikal angebrachter nach Süden orientierter Absorberfläche rechnen. Dieser Wert ergibt sich durch Bildung des Mittelwerts aus Modell-B-turb und Modell-A. Für diesen Fall ergibt sich ein Wirkungsgrad von $3,3\%$. Verwendet man den Absorber z.B zur Beheizung eines Schwimmbads auch im Frühjahr bis Herbst, so erhält man einen thermischen Gesamt-Wirkungsgrad von $13,5\%$ (Durchschnitt von Modell-B-turb und Modell A). Bei den Nutztemperaturniveaus von 27 °C bzw. 34 °C betragen die Gesamt-Wirkungsgrade $8,6\%$ bzw. 4% . Die maximale thermische Energieabgabe an das Fluid tritt im August auf und nicht etwa im Frühjahr, siehe Abb. 73.

Tab. 11 gibt bei verschiedenen Nutztemperaturniveaus für den Standort Mauerbach die gesamte thermische Fluidenergieabgabe des Absorbers während eines Jahres und die thermische Fluid-Energieabgabe während der Heizsaison (Jänner bis April und von Oktober bis Dezember) wieder. Der thermische Gesamtwirkungsgrad bezogen auf die Heizperiode ist gleich der thermische Fluid-Energieabgabe des Absorbers während der Heizperiode geteilt durch die gesamte Energie, welche auf den Absorber auftrifft. Diese beträgt 878 kWh/a m^2 [46].

	Modell-B-turb	Modell-A
Nutztemperaturniveau $T=23\text{ °C}$		
gesamte thermische Fluid-Energieabgabe des Gesteins-Absorbers in kWh/a m^2	123,8	112
thermische Fluid-Energieabgabe des Gesteins-Absorbers während der Heizperiode in kWh/a m^2	27,4	29,7
thermischer Gesamt-Wirkungsgrad	14,1%	12,8%
thermischer Wirkungsgrad bezogen auf die Heizperiode	3,1%	3,4%
Nutztemperaturniveau $T=27\text{ °C}$		
gesamte thermische Fluid-Energieabgabe des Gesteins-Absorbers in kWh/a m^2	72,8	78
thermische Fluid-Energieabgabe des Gesteins-Absorbers während der Heizperiode in kWh/a m^2	13,3	19,7
thermischer Gesamt-Wirkungsgrad	8,3%	8,9%
thermischer Wirkungsgrad bezogen auf die Heizperiode	1,5%	2,2%
Nutztemperaturniveau $T=34\text{ °C}$		
gesamte thermische Fluid-Energieabgabe des Gesteins-Absorbers in kWh/a m^2	28,0	41,1
thermische Fluid-Energieabgabe des Gesteins-Absorbers während der Heizperiode in kWh/a m^2	4,2	8,8
thermischer Gesamt-Wirkungsgrad	3,2%	4,7%
thermischer Wirkungsgrad bezogen auf die Heizperiode	0,47%	1%

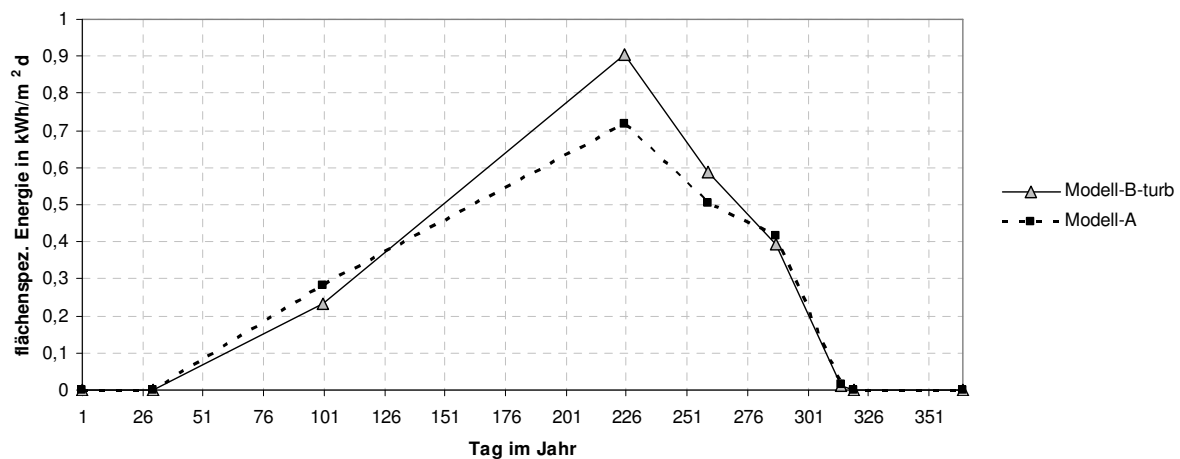


Abb. 73 In dieser Abbildung sind die Datenschwerpunkte, welche durch Mittelwertbildung der Messdaten aus den jeweiligen Klassen gebildet werden, eingezeichnet, siehe Tab. 10. Die einzelnen Datenschwerpunkte sind mittels Geraden verbunden worden. Die Fläche unter dem Streckenzug und der Zeit-Achse ergibt die gesamte thermische Energie die je m^2 Absorberfläche und je Jahr an das Fluid bei einem Nutztemperaturniveau von 23 °C abgegeben wird. Der durchgezogene Streckenzug ergibt sich aus dem Modell-B-turb, der strichlierte Streckenzug ergibt sich aus dem Modell-A. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden.

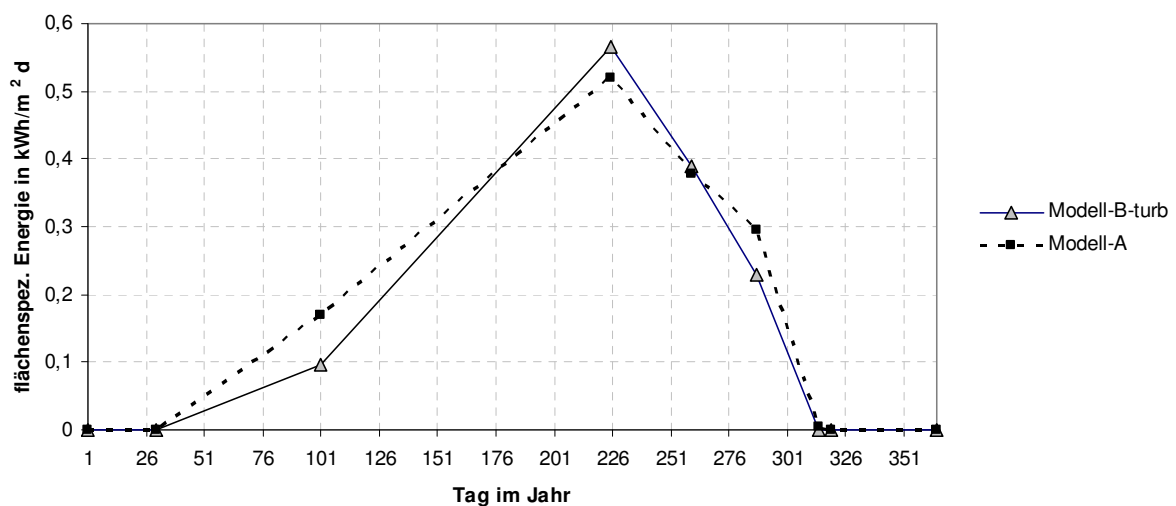


Abb. 74 In dieser Abbildung sind die Datenschwerpunkte, welche durch Mittelwertbildung der Messdaten aus den jeweiligen Klassen gebildet werden, eingezeichnet. Die einzelnen Datenschwerpunkte sind mittels Geraden verbunden worden. Die Fläche unter dem Streckenzug und der Zeit-Achse ergibt die gesamte thermische Energie die je m^2 Absorberfläche und je Jahr an das Fluid bei einem Nutztemperaturniveau von 27 °C abgegeben wird. Der durchgezogene Streckenzug ergibt sich aus dem Modell-B-turb, der strichlierte Streckenzug ergibt sich aus dem Modell-A. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden.

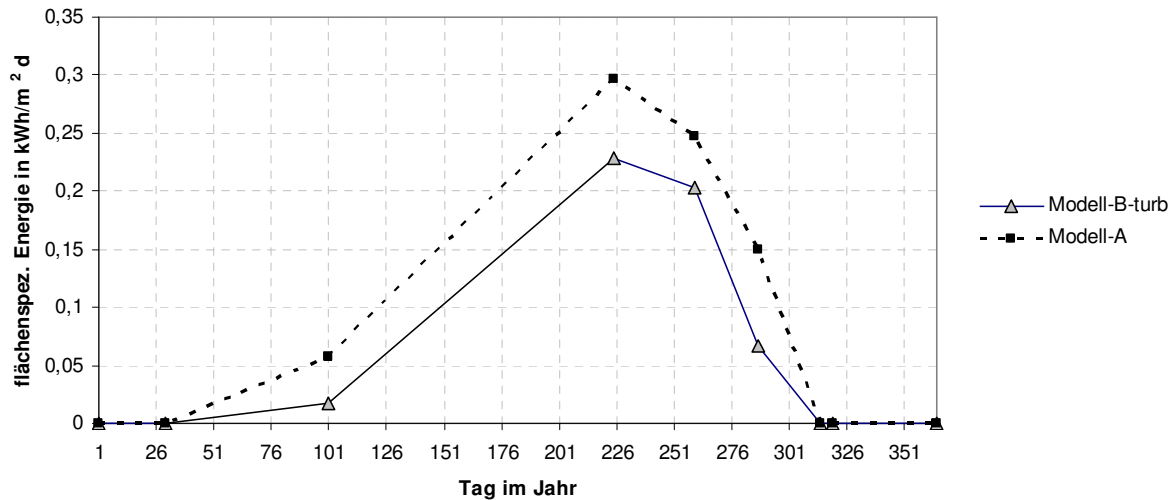


Abb. 75 In dieser Abbildung sind die Datenswerpunkte, welche durch Mittelwertbildung der Messdaten aus den jeweiligen Klassen gebildet werden, eingezeichnet. Die einzelnen Datenswerpunkte sind mittels Geraden verbunden worden. Die Fläche unter dem Streckenzug und der Zeit-Achse ergibt die gesamte thermische Energie die je m^2 Absorberfläche und je Jahr an das Fluid bei einem Nutztemperaturniveau von 34°C abgegeben wird. Der durchgezogene Streckenzug ergibt sich aus dem Modell-B-turb, der strichlierte Streckenzug ergibt sich aus dem Modell-A. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden.

Hätte man nur die mittleren Monatswerte zur Berechnung des Gesamt-Jahreswirkungsgrades herangezogen, so wäre man bei einem Nutztemperaturniveau von 23°C auf einen Wert von $4,7\%$ (Modell-B-turb) bzw. auf $5,9\%$ (Modell-A) gekommen. Die gesamte solare Energie, welche auf eine nach Süden ausgerichtete vertikale Fläche auftrifft beträgt nach [47] 878 kWh/m^2 in der Umgebung von Wien. Die thermische Energie, beträgt je nach Modell bei Verwendung von Monatsmittelwerten zwischen 41 und $52\text{ kWh/m}^2\text{ a}$. Bei selbigem Nutztemperaturniveau liefern die gemessenen und ergänzten Daten (siehe Tab. 11) je nach Modell thermische Nutzenergien zwischen 112 und 123 kWh/a . Man sieht, dass unter Verwendung von Monatsmittelwerten statt realen Messwerten die Simulation wesentlich zu kleine thermische Nutzenergien liefert. Die Gründe hierfür sind in [Kap.10.2.2](#) angeführt. Vielmehr stellen die so erhaltenen Werte untere Schranken dar.

10.4 Berechnung der Gesteinsabsorber-Fläche, um in der Heizperiode 50% der benötigten Heizleistung durch eine Gesteins-Fassaden-Anlage zu generieren

Betrachtet wird ein Einfamilienhaus mit einem spezifischen Heizwärmebedarf von $65\text{ kWh/m}^2\text{ a}$. Bei einer konditionierten Brutto-Grundfläche von 160 m^2 ergibt sich ein jährlicher Heizwärmebedarf von 10400 kWh . Will man nun 50% dieses Wärmebedarfs durch eine Gesteinsfassadenanlage während der Heizperiode abdecken, so benötigt man ca. 182 m^2 Absorberfläche bei einem Nutztemperaturniveau von 23°C . Diese Absorberfläche soll etwa nach Süden ausgerichtet sein. Da ein Einfamilienhaus nicht über eine so große nach Süden ausgerichtete Außenwandfläche verfügt, ist es nicht möglich während der Heizperiode 50% der benötigten Heizleistung mit diesem unabgedeckten solaren Absorber zu generieren.

11 Ermittlung des Jahres-Wirkungsgrades vom Neuhauser-Gesteinsabsorber in Abhängigkeit des Breitengrades bei konstantem Nutztemperaturniveau mittels der Simulation

Die benötigten Daten zur Berechnung des Jahres-Wirkungsgrades und der gesamten thermischen Fluid-Energieabgabe mit Hilfe der Simulation werden aus [47] entnommen. Wie schon in Kap.10 erwähnt stellt [47] nur Monatsmittelwerte zur Verfügung. Das Nutztemperaturniveau beträgt 27 °C. Um den Einfluss des Breitengrades auf den Gesamt-Wirkungsgrad zu analysieren wird die Simulation mit Daten von Stockholm und Rom gespeist und anschließend mit den Gesamtwirkungsgrad von Wien bei $T=27^{\circ}\text{C}$ verglichen. In Tab. 12 sind die Resultate zusammengestellt.

11.1 Jahres-Wirkungsgrades und die gesamte thermischen Fluid-Energieabgabe für Rom

Auf eine vertikal angebrachte nach Süden orientierte Fläche trifft während eines Jahres in Rom eine Energie von 1257 kWh/m^2 auf [47]. Der gesamte Wirkungsgrad beträgt 4,2 % nach Modell-B-turb bzw. 6,2% nach Modell A. In Abb. 76 ist die mittlere thermische Energieabgabe je Tag und je Absorberfläche über dem jeweiligen Monat aufgetragen.

11.2 Jahres-Wirkungsgrades und die gesamte thermischen Fluid-Energieabgabe für Stockholm

Auf eine vertikal angebrachte nach Süden orientierte Fläche trifft während eines Jahres in Rom eine Energie von 829 kWh/m^2 auf [47]. Der gesamte Wirkungsgrad beträgt 0,12 % nach Modell-B-turb bzw. 1,2% nach Modell A. In Abb. 77 ist die mittlere thermische Energieabgabe je Tag und je Absorberfläche über dem jeweiligen Monat aufgetragen.

Bemerkungen

Obwohl in Stockholm und Wien fast die gleiche solare Energie auf eine nach Süden ausgerichtete vertikale Fläche auftritt (Unterschied: $59 \text{ kWh/m}^2 \text{ a}$), ist der thermische Wirkungsgrad in Wien beim Modell-B-turb um das 7,5-fache höher als in Stockholm. Beim Modell-A ist der thermische Wirkungsgrad in Wien doppelt so hoch wie in Stockholm. Man sieht also, dass der Wirkungsgrad des Gestein-Absorbers bei einem konstanten Fluid-Temperaturniveau stark von der Lufttemperatur und der Luftströmung abhängig ist.

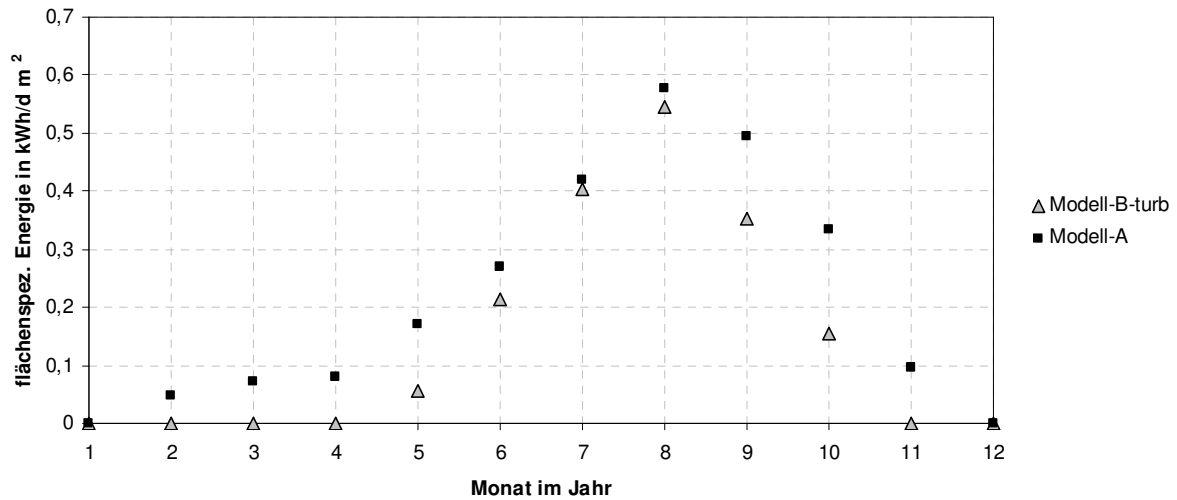


Abb. 76 stellt die mittlere thermische Energieabgabe des Neuhauser-Absorbers pro Tag von Jänner bis Dezember dar. Das fiktive Nutztemperaturniveau des Fluids unmittelbar nach Passieren des Gesteins-Kollektors beträgt 27 °C. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Die Daten für die Simulation stammen aus [47]. Stadt : Rom

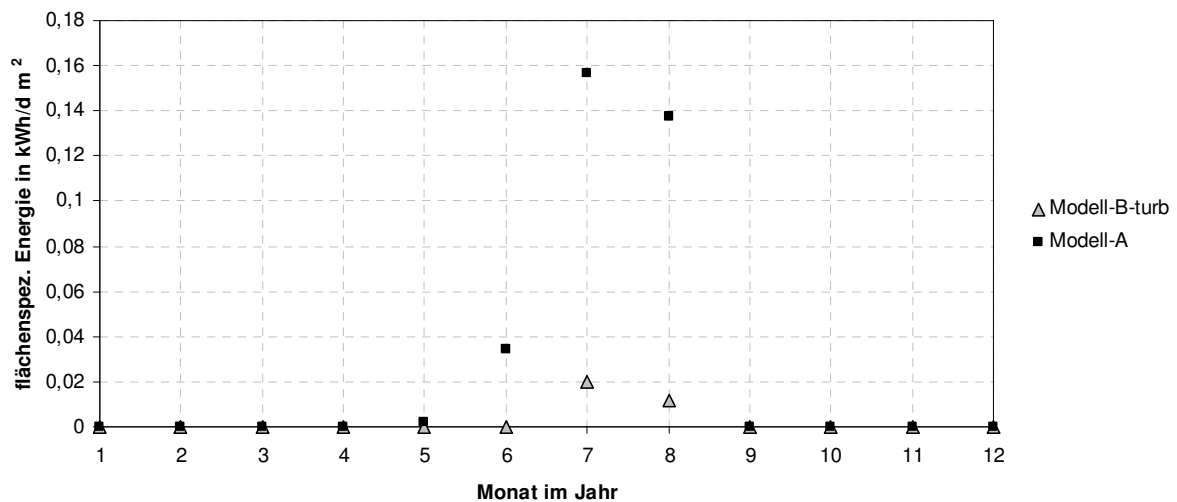


Abb. 77 stellt die mittlere thermische Energieabgabe des Neuhauser-Absorbers pro Tag von Jänner bis Dezember dar. Das fiktive Nutztemperaturniveau des Fluids unmittelbar nach Passieren des Gesteins-Kollektors beträgt 27 °C. Im Modell-A tritt zwischen Absorberoberfläche und Luft natürliche Konvektion auf. Im Modell-B-turb ist eine Windgeschwindigkeit von 4 m/s (turbulenter Geschwindigkeitsbereich) in X-Richtung (vgl. Abb. 37) vorhanden. Die Daten für die Simulation stammen aus [47]. Stadt : Stockholm

Tab. 12 stellt an verschiedenen Standorten der Erde die thermische Nutzenergie dar, die vom Neuhauser Gesteins-Absorber an das Fluid abgegeben wird. Weiters ist auch jeweils der thermische Wirkungsgrad angegeben. Alle Angaben beziehen sich auf den Zeitraum von einem Jahr.

Nutztemperaturniveau T=27°C	Modell-B-turb	Modell-A
Stockholm		
gesamte thermische Fluid-Energieabgabe des Gesteins-Absorbers in kWh/a m ²	1,0	10,1
thermischer Gesamt-Wirkungsgrad	0,12%	1,2%
Wien		
gesamte thermische Fluid-Energieabgabe des Gesteins-Absorbers in kWh/a m ²	8,0	23,1
thermischer Gesamt-Wirkungsgrad	0,9%	2,4%
Rom		
gesamte thermische Fluid-Energieabgabe des Gesteins-Absorbers in kWh/a m ²	52,6	78,2
thermischer Gesamt-Wirkungsgrad	4,2%	6,2%

12 Ausblick

In diesem Kapitel werden Vorschläge unterbreitet, die in einem Nachfolgeprojekt umgesetzt werden können.

12.1 Dämmung

Um den Wirkungsgrad zu erhöhen kann an der Vorderseite der Gesteins-Platte eine transparente Dämmung angebracht werden. Man kann mit verschiedenen Materialien und unterschiedlich dicken Dämmschichten experimentieren. In Städten, wo weniger Platz ist und normalerweise auch der Wind weniger stark weht als am Land, wird eine dünne Dämmschicht ausreichen. Zweckmäßig ist es, wenn man die Dämmstärke so wählt, dass das Verhältnis von Nutzen/Kosten optimiert(maximiert) wird. Eine Nebenbedingung, die eingehalten werden muss ist natürlich der Platzbedarf.

12.2 Wärmepumpe in Kombination mit der Fassadenwärmeumwandlungsanlage

Handelsüblich sind heutzutage Luft- oder Erdwärmepumpen. Luftwärmepumpen haben den Nachteil, dass sie laut sind (>60 dB). Außerdem ist bei Luftwärmepumpen die Heizleistung bei konstanter elektrischer Leistung stark von der Lufttemperatur abhängig. Erdwärmepumpen benötigen eine Erdwärmesonde. Zum Verlegen einer Erdwärmesonde wird eine 100 m tiefe Bohrung benötigt, die sehr teuer ist. Es können auch mehrere Bohrungen nötig sein. Desweiteren braucht man für solche Bohrungen eine Genehmigung.

Eine interessante Alternative ist es, wenn man nicht der Luft jene Wärmemenge entzieht, die die Wärmepumpe benötigt, sondern dem Fluid der Gesteins-Fassadenwärmeumwandlungsanlage. Im folgenden Text wird eine solche Wärmepumpe, welche die Wärme aus dem Fluid der Gesteins-Fassadenwärmeumwandlungsanlage bezieht mit Fluid-Wärmepumpe bezeichnet. Der Energietransfer kann dabei über einen Wärmetauscher erfolgen. Es wären folgende Fragen zu beantworten:

1. Ist die Jahresarbeitszahl einer Fluid-Wärmepumpe höher oder niedriger im Vergleich zu einer Luftwärmepumpe ?
2. Welchen Effekt hat die Eisbildung an der Absorberfläche auf die Jahresarbeitszahl?

13 Zusammenfassung

Die Idee meiner Diplomarbeit ist es, den auf Fassadenflächen auftreffenden solaren Energieeintrag zu Heizzwecken zu nutzen. Dabei wird die Fassadenfläche mit dunklen Gesteinsabsorbern belegt, welche die solare Energie in Wärmeenergie umwandeln. Dadurch könnten fossile Brennstoffe eingespart werden (CO₂ Reduktion).

Projektziel

Das Ziel des Projekts sind die Beantwortung folgender Fragen.:

1. *Wie groß ist der Wirkungsgrad und der jährliche Energieertrag von unabgedeckten Gesteins-Absorbern auf Fassaden in Abhängigkeit des Nutztemperaturniveaus?*
2. *Wie ändert sich dieser Energieertrag von vertikal montierten Gesteins-Absorbern in Abhängigkeit vom Breitengrad?*
3. *Welche Kollektorfläche ist erforderlich, um während der Heizperiode 50 % der Wärmeenergie zu generieren, die ein Einfamilienhaus zum Heizen zu benötigt?*

Aufbau der Versuchsanlage

Die Versuchsanlage besteht aus einer vertikal aufgestellten, nach Süden orientierten Holzwand an der verschiedene quadratische Gesteinsplatten mit 700 mm Kantenlänge montiert sind. Die Gesteine absorbieren die direkten und diffusen Strahlungskomponenten des Himmels sowie die vom Boden reflektierte Strahlung. An der Rückseite jedes der Gesteine ist eine von Beton umgebene Kupferrohrschlange angebracht, durch die eine Flüssigkeit gepumpt wird. Die Flüssigkeit entzieht dem aufgeheizten Gestein eine gewisse Wärmeenergie und erwärmt sich dabei. Weiters ist an dieser Holzwand ein Pyranometer befestigt, das die auftreffende kurzwellige Strahlungsintensität quantifiziert.

Das Fluid wird in einem geschlossenen Kreislauf gepumpt. Im Betriebszustand ist das Fluid nach Passieren des Kollektors auf einem höheren Temperaturniveau als vor dem Kollektor. In einem Grundwasserschacht (Reservoir) wird das erwärmte Fluid mittels eines Wärmetauschers wieder abgekühlt.

Im folgenden Text wird diese Anordnung mit Anlage, Versuchsanlage oder Messstand bezeichnet.

Aufbau eines Gesteinskollektors

Insgesamt sind auf dem Messstand 6 verschiedene Gesteins-Kollektoren angebracht, die alle bis auf das Gestein gleich aufgebaut sind. Ein solcher Kollektor kann in 4 Schichten unterteilt werden:

- 1 Gesteinsschicht mit der Strahlen absorbierenden Deckfläche
- 2 Betonschicht mit der Kupferrohrschlange
- 3 Betonschicht
- 4 Isolationsschicht

Die Dicke aller 4 Schichten zusammen ergibt 70 mm. In dieser Arbeit wird fast nur der Neuhauser-Granit-Absorber betrachtet. Um an den Seitenflächen eines Kollektormoduls möglichst wenig thermische Leistung an

die Umgebung abzuführen sind auch die Seitenflächen von einer Isolationsschicht umgeben. Da die Absorberfläche des Gesteins in direktem Kontakt mit der Luft steht, spricht man auch von einem unabgedeckten Gesteins-Absorber.

Um diese obigen Fragen korrekt beantworten zu können, wird die Diplomarbeit in 2 Teilprojekte gegliedert.

Messtechnischer Teil

Im praktischen Teil dieses Projektes soll für diese solarthermische Versuchsanlage eine kostengünstige Regelung entworfen und eingebaut werden. Die Aufgabe der Regelung ist es, den Volumenstrom durch die Anlage so zu variieren, dass ein konstantes Fluid-Temperaturniveau unmittelbar nach dem Passieren der Rohrschlange gehalten werden kann. Das Fluid-Temperaturniveau kann man vorgeben. Ob dieses Temperaturniveau auch tatsächlich erreicht wird, hängt natürlich davon ab, ob die auf den Absorber auftreffende solare Strahlungsintensität ausreicht.

Aufbau der Regelung

Um diese Versuchsanlage regeln zu können ist ein Proportionalventil und ein Volumenstrommesser eingebaut worden. Das Proportionalventil ist über eine Pulsweitenmodulation (PWM) ansteuerbar. Der nichtlineare Regler enthält einen P und D Anteil. Die vorhandene Nicht-Linearität wurde aufgrund von Experimenten im Nachhinein hinzugefügt, da das Überschwingen des Reglers deutlich verringert werden konnte. Der Regler wurde softwaremäßig in einem Lab-View Programm implementiert. Die einzige Regelgröße ist die Temperatur am Rohrschlängenausstritt. Mit Hilfe einer Rekursionsformel wird der neue Volumenstrom berechnet. Die Rekursionsformel benötigt folgende Kenngrößen:

1. die Temperatur am Rohrschlängenausstritt
2. die Solltemperatur
3. den vorherigen Volumenstrom

Mittels der Volumen-Spannungskennlinie wird der Volumenstrom in eine elektrische Spannung umgerechnet. Diese Volumen-Spannungskennlinie wurde experimentell an der Anlage ermittelt. Diese charakteristische Spannung wird mit Hilfe eines Microcontrollers in eine pulswertenmodulierte Rechtecksschwingung mit einer Frequenz von 650 Hz umgewandelt. Dabei ist die Höhe dieser Spannung proportional zum HIGH Anteil während einer Periode. Die neue Pulsweite verändert die Querschnittsfläche des Proportionalventils. Bei geringerer Querschnittsfläche ist der Strömungswiderstand höher und somit sinkt die Fluidgeschwindigkeit und auch der Volumenstrom.

Auswertung der Messdaten

Gemessen werden die Temperaturen unmittelbar vor und nach dem Kollektor. Weiters wird der Volumenstrom, die Lufttemperatur und die kurzweilige Strahlungsintensität aufgezeichnet. Aus dem Volumenstrom und der Differenz der Temperaturen vor und nach dem Kollektor kann die vom Kollektor auf das Fluid übertragene Leistung berechnet werden. Auch der thermische Wirkungsgrad des Kollektors kann bestimmt werden. Dieser ergibt sich aus dem Verhältnis der thermischen Leistung, die vom Kollektor an das Fluid übertragen wurde zu der Strahlungsintensität multipliziert mit der Absorberfläche. Insgesamt wurden von 10 Tagen Daten aufgezeichnet. Diese Daten dienen zur Verifikation des Simulations-Modells, welches im theoretischen Teil erstellt wird.

Theoretischer Teil

Im theoretischen Teil dieses Projekts wird ein 1-dim physikalisches Modell des Gesteinsabsorbers erstellt und implementiert. Diese Simulation wird mit Messwerten gespeist. Die benötigten Daten sind die Lufttemperatur und die kurzwellige Strahlungsintensität. Der kurzwellige Absorptionskoeffizient des betrachteten Gesteins wird in dieser Arbeit geschätzt und mit 0,6 angesetzt.

Simulationsgeometrie

Die reale Geometrie wird vereinfacht. Die Rohrschlangen werden durch einen 2 mm breiten Spalt ersetzt. Insgesamt wird die vereinfachte Kollektorgeometrie in 35 2mm dicke Schichten unterteilt. Für jede Schicht wird eine Mitteltemperatur berechnet. Die zeitliche Schrittweite beträgt in der Simulation 1 s. Die neue Mitteltemperatur berechnet sich aus der vorhergehenden Mitteltemperatur und durch Wärmeleitung an den Grenzflächen der 2 mm dicken Schicht übertragenen Wärmeenergie während einer zeitlichen Schrittweite.

Modelle

Da die Windgeschwindigkeit nicht gemessen wurde, werden 2 Modelle erstellt, welche den Einfluss der Windgeschwindigkeit auf den Kollektorstufigungsgrad verdeutlichen sollen.

Modell A: In diesem Modell ist die Windgeschwindigkeit relativ zur Absorberoberfläche null. Es findet in der Absorber-Grenzschicht nur natürliche Konvektion statt.

Modell B: Bei diesem Modell soll eine von außen aufgeprägte konstante Windgeschwindigkeit von 3 m/s (laminare Strömung) bzw. 4m/s (turbulente Strömung) relativ zur Absorberoberfläche vorhanden sein. Das Modell B bei dem eine laminare Strömung/turbulente Strömung vorherrscht wird mit Modell-B-lam/Modell-B-turb bezeichnet.

Ergebnisse

ad Frage 1

Auf eine vertikale nach Süden orientierte Fläche treffen innerhalb eines Jahres 878 kWh an solarer Energie je m² auf. Bei einem Nutztemperaturniveau von 23 °C ist der jährliche Gesamtwirkungsgrad nach Modell-B-turb 14,1%, nach Modell-A 12,8%. Erhöht man das Nutztemperaturniveau auf 27 °C, so ist der jährliche Gesamtwirkungsgrad nach Modell-B-turb 8,3%, nach Modell-A 8,9%. Bei einem Nutztemperaturniveau von 34°C ist der jährliche Gesamtwirkungsgrad nach Modell-B-turb 3,2%, nach Modell-A 4,7%.

ad Frage 2

Mit Hilfe der Simulation wird bei konstantem Fluid-Nutztemperaturniveau von 27 °C der jährliche Energieertrag für folgende Standorte berechnet: Stockholm, Wien, Rom; Da von diesen Standorten keine Messdaten(ausser Wien) kostenlos zugänglich sind wurden für die Kalkulation Datenbanken verwendet, die für einen typischen Tag innerhalb des Monats, Daten zur Verfügung stellen. Diese Daten sind zwischen Sonnenaufgang und Sonnenuntergang an diesem typischen Tag im Abstand von 15 min vorhanden. Mit diesen Daten ergeben sich folgende jährliche Energieerträge: **Stockholm** 1,0 kWh/m² nach Modell-B-turb, 10,1 kWh/m² nach Modell-A; **Wien:** 8,0 kWh/m² nach Modell-B-turb, 23,1 kWh/m² nach Modell-A; **Rom:** 52,6 kWh/m² nach Modell-B-turb, 78,2 kWh/m² nach Modell-A;

ad Frage 3

Für Einfamilienhaus mit einem spezifischen Heizwärmebedarf von $65 \text{ kWh/m}^2 \text{ a}$ und einer konditionierten Brutto-Grundfläche von 160 m^2 ergibt sich ein jährlicher Heizwärmebedarf von 10400 kWh . Will man nun 50% dieses Wärmebedarfs durch eine Gesteinsfassadenanlage während der Heizperiode abdecken, so benötigt man ca. 182 m^2 . Da ein Einfamilienhaus nicht über eine so große nach Süden ausgerichtete Außenwandfläche verfügt, ist es nicht möglich während der Heizperiode 50% der benötigten Heizleistung mit diesem unabgedeckten solaren Absorber zu generieren.

14 Quellenverzeichnis

- [1] <http://www.iea.org/publications/>, Key World Energy Statistics 2013, (S.45), 01.10.2013
- [2] VON DER PÜTTEN, Jann Christoph: Task Force: Gewerkschaften, Arbeitsmarktregulierung und Migration in China, Duisburg Working Papers on East Asian Studies / Duisburger Arbeitspapiere Ostasienwissenschaften No. 91/2013, S. 22
- [3] www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/mlo.html, 01.10.2013
- [4], [13], [22] LVA, 141.217 Nachhaltige Energieträger VO 2 TU Wien, Unterlagen
- [5] www.uni-saarland.de/, Martin Keilhacker: **Bereitstellung elektrischer Energie: Moderne fossile Kraftwerke mit Effizienzsteigerung und CCS**, 01.10.2013
- [6] www.statistik.at/web_de/statistiken/energie_und_umwelt/energie/energieeinsatz_der_haushalte, 1.11.2013
- [7] <http://www.fotocommunity.de/pc/pc/display/29204514>, 01.07.13
- [8] Kaltschmitt Martin, Streicher Wolfgang: Regenerative Energien in Österreich. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 95, 2009
- [9] Werner B. Koldehoff: Solarthermie in Deutschland und Europa. In: Solarthermie 2009 Heizen und Kühlen mit der Sonne. VDI Verlag, Düsseldorf, 10, 2009
- [10] Kaltschmitt Martin, Streicher Wolfgang: Regenerative Energien in Österreich. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 136, 2009
- [11] Stieglitz Robert, Heinzel Volker: Thermische Solarenergie. Springer Vieweg, Berlin, 394, 2012
- [12] Rommel M., Lustig K., Pitz-Paal R.: Stand der Technik und neue Entwicklungen bei thermischen Solaranlagen. In: Solarthermie Auslegung, Anwendung, Technische Regeln. VDI Verlag, Düsseldorf, 5, 2001
- [14] <http://www.schwoererhaus.de/de/haeuser/schoenerwohnenhaus/>, 02.07.13
- [15] http://www.schweizer-metallbau.ch/fileadmin/user_upload/00_Produnkte/10_Fassaden/pdf/Fassaden_d_01.pdf, 02.07.13
- [16] http://www.tuwien.ac.at/aktuelles/news_detail/article/8545/, link **Publikation: "Abschätzung des zukünftigen Energiespeicherbedarfs in Österreich zur Integration variabler erneuerbarer Stromerzeugung"** 5.12.2013
- [17] van Sark, W.G.J.H.M., Feasibility of photovoltaic – Thermoelectric hybrid modules. In: Applied Energy, Volume 88, Issue 8, Pages 2785–2790, August 2011,
- [18] V.V. Tyagi, S.C. Kaushik, S.K. Tyagi: Advancement in solar photovoltaic/thermal (PV/T) hybrid collector technology. In: Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 16, Issue 3, Pages 1383–1398, April 2012
- [19] Schabbach, Thomas, Wesselak, Viktor: Regenerative Energietechnik. Springer Vieweg, Berlin, 2. Aufl., 691, 2013
- [20] www.micronal.de/portal/load/fid513384/2010_04%20Micronal%20PCM%20Katalog.pdf, 02.07.13
- [22] Alicia Oliver: Thermal characterization of gypsum boards with PCM included: Thermal energy storage in buildings through latent heat. In: Energy and Buildings Volume 48, May 2012, Pages 1–7
- [23] Kaltschmitt Martin, Streicher Wolfgang: Regenerative Energien in Österreich. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 113, 2009

- [24] Fisher Stephan: Sonnenkollektoren Stand der Technik und neue Entwicklungen. In: Solarthermie 2011 Heizen und Kühlen mit der Sonne, VDI Verlag, Düsseldorf, 31, 2011
- [25] Wittwer Volker: Solarthermie Vision 2030: Eine Herausforderung an die Forschung. In Thermische Solarenergie, 16. Symposium. OTTI, 35, Regensburg, 2006
- [26] E. Lindauer, H. Leonhardt: Brauchwasservorerwärmung mit transparent gedämmten Bauteilen (Hybridsystem), IBP-Mitteilung 246, www.ibp.fraunhofer.de/content/dam/ibp/de/documents/246_tcm45-80373.pdf, 05.10.2013
- [27] H. Leonhardt, H. Sinnesbichler : Hybrid Transparente Warmedämmung, IBP-Mitteilung 304 www.ibp.fraunhofer.de/content/dam/ibp/de/documents/304_tcm45-80512.pdf, 05.10.2013,
- [28] Bergmann I; Weiß W: Fassadenintegration von thermischen Sonnenkollektoren ohne Hinterlüftung, Berichte aus Energie- und Umweltforschung 13/2002
- [29] Schabbach, Thomas, Wesselak, Viktor: Regenerative Energietechnik. Springer Vieweg, Berlin, 2.Aufl., 312, 2013
- [30] Schabbach, Thomas, Wesselak, Viktor: Regenerative Energietechnik. Springer Vieweg, Berlin, 2.Aufl., 311, 2013
- [31] Fitzner Klaus: Rietschel Raumklimatechnik Band 3: Raumheiztechnik, Springer, Berlin, 16. Aufl., 316, 2005
- [32] Böhmer Erwin, Ehrhardt Dietmar, Oberschelp Wolfgang: Elemente der angewandten Elektronik : Kompendium für Ausbildung und Beruf. Vieweg, Wiesbaden, 37, 2007
- [33] <http://arduino.cc/de/Main/ArduinoBoardUno>, 10.09.13
- [34] Kast Werner, Klan Herbert: Heat Transfer by Free Convection: External Flows. In: VDI Heat Atlas, Springer, Heidelberg, 667-671, 2010
- [35] Wagnerl Wolfgang, Kretzschmar Hans-Joachim: Properties of Water and Steam. In: VDI Heat Atlas, Springer, Heidelberg, 153-300, 2010
- [36] Gnielinski Volker: Heat Transfer in Flow Past a Plane Wall. In: VDI Heat Atlas, Springer, Heidelberg, 713-715, 2010
- [37] Duffie John, Beckman William: Sonnenenergie Thermische Prozesse. Udo Pfriemer Verlag, 96-97, 1976
- [38] Vortmeyer Dieter, Kabelac Stephan: View Factors In: VDI Heat Atlas, Springer, Heidelberg, 961-978, 2010
- [39] Vortmeyer Dieter, Kabelac Stephan: Radiation of Surfaces In: VDI Heat Atlas, Springer, Heidelberg, 947-959, 2010
- [40] Duffie John, Beckman William: Sonnenenergie Thermische Prozesse. Udo Pfriemer Verlag, 142-145, 1976
- [41] Glück Bernd: Simulationsmodell, 2-dim Wärmeleitung, <http://berndglueck.de/>, 10.07.2013
- [42] www.baukatalog.ch/affolter_stefan_chem_techn_produkte/bk/ch/b9947/b994711/pages/frostschutz_n_pur_ethylenglykol_basis_spezifische_dichte_von_ethylenglykol_wasser_gemischen_bk_15.html ,02.12.2013
- [43] Holzmann G., Wangelin M, Bruns,R: Natürliche und pflanzliche Baustoffe Rohstoff- Bauphysik-Konstruktion.Springer , 16-17, 2012
- [44] G. STRAYLE,I. STOBBER,W. SCHLOZ: Ergiebigkeitsuntersuchungen in Festgesteinsaquiferen 6/94, Kap 9 http://www.lgrb.uni-freiburg.de/lgrb/Produkte/schriften/online-publikationen/informationen_6
- [45] Gieler Rolf P., Dimming-Osburg A.: Kunststoffe für den Bautenschutz und die Betoninstandsetzung, Springer, 17-54,2006

- [46] Königstein T.: Ratgeber energiesparendes Bauen: Fraunhofer IRB Verlag, 4. Aufl., 13-17, 2009
- [47] <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps4/pvest.php?lang=de&map=europe>, 22.12.2013
- [48] Datenblatt des LM 235 Z Temperatursensors <http://www.reichelt.de/ICs-LM-LS-/LM-235-Z/3//index.html?ACTION=3&GROUPID=2912&ARTICLE=10418&SHOW=1&START=0&OFFSET=16&>, 23.11.2013