

# DISSERTATION

## **Untersuchung und Optimierung des Einflusses von Latentspeichermaterial auf das thermische und energetische Verhalten von Gebäuden**

Ausgeführt zum Zweck der Erlangung des akademischen  
Grades eines Doktors der technischen Wissenschaften  
unter der Leitung von

O.Univ.Prof. Dipl.-Ing.Dr.Dr. Jürgen DREYER

Zentrum für Bauphysik und Bauakustik  
Institut für Hochbau und Technologie  
E206

Eingereicht an der Technischen Universität Wien  
Fakultät für Bauingenieurwesen

Von  
Dipl.-Ing. Jingfang Hu  
E8727181

Wien, im Juni 2007

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Zentrum für Bauphysik und Bauakustik, Institut für Hochbau und Technologie der Technischen Universität Wien.

Herrn O.Univ.Prof.-Ing.Dr.Dr. Jürgen Dreyer danke ich herzlich für die Betreuung dieser Arbeit. Seine stete Diskussionsbereitschaft, seine wertvollen Ratschläge und kritischen Anmerkungen haben zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Allen Mitarbeitern des Fachbereiches Bauphysik, insbesondere Herrn Ao. Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. Thomas Bednar, Herrn Dipl.-Ing Christoph Deseyve und Herrn Dipl.-Ing Michael Jung möchte ich für die kollegiale Unterstützung und für ihre Diskussionsbereitschaft danken.

Ein ganz herzliches Dankschön geht an Frau Oberlehrerin Sabine Dreyer und Herrn Mag. Christoph Hämmerle, da sie viel Zeit und Geduld für das Korrekturlesen geopfert haben.

Für die Vorbereitung und Hilfe bei Versuchsdurchführungen sei an dieser Stelle Herrn Dipl.-Ing Manfred Grüner und Herrn Ing. Georg Eger herzlich gedankt.

Ganz herzlich gedankt sei Herrn O.Univ.Prof.Dipl-Ing.Dr. Andreas Kolbitsch für die Begutachtung meiner Arbeit.

Meiner Familie möchte ich an dieser Stelle für ihr Verständnis und ihr Interesse an meiner Arbeit danken.

## Kurzfassung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, den Einsatz von Phase Change Material, nachfolgend als PCM bezeichnet, in Gebäuden zu untersuchen. Im Rahmen der Arbeit wird ein Simulationsprogramm für die Planung und Optimierung des Einsatzes von PCM im Gebäude entwickelt. Dieses Programm ermöglicht es, das thermische Verhalten und den Energiebedarf eines Gebäudes unter Einsatz von Latentspeichermaterial zu bestimmen.

Die Entwicklung des Rechenmodells schließt an die in der Literatur vorhandenen Ansätze zum Wärmetransport in und zwischen Bauteilen an. Auf Grund der Komplexität des Wärmetransportprozesses im Latentspeichermaterial während des Phasenwechsels werden Vereinfachungen getroffen. Statt einem Temperaturbereich des Phasenwechsels wird anhand des Enthalpieverlaufes eine Phasenwechseltemperatur angenommen. Zur Lösung der Differentialgleichungen des Wärmetransports wird ein numerisches Verfahren - Finite-Volumen-Verfahren - verwendet. Für die Programmierung des Simulations-Modells wird die Plattform SIMULINK aus MATLAB gewählt.

Experimentelle Untersuchungen werden am Messobjekt mit und ohne Einsatz von PCM durchgeführt, um einerseits die temperaturstabilisierende Wirkung durch den Einsatz von PCM festzustellen, und andererseits als Grundlage, um das entwickelte Rechenprogramm zu validieren. Die Ergebnisse aus der Messung und der Berechnung lassen den Schluss zu, dass das entwickelte Programm das thermische Verhalten eines Raumes genau beschreibt.

Mit dem entwickelten Rechenmodell wird die PCM-Anwendung im Gebäude optimiert. Anhand eines Raummodells werden wichtige Einflussparameter untersucht, wie die Einsatzmenge und Phasenwechseltemperatur von PCM, die Luftwechselrate eines Raumes und die Lüftungsgeschwindigkeit der Hinterlüftung der PCM-Schicht. Es stellt sich dabei heraus, dass sich unter gewissen Umständen durch die vermehrte Einsatzmenge von PCM und durch die Erhöhung der Luftwechselrate eines Raumes bzw. der Lüftungsgeschwindigkeit der Hinterlüftung der PCM-Schicht der temperaturstabilisierende Effekt nicht weiter verbesserte. Alle diese Parameter hängen mit dem Phasenzustand von PCM zusammen. Die optimale Ausnutzung der PCM entscheidet den optimalen Wert der untersuchten Einflussparameter.

Für einen Raum in einem Passivhaus in Wien werden mit dem entwickelten Simulationsprogramm Untersuchungen durchgeführt, um das thermische Verhalten ohne bzw. mit Einsatz von PCM zu ermitteln. Es wird durch Variieren der Einflussparameter die maximal erzielbare temperaturstabilisierende Wirkung im Sommer durch PCM-Einsatz untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass durch den Einsatz von PCM mit intelligenter Lüftung für den Raum sowie für die PCM-Schicht eine Klimaanlage ersetzbar wird.

Zum Schluss wird das Potenzial der Energieeinsparung im Gebäude durch den Einsatz von PCM untersucht. Es wird für zwei Modelle, eines aus Leichtbauweise und eines aus Massivbauweise unter Einsatz verschiedener PCM der Energiebedarf für Heizung und Kühlung ermittelt. Die Ergebnisse zeigen, dass durch den Einsatz von PCM der Wärmebedarf nicht nur für die Kühlung im Sommer, sondern auch im Winter reduziert wird.

## Abstract

The goal of this work is to investigate the using of Phase Change Material in buildings. For this purpose a simulation program has been developed, for design and optimization of the usage of PCM in buildings. With this program it is possible to calculate the dynamic thermal behaviour and the energy consumption in buildings.

For developing the construction model the existing heat transport theory for and between building elements have been considered. Due to the complication of the heat transport process of the PCM during the phase change period an approximation has been used. A melt temperature was used instead of an area of temperatures. For solving the differential equation of heat transport a numeric method the finite volume method has been used. The simulation model was programmed at the Simulink platform in SIMULINK.

The experimentally measurements has been carried out with a test box for with and without application of PCM, firstly for investigation the temperature stabilization effect of PCM and secondly for validation the developed simulation program. In considering the results from the measurement and from the simulation is to conclude, that the developed program can exactly describe the dynamic thermal behaviour of buildings.

On the basis of the developed simulation model the application of PCM in buildings has been optimized. The important influence parameters were investigated, such as quantity and melt temperature of used PCM, air exchange rat of the room and the speed of the ventilation for PCM layer. The results of the implemented numeric investigation showed, that under some certain circumstances there was no further improvement of the temperature stabilization effect to achieve, through increase the air change rate, speed of the ventilation for PCM, and also through the increase of the quantity of the used PCM. The results showed that all the investigated influence parameters depended on the physical state such as solid or liquid state of the PCM. The optimal physical state of PCM decided the optimal value of the investigated influence parameters.

With the developed simulation program the investigation for a room in a passive house in Vienna has been implemented, for investigation the thermal behaviour in with and without application of PCM. The maximal achieved temperature stabilization effect in summer with application of PCM was calculated under variation of the mentioned influence parameters. The results indicated that under application of PCM with the intelligent ventilation for room and for PCM layer an air conditioner could be substituted.

Finally the energy saving potential in buildings under application of PCM was investigated. For two room models which one is a light weight and another is a heavy weight building, the energy consumption for room cooling and heating has been calculated under application of different PCM. The results indicated that the energy consumption was reduced not only for cooling but also for heating.

# Inhaltverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung .....</b>	<b>7</b>
1.1	Allgemeines über die PCM-Anwendung in Gebäuden .....	7
1.2	Zielsetzung und struktureller Aufbau der Arbeit.....	10
<b>2</b>	<b>Grundlagen .....</b>	<b>12</b>
2.1	Wärmeübertragung .....	12
2.1.1	Wärmeleitung .....	12
2.1.2	Konvektiver Wärmeübergang, Wärmeübergangskoeffizient.....	12
2.1.3	Wärmestrahlung .....	16
2.1.4	Bilanzgleichung der Wärmetransporte .....	17
2.2	Intensität der Sonneneinstrahlung an geneigten Flächen .....	18
2.2.1	Allgemeines über die Solarstrahlung.....	18
2.2.2	Strahlung und Sonnenscheindauer .....	19
2.2.3	Modellierung der kurzwelligen Strahlungsbilanz.....	22
2.2.4	Modellierung der langwelligen Strahlungsbilanz.....	26
<b>3</b>	<b>Mathematisches Modell zur Behandlung des thermischen Verhaltens von Gebäuden mit PCM .....</b>	<b>28</b>
3.1	Modellbildung .....	28
3.2	Bilanzgleichungen für verschiedene Bauteilschichten .....	30
3.2.1	Bilanzgleichung für einen Materialschichtknoten.....	30
3.2.2	Stabilitätskriterium .....	32
3.2.3	Wärmebilanz für die opake Außenoberfläche.....	34
3.2.4	Wärmebilanz für die Innenoberflächenknoten .....	36
3.2.5	Wärmebilanz von Fensterscheibenknoten.....	43
3.2.6	Wärmebilanz eines Hohlraums.....	46
3.3	Wärmebilanzberechnungen .....	50
3.3.1	Wärmebilanzberechnungen für opake Außenbauteile.....	50
3.3.2	Wärmebilanzberechnungen für Fenster.....	50
3.3.3	Wärmestrom infolge von Lüftung .....	51
3.3.4	Wärmestrom infolge innerer Wärmequellen .....	52
3.3.5	Wärmebilanzberechnungen für Raumluft .....	53
3.4	Wärmebilanzberechnung mit Berücksichtigung von PCM.....	54
3.4.1	Wärmebilanz für ein PCM-Element.....	55
3.4.2	Temperaturänderung und Phasenumwandlung .....	57
<b>4</b>	<b>Validierung des Berechnungsverfahrens .....</b>	<b>60</b>
4.1	Messung und Simulation am Messobjekt 1 .....	60
4.1.1	Darstellung des Messobjektes .....	60
4.1.2	Einsatz von Paraffin .....	61
4.1.3	Einsatz eines vorgefertigten Kühlelements aus Salzhydrat (PCM).....	64

---

4.2	Messung und Simulation am Messobjekt 2.....	79
4.2.1	Darstellung des Messobjektes .....	79
4.2.2	Analysen der Ergebnisse .....	82
4.2.3	Zusammenfassung der Ergebnisse aus Messobjekt 2.....	86
<b>5</b>	<b>Optimierung des PCM-Einsatzes in Gebäuden .....</b>	<b>87</b>
5.1	Einfluss des PCM-Einsatzes.....	87
5.2	Einfluss der Luftwechselrate .....	89
5.3	Einfluss der eingesetzten PCM-Menge .....	90
5.4	Einfluss der Phasenwechseltemperatur .....	91
5.5	Hinterlüftung der PCM-Elemente .....	94
5.6	Einfluss der Lüftungsgeschwindigkeit der Hinterlüftung .....	95
5.7	Zusammenfassung und Schlussfolgerung .....	97
<b>6</b>	<b>Anwendung von PCM im Passivhaus .....</b>	<b>98</b>
6.1	Allgemeines über das Passivhaus.....	98
6.2	Darstellung des Rechenobjektes.....	99
6.3	Sommerlicher Wärmeschutz der Dachwohnung.....	100
6.4	Sommerlicher Wärmeschutz des Dachbüroraumes.....	104
6.4.1	Thermisches Verhalten des Raumes mit $n = \text{konstant}$ .....	106
6.4.2	Thermisches Verhalten des Raumes mit $n = \text{variabel}$ .....	107
6.4.3	Thermisches Verhalten des Raumes mit Hinterlüftung von PCM .....	108
<b>7</b>	<b>Energieeinsparung unter Einsatz von PCM in Gebäuden .....</b>	<b>112</b>
7.1	Allgemeines über den Heizwärme- und Kühlbedarf.....	112
7.2	Heizwärme- und Kühlbedarf für den Büroraum.....	113
7.2.1	Heizwärme- und Kühlbedarf für den Büroraum ohne Einsatz von PCM.....	113
7.2.2	Energiebedarf unter Anwendung von PCM .....	115
7.2.3	Energieeinsparung unter Einsatz von PCM für den Büroraum .....	117
7.3	Energiebedarf für das Messobjekt2 .....	118
7.3.1	Heizwärme- und Kühlbedarf für Messobjekt2 ohne PCM.....	118
7.3.2	Energiebedarf für Messobjekt2 unter Anwendung von PCM .....	120
7.3.3	Energieeinsparung unter Einsatz von PCM für Messobjekt2.....	121
7.4	Zusammenfassung .....	121
<b>8</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>123</b>
<b>9</b>	<b>Lebenslauf .....</b>	<b>126</b>

# 1 Einleitung

Die zunehmende elektrische Ausstattung von Dienstleistungsgebäuden und ihre im architektonischen Trend liegende großzügige Verglasung haben Kühlung in den letzten Jahrzehnten, auch in Ländern mit gemäßigttem Klima wie Österreich, zu einem Thema gemacht. Die Studien Energy Efficiency of Room Air-Conditioners (EERAC) und Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners (EECCAC) sagen eine Vervierfachung des Kühlenergiebedarfs in Europa zwischen 1990 und 2020 voraus. Die Internationale Energieagentur bezeichnet "Kühlung und Klimatisierung" sogar als eines der am schnellsten wachsenden Felder neuen Energiebedarfs.

Dieser erhöhte Wärmeeintrag wird heute standardmäßig unter hohem Energieaufwand mit konventionellen Klimaanlage wieder abgeführt. Es ist mit ökologischen Nachteilen der hohen Anschaffungs- und Betriebskosten sowie großem Energieverbrauch verbunden. Darüber hinaus wird das Komfortempfinden des Raumnutzers durch Zuluft, Lufttrockenheit und Geräuschbelästigung gestört.

Vor diesem Hintergrund des massiv steigenden Kühlenergiebedarfs in Dienstleistungsgebäuden und aufgrund der steigenden Energiepreise gewinnen passive Kühlsysteme wie z.B. Anwendung von so genannten PCM (Phase Change Materials) in Gebäuden immer mehr an Bedeutung.

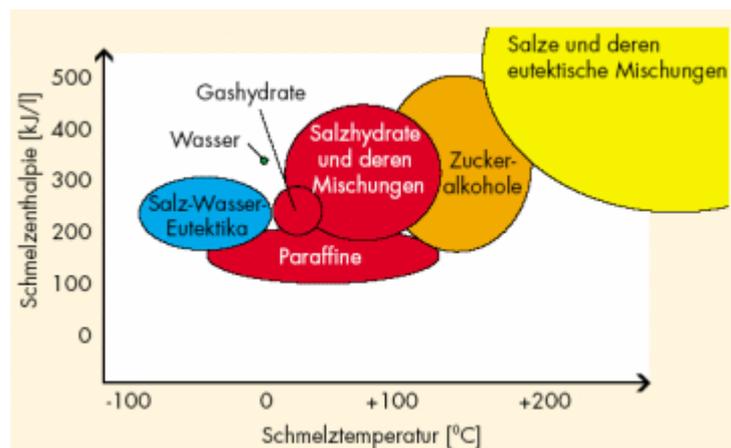
Die Anwendung von PCM im Gebäudebereich, um die Speicherkapazität eines Raumes zu erhöhen, um den Energiebedarf für die Klimatisierung zu reduzieren oder sogar um die Klimaanlage zu ersetzen, wurde seit einigen Jahren weltweit stark vorangetrieben.

Der seit 2006 europaweit vorgeschriebene Energiepass für Gebäukonzepte wird das Bewusstsein für den hohen Energiebedarf traditioneller Klimaanlage weiter schärfen und innovativen Kühlkonzepten mit PCM-Baustoffen weiteren Vorschub leisten.

Derzeit gibt es in Österreich noch kein großes Bauvorhaben, das bereits mit PCM ausgerüstet ist. Bisher konnten erste Erfahrungen mit der PCM in einigen Demonstrationsprojekten in Deutschland gewonnen werden. Diese zeigten einerseits die temperaturstabilisierende Wirkung der PCM-Anwendung, andererseits wurde deutlich, dass für eine breitere Anwendung von PCM im Gebäude noch einige System- und Applikationsfragen zu lösen sind.

## 1.1 Allgemeines über die PCM-Anwendung in Gebäuden

Die PCM-Stoffe durchlaufen in einem bestimmten Temperaturbereich einen Phasenübergang von fest nach flüssig und nehmen dabei beträchtliche Mengen an Schmelzwärme, die auch als Latentwärme bezeichnet wird, auf. Da beim Phasenübergang große Wärmemengen bei kleiner Temperaturänderung gespeichert werden, eignet sich PCM hervorragend zur Stabilisierung der Raumtemperatur.



**Abbildung 1-1** typische Phaseübergangstemperatur verschiedener Klassen von PCM, Quelle: BINE Informationsdienst

Grundsätzlich unterteilt sich PCM in zwei Gruppen, organische und anorganische. In Abbildung 1-1 sind die Schmelzenthalpie und Phasenwechseltemperatur verschiedener Klassen von PCM dargestellt. Für den Einsatz von PCM im Gebäudebereich eignen sich vor allem Paraffine (organisch) und Salzhydrate (anorganisch), die eine Phasenwechseltemperatur im Bereich von 20°C bis 30°C aufweisen.

Die organischen PCM Paraffine sind chemisch stabil und korrosionsfrei. Man kann sie praktisch mit jedem Baustoff kombinieren. Ihre Nachteile sind die niedrigere Wärmeleitfähigkeit und die Brennbarkeit.

Die am meisten verwendeten PCM aus Salzhydraten sind Glaubersalz (Natrium Sulfate Decahydrate) und Calcium Chloride Hexahydrate. Diese PCM haben eine höhere Schmelzenergie pro Volumeneinheit beim Phasenwechsel und eine höhere Wärmeleitfähigkeit. Sie sind nicht brennbar und kostengünstig. Ihre Nachteile sind, dass sie korrosiv für die meisten Metalle sind und auch die Tendenz zum „Supercooling“ aufweisen. „Supercooling“ bedeutet, dass für die Kristallisation die Salzhydrate unter den Gefrierpunkt gekühlt werden müssen. Durch Eingabe von Zusätzen kann dieser Supercooling-Effekt minimiert werden.

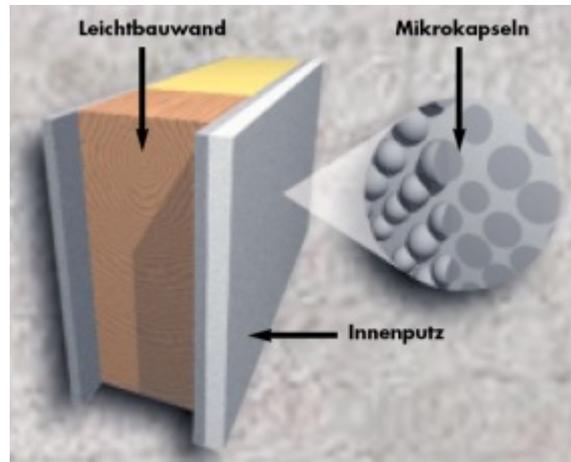
In der letzten Zeit wurden folgende Möglichkeiten für PCM-Anwendungen in Gebäuden intensiv untersucht:

- Mikroverkapselte Paraffine als Zuschlagstoff für die gewöhnlichen Baumaterialien wie Gips und Beton
- Makroverkapselte Salzhydrate als Kühlelemente
- Wärmespeicher auf PCM-Basis für die Hausheizungstechnik
- Tageslichtelemente mit PCM

### Mikroverkapselte Paraffine als Zuschlagstoff

Die mikroskopisch kleinen Wachströpfchen werden mit einer Hülle aus Acrylglas ummantelt. Mit einer Partikelgröße von wenigen Mikrometern lassen sich die winzigen Kapseln entweder als Dispersion oder Pulver gut in Putz und Mörtel einarbeiten. Je nach Material ist

dabei ein Anteil von 20 bis 40 Prozent mikroverkapselten PCM möglich. In Abbildung 1-2 ist die Anwendung von mikroverkapselten PCM als Zuschlagstoff für Innenputz auf einer Leichtbauwand symbolisch dargestellt.



**Abbildung 1-2 In Mikrokapselformen eingeschlossene Speichermaterialien erhöhen die Wärmekapazität von Baustoffen entscheidend. (Graphik: Fraunhofer ISE)**

Seit den letzten Jahren sind bereits Produkte mit mikroverkapseltem Gipsbauplatten und Putzmörtel auf dem Markt erhältlich.

#### Makroverkapselte Salzhydrate als Kühlelemente

Aufgrund der chemischen Eigenschaften lassen sich Salzhydrate in Baustoffen nicht geeignet strukturiert integrieren. Die Firma Dörken in Deutschland bietet Produkte aus makroverkapselten Salzhydraten an. Die gängigen Verkapselungsarten von Salzhydraten sind in Abbildung 1-3 dargestellt.



**Abbildung 1-3 Mögliche Verkapselungsarten von Salzhydrat, Quelle: Fa. Dörken**

#### Wärmespeicher auf PCM-Basis für die Hausheizungstechnik

Um die Energie im Heizungssystem zu speichern, sind in den letzten Jahren Untersuchungen unternommen worden, um die Leistung und den Wärmetransport im Speichermedium zu verbessern. Durch den Zusatz von hoch wärmeleitendem Graphit in die Paraffine ist die

Wärmeleitfähigkeit der Verbundprodukte auf Basis von Paraffinen weit erhöht worden. Damit können sie als Speichermedium für den Einbau in einen Heizungskreislauf verwendet werden.

### Tageslichtelement mit PCM

Herkömmliche Tageslichtsysteme wie Fenster und Glasfassaden besitzen in der Regel nur geringe thermische Speichermassen und lassen die Wärme zeitgleich mit der solaren Einstrahlung in das Gebäude. Dies führt zu stark schwankenden Oberflächentemperaturen der Systeme, sowie zu einer ineffizienten Nutzung der solaren Wärmeengewinnung, sofern das Gebäude keine anderweitigen Speichermassen aufweist.

Abhilfe kann der Einsatz von Latentwärmespeichermaterialien schaffen. Aufgrund der optischen Eigenschaften der PCM wird der sichtbare Anteil der Solarstrahlung weitgehend transmittiert und kann somit zur Raumausleuchtung genutzt werden. Der Infrarotanteil wird im PCM absorbiert und in Form von Wärme gespeichert.

## **1.2 Zielsetzung und struktureller Aufbau der Arbeit**

Es werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit die Anwendungen von Bauelementen aus bzw. mit PCM im Gebäude untersucht. Der Schwerpunkt liegt in der Verbesserung des sommerlichen Wärmeschutzes durch den Einsatz von PCM, speziell für Bürogebäude.

Die Bauelemente mit mikroverkapseltem Paraffin sind hauptsächlich für Wände und Decken einsetzbar. Aufgrund der zum Teil verdeckten Wandflächen durch die Büromöbel, kann die große Speicherkapazität der Wandelemente mit PCM nur zum Teil mitgerechnet werden. In Anbetracht der Wärmeströmung im Raum ist die Wärmeabgabe an der Decke am größten. Um den Einfluss der Anwendung von PCM auf das thermische Verhalten festzustellen, werden deshalb die Decke mit Kühlelementen aus makroverkapseltem Salzhydrat untersucht.

Im Vergleich zu den mit mikroverkapselten Paraffinen versetzten Bauplatten weisen die Kühlelemente aus Salzhydrat folgende Vorteile auf:

- bessere Wärmeleitfähigkeit zwischen der Verkapselung und den Salzhydraten
- bessere Wärmeleitfähigkeit im Speichermedium Salzhydrate
- höhere Einsatzmenge, zur Gänze aus Salzhydraten
- direktere Verbindung zur Rauminnenluft
- nachträgliche Aufrüstung
- recyclebar

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, den PCM-Einsatz in Gebäuden zu untersuchen und zu optimieren. Für diesen Zweck wird ein Raum- und Bauteilsimulationsprogramm zu entwickeln sein, mit dem das thermische Verhalten und der Energiebedarf unter dem Einsatz von PCM berechenbar werden.

Als erstes werden aufgrund der theoretischen Grundlagen der Wärmeübertragung in und zwischen Bauteilen und speziell unter Berücksichtigung der Phasenwechseleigenschaften von PCM Rechenmodelle konzipiert.

Parallel dazu werden experimentelle Untersuchungen an einer Messbox mit PCM durchgeführt, um die Wirkung der PCM auf das thermische Verhalten der Messbox festzustellen.

Zweitens wird mit den aufgezeichneten Ergebnissen aus den eigenen Messungen und jenen von Dritten das entwickelte Simulationsprogramm validiert.

Die zweite Hälfte der vorliegenden Arbeit widmet sich der Optimierung der Anwendung und der praktischen Anwendung von PCM in Gebäuden.

Zuerst werden an einem Raummodell aus Leichtbaukonstruktion verschiedene Einflussparameter untersucht, wie die Einsatzmenge und Phasenwechseltemperatur von PCM, die Luftwechselrate eines Raumes und die Hinterlüftung von PCM. Die Ergebnisse der Berechnungen zeigen deutlich, dass die optimalen Werte der untersuchten Parameter mit dem Phasenzustand der PCM zusammenhängen.

Auf diesen Kenntnissen aufbauend wird für einen Raum in einem Passivhaus in Wien das thermische Verhalten mit und ohne Einsatz von PCM ermittelt. Der Einfluss auf die Raumtemperatur wird sowohl im Winter als auch im Sommer untersucht. Die Ergebnisse der Simulation zeigen, dass es durch die intelligente Lüftung des Raumes und durch die Hinterlüftung der PCM-Elemente möglich wird, unter Einhaltung der Komfortempfindung des Raumnutzers auf die Klimatisierung zu verzichten.

Zuletzt wird das Potenzial der Energieeinsparung eines Raumes durch den Einsatz von PCM untersucht. Dafür werden zwei Raummodelle verwendet, eines aus Leichtbaukonstruktion und eines aus Massivbau. Die Ergebnisse der Berechnungen zeigen, dass durch den Einsatz von PCM der Energiebedarf eines Raumes sowohl für die Heizung als auch für die Kühlung gesenkt werden kann.

## 2 Grundlagen

### 2.1 Wärmeübertragung

Die Wärmeübertragung behandelt die Mechanismen, die die Größe des Wärmestromes bzw. der übertragenen Wärme bei den vorhandenen Temperaturdifferenzen und sonstigen physikalischen Bedingungen bestimmen.

#### 2.1.1 Wärmeleitung

Wärmeleitung ist ein Energietransport zwischen benachbarten Molekülen aufgrund eines im Material vorhandenen Temperaturgradienten. Dabei wird die Wärme durch direkten Kontakt zwischen angrenzenden Materialteilchen übertragen, d.h. es wird lediglich kinetische Energie zwischen benachbarten Atomen oder Molekülen übertragen.

Die durch Wärmeleitung übertragene Wärmeleistung  $q$  wird durch das **Fouriersche Gesetz** (nach Jean Baptiste Joseph Fourier) beschrieben, das für den vereinfachten Fall eines festen Körpers mit zwei parallelen Wandflächen lautet:

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2-1)$$

(“-“,:  $q$  fließt in die entgegengesetzte Richtung vom Temperaturgradient.)

Hierbei stehen die einzelnen Formelzeichen für folgende Größen:

$q$  die Wärmestromdichte in Richtung  $x$

$\lambda$  der Wärmeleitkoeffizient, eine meist temperaturabhängige Stoffgröße, und

$\frac{\partial T}{\partial x}$  der Temperaturgradient in Richtung  $x$

#### 2.1.2 Konvektiver Wärmeübergang, Wärmeübergangskoeffizient

In Gasen und Flüssigkeiten erfolgt der Wärmetransport nicht nur durch Wärmeleitung, sondern auch durch die makroskopische Bewegung des Fluides.

Ein Wärmeaustausch zwischen Gasen oder Flüssigkeiten und einer angrenzenden, festen Oberfläche bezeichnet man als Wärmeübergang. Die Übertragungsvorgänge sind relativ kompliziert und mathematisch nicht einfach zu erfassen.

Für die praktische Anwendung wurde ein Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion nach folgender Gleichung definiert:

$$q = \alpha \cdot \Delta T \quad (2-2)$$

Hierbei stehen die einzelnen Formelzeichen für folgende Größen:

$\alpha$  Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion in  $\text{W/m}^2\text{K}$

$\Delta T$  der Temperaturdifferenz zwischen Luft- und Oberflächentemperatur in K

### **Ermittlung von Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion**

Theoretische Untersuchungen basieren auf der Lösung des Systems von partiellen Differentialgleichungen, das die Fluidbewegung im Raum beschreibt (Massenerhaltung, Bewegungsgleichung und Energiegleichung). Für einfachste Geometrien und vereinfachende Annahmen zur Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte sind Lösungen dieser Gleichungen in der Literatur dargestellt. Numerische Verfahren zur Lösung der Gleichungen wurden von verschiedenen Autoren für ausgewählte Geometrien verwendet.

Verbreitet sind Methoden, die sich der Ähnlichkeitstheorie des Wärmeübergangs bedienen. In der Regel werden in der Literatur die Koeffizienten von aus der Ähnlichkeitstheorie abgeleiteten Formeln aus der Praxis experimenteller Untersuchungen angepasst.

#### Erzwungene Konvektion

Wird das Strömen entlang einer Fläche durch eine aufgeprägte Druckdifferenz (Ventilator, Pumpe, Wind) verursacht, so spricht man von erzwungener Konvektion.

#### Freie Konvektion

Entsteht der Fluidstrom durch den Auftrieb infolge von Dichteunterschieden, die ursächlich die Folge von Temperaturunterschieden bei der Wärmeübertragung sind, so handelt es sich um freie Konvektion.

Die konvektive Wärmeübertragung im Raum stellt eine Überlagerung von erzwungener und freier Konvektion dar.

Mit Hilfe der NUSSELTschen Ähnlichkeitstheorie ist es möglich, aus den genannten Differentialgleichungen Ähnlichkeitskriterien zu formulieren. Dies sind dimensionslose Kennzahlen, die mehrere Einflussgrößen, welche in einem festen (möglichst gesetzmäßigen) Zusammenhang stehen, bereits komprimiert enthalten. Damit ist die Anzahl der Untersuchungsparameter auf diese Kennzahlen reduziert und ein vortreffliches Ordnungsprinzip gefunden.

#### Ähnlichkeitskennzahlen:

Zur Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs sind nachfolgende Ähnlichkeitskennzahlen relevant.

Die NUSSELT-Zahl  $Nu$  charakterisiert dem Wärmetransport durch die Grenzschicht.

$$Nu = \frac{\alpha_k \ell}{\lambda} \quad (2-3)$$

Die REYNOLDS-Zahl  $Re$  beschreibt die Form einer erzwungenen Strömung.

$$Re = \frac{w\ell}{\nu} = \frac{w\ell\rho}{\mu} \quad (2-4)$$

Die GRASHOF-Zahl  $Gr$  kennzeichnet die Intensität des Auftriebs zur Erzeugung des Geschwindigkeitsfeldes bei freier Konvektion.

$$Gr = \frac{g\ell^3\beta\Delta T}{\nu^2} \quad (2-5)$$

Die PRANDTL-Zahl  $Pr$  stellt eine reine Stoffwertkombination dar.

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu}{\lambda} \rho c_p = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (2-6)$$

Die RAYLEIGH-Zahl  $Ra$

$$Ra = Gr Pr = \frac{g\beta\Delta T\ell^3}{\nu a} \quad (2-7)$$

$$\Delta T = T_w - T_\infty \quad (2-8)$$

Dabei bedeuten:

$\alpha_k$	Wärmeübergangskoeffizient in W/(m <sup>2</sup> K)
$l$	charakteristische Länge (Überströmlänge) in m
$w$	Geschwindigkeit der Luft in m/s
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit der Luft in W/(mK)
$\nu$	kinematische Viskosität der Luft in m <sup>2</sup> /s
$\mu$	dynamische Viskosität der Luft in kg/(sm)
$a$	Temperaturleitfähigkeit in m <sup>2</sup> /s
$c_p$	spezifische Wärmekapazität der Luft in J/(kgK)
$g$	Erdbeschleunigung in m/s <sup>2</sup>
$\beta$	thermischer Ausdehnungskoeffizient der Luft in 1/K
$\rho$	Dichte der Luft in kg/m <sup>3</sup>
$\Delta T$	Temperaturdifferenz in K
$T_w$	Mittlere Wandtemperatur in K
$T_\infty$	Lufttemperatur außerhalb der Grenzschicht in K

In dieser Arbeit wird vom Vorliegen freier Konvektion ausgegangen. Durch die gesamte Literatur finden sich für den Wärmeübergang an vertikalen ebenen Oberflächen für die Nusselt-Zahl Ansätze der Form

$$Nu = C \cdot R_a^n \quad (2-9)$$

Für die Konstante  $C$  und den Exponenten  $n$  werden in der Literatur verschiedene Werte je nach dem Charakter der Strömung angegeben. So sind z.B. in [12] aufgeführt:

**Tabelle 2-1 : Strömungstypen und Nusseltzahlen für vertikale Flächen und freie Konvektion von Luft nach [12]**

Strömungstyp (Luft)	Bereich für Gr*Pr	Wert für C	Wert für n
reine Wärmeleitung	$< 10^{-3}$	0,5	0
Übergang	$10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	1,18	0,125
laminar	$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	0,54	0,25
turbulent	$2 \cdot 10^7 \dots 1 \cdot 10^{13}$	0,135	0,333

Durch Einsetzen der Definitionsgleichungen für die dimensionslosen Kennzahlen Nu, Ra, Gr und Pr lässt sich die Gleichung (2-3) in eine Bestimmungsgleichung für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten umformen:

$$\begin{aligned} \alpha_k &= \frac{Nu \cdot \lambda}{h} = \frac{\lambda}{h} \cdot C \cdot Ra^n = \frac{\lambda}{h} \cdot C \cdot \left[ \frac{1}{\mu^2} g \cdot \rho^2 \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot h^3 \cdot \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \right]^n \\ &= C \cdot \lambda \left[ \frac{g \cdot c_p}{\mu \lambda} \rho^2 \cdot \beta \right]^n \cdot \Delta T^n \cdot h^{3n-1} \end{aligned} \tag{2-10}$$

oder

$$\alpha_k = C \cdot \lambda \cdot C_{fluid}^n \cdot \Delta T^n \cdot h^{3n-1} \tag{2-11}$$

$$C_{fluid} = \frac{g \cdot c_p \cdot \rho^2 \cdot \beta}{\mu \cdot \lambda}$$

dabei ist eine nach wie vor vom Umgebungsdruck und von der Umgebungstemperatur abhängige Materialkonstante des Wärmeträgerfluids.

In dieser Arbeit werden Simulationen an Modellen durchgeführt, sowohl mit üblicher Wandhöhe von 2,5 m als auch bei kleinem Messobjekt mit nicht üblicher Wandhöhe von 0,3 m.

Gemäß EN673 werden für die Berechnung die folgenden Referenzbedingungen des Fluides angenommen.

Wärmeleitfähigkeit	$\lambda = 0,0264 \text{ W/(mK)}$
Dynamische Zähigkeit	$\mu = 1,861 \cdot 10^{-5} \text{ kg/(ms)}$
kinematische Viskosität	$\nu = 16,33 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
spezifische Wärmekapazität	$c_p = 1008 \text{ J/(kgK)}$
Erdbeschleunigung	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$
thermischer Ausdehnungskoeffizient	$\beta = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ in } 1/\text{K}$
Dichte der Luft	$\rho = 1,139 \text{ kg/m}^3$
Absolute Temperatur	300 K

Setzt man die Kennwerte für Luft ein, so ergeben sich die Werte für die Kennzahlen der Ähnlichkeitstheorie für trockene Luft.

In Tabelle 2-2 sind die Werte für eine Raumhöhe von 2,5 m zusammengefasst.

Die Berechnung zeigt, dass mit der Luft und für den Raumtemperaturbereich (um 20°C) die Werte für  $Gr \cdot Pr$  im Bereich  $1,5 \cdot 10^8$  bis  $7,5 \cdot 10^9$  liegen bei  $0,1 \text{ K} < \Delta T < 5 \text{ K}$  und  $h = 2,5 \text{ m}$ .

Vergleicht man sie mit den Werten in **Tabelle 2-1**, muss für vertikale Oberflächen im Raum in aller Regel von turbulenter Strömung ausgegangen werden.

**Tabelle 2-2 Kennzahlen der Ähnlichkeitstheorie und Wärmeübergangskoeffizient für Wandhöhe 2,5 m**

$\Delta T$	$Pr$	$Gr$	$Ra$	$C$	$n$	$C_{\text{fluid}}$	$\alpha_{\text{konv}}$
0.1	7.10E-01	1.95E+08	1.39E+08	0.135	0.333	8.88E+07	0.73
1	7.10E-01	1.95E+09	1.39E+09	0.135	0.333	8.88E+07	1.58
2	7.10E-01	3.91E+09	2.78E+09	0.135	0.333	8.88E+07	1.99
3	7.10E-01	5.86E+09	4.16E+09	0.135	0.333	8.88E+07	2.28
4	7.10E-01	7.82E+09	5.55E+09	0.135	0.333	8.88E+07	2.51
5	7.10E-01	9.77E+09	6.94E+09	0.135	0.333	8.88E+07	2.70

Für eine Wandhöhe von  $h = 0,3 \text{ m}$  liegen die Werte für  $Gr \cdot Pr$  im Bereich  $2,6 \cdot 10^5$  bis  $1,3 \cdot 10^7$  bei  $0,1 \text{ K} < \Delta T < 5 \text{ K}$ , so dass nach der **Tabelle 2-1** bei dieser Raumhöhe von laminarer Strömung ausgegangen wird. In Tabelle 2-3 sind die Werte zusammengefasst.

**Tabelle 2-3 Kennzahlen der Ähnlichkeitstheorie und Wärmeübergangskoeffizient für Wandhöhe 0,3 m**

$\Delta T$	$Pr$	$Gr$	$Ra$	$C$	$n$	$C_{\text{fluid}}$	$\alpha_{\text{konv}}$
0.1	7.10E-01	3.38E+05	2.40E+05	0.540	0.250	8.88E+07	1.05
1	7.10E-01	3.38E+06	2.40E+06	0.540	0.250	8.88E+07	1.87
2	7.10E-01	6.75E+06	4.80E+06	0.540	0.250	8.88E+07	2.22
3	7.10E-01	1.01E+07	7.19E+06	0.540	0.250	8.88E+07	2.46
4	7.10E-01	1.35E+07	9.59E+06	0.540	0.250	8.88E+07	2.64
5	7.10E-01	1.69E+07	1.20E+07	0.540	0.250	8.88E+07	2.80

### 2.1.3 Wärmestrahlung

Jeder Körper emittiert elektromagnetische Strahlung an seine Umgebung, deren Intensität und spektrale Energieverteilung von seiner Temperatur und Oberflächenbeschaffenheit abhängt.

Zum Strahlungstransport selbst ist keine Materie erforderlich, elektromagnetische Wellen pflanzen sich auch im leeren Raum fort.

Gase und Flüssigkeiten lassen Wärmestrahlung teilweise hindurch. Daher finden auch Emission und Absorption von Strahlung im Inneren von Gas- oder Flüssigkeitsräumen statt.

In einem Festkörper wird Strahlung bereit nach Durchlaufen sehr dünner Schichten (wenige Mikrometer) vollständig absorbiert. Emission und Absorption von Wärmestrahlung durch feste Körper sind daher Oberflächeneffekte.

Bei den hier üblicherweise herrschenden Temperaturen liegt das Maximum der spektralen Strahlungsintensität bei Wellenlängen um 10000 nm und damit im Vergleich zur Solareinstrahlung (um 500 nm) im langwelligen Bereich. Es wird daher von langwelliger Strahlung gesprochen.

Für die Emission von Wärmestrahlung gibt es eine obere Grenze, die nur von der thermodynamischen Temperatur  $T$  des strahlenden Körpers abhängt. Die maximal mögliche Wärmestromdichte der von der Oberfläche eines Körpers ausgesandten Wärmestrahlung ist durch das Stefan-Boltzmannsche Gesetz definiert.

$$q = \sigma \cdot T^4 \quad (2-12)$$

Dabei ist  $\sigma$  die Stefan-Boltzmann-Konstante mit dem Wert  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}^4$ .

Diese maximale Wärmestromdichte durch Strahlung erreicht nur ein schwarzer Körper.

Bei einem realen Körper ist die Ausstrahlung geringer als bei einem schwarzen Körper. Man unterscheidet je nach Art zwischen grauer und selektiver Strahlung. Wird die spektrale spezifische Ausstrahlung um einen konstanten Faktor über den ganzen Wellenlängenbereich gegenüber der schwarzen Strahlung reduziert, nennt man dies eine graue Strahlung, weist die Ausstrahlung jedoch eine unregelmäßige Verteilung auf, spricht man von einer selektiven Strahlung.

Für den relevanten Spektralbereich der langwelligen Strahlung kann für diese Oberflächen i.a. die Annahme getroffen werden, dass es sich um graue Strahler handelt.

Das Stefan-Boltzmannsche Gesetz für einen grauen Körper:

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (2-13)$$

Der Emissionsgrad  $\varepsilon$  ist eine für jeden Strahler charakteristische Funktion der Temperatur. Er ist kein reiner Stoffwert, sondern wird auch von der Oberflächenbeschaffenheit (glänzend, matt) beeinflusst.

## 2.1.4 Bilanzgleichung der Wärmetransporte

Im Bereich der Bauphysik kann man in guter Näherung davon ausgehen, dass alle Veränderungen bei konstantem Gesamtdruck ablaufen. Der thermische Zustand kann durch den Enthalpiegehalt des Volumens beschrieben werden.

$$\frac{\partial}{\partial t} h = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} + p \quad (2-14)$$

Die Enthalpie eines trockenen Baustoffes hängt von seiner Temperatur ab. Bei feuchten Stoffen kommt die Enthalpie des enthaltenen Wasser hinzu.

$$h = \rho_s \cdot c_s \cdot T + h_{\text{wasser}} \quad (2-15)$$

$$\rho_s \cdot c_s \frac{\partial T}{\partial t} = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} + p \quad (2-16)$$

Dabei bedeuten:

$h$	Enthalpiedichte in $\text{J}/\text{m}^3$
$\vec{q}$	Wärmestromdichte in $\text{J}/\text{m}^2\text{s}$
$p$	Wärmeproduktionsrate in $\text{J}/\text{m}^3\text{s}$
$\rho_s$	Rohdichte des Baustoffes in $\text{kg}/\text{m}^3$
$c_s$	spezifische Wärmekapazität des Baustoffes $\text{J}/(\text{kgK})$
$T$	absolute Temperatur in $\text{K}$
$h_{\text{wasser}}$	Enthalpiedichte des Wassergehaltes in $\text{J}/\text{m}^3$

## 2.2 Intensität der Sonneneinstrahlung an geneigten Flächen

Für die zu untersuchenden Modelle werden grundsätzlich die Klimadaten des Testreferenzjahres von ASHRAE verwendet. Für die Simulationsläufe mit dem entwickelten Programm werden die stündlichen Daten von kurzwelliger und langwelliger Sonnenstrahlung und die Außenlufttemperatur verwendet. Die Grundlagen für die Berechnung des Strahlungsgewinns auf eine beliebig geneigte Fläche werden in diesem Kapitel behandelt.

### 2.2.1 Allgemeines über die Solarstrahlung

Die Solarstrahlung wurde in [3] ausführlich beschrieben. Nach [3] strahlt die Sonne Materie- und elektromagnetische Strahlung mit einem Spektrum ab, das von

kosmischer Strahlung mit  $\lambda = 10^{-26}$  m bis hin zur

Hochfrequenzstrahlung  $\lambda \approx 5000$  m

reicht.

Die Erdatmosphäre kann nur Sonnenstrahlung des optischen und hochfrequenten Wellenlängenbereichs durchdringen. Für energetische Belange schließlich ist nur der optische Bereich mit Wellenlängen von  $0,20\mu\text{m} \leq \lambda \leq 3,0\mu\text{m}$  zu nutzen.

Innerhalb des optischen Bereichs liegt der Bereich des sichtbaren Lichts mit Wellenlängen von

$$0,36\mu\text{m} \leq \lambda \leq 0,78\mu\text{m}.$$

Die auf die Wellenlänge bezogene Strahlungsintensität hängt stark von der Wellenlänge ab und erreicht bei  $\lambda \approx 0,5\mu\text{m}$  ihr Maximum. Strahlung mit einer Wellenlänge  $< 4\mu\text{m}$  ist von der Sonne stammende kurzwellige Strahlung. Daran schließt sich der langwellige Teil des

Spektrums im Wellenlängenbereich von 4 bis 100  $\mu\text{m}$  an, der durch die langwellige Wärmestrahlung der Erde zustande kommt.

Rund 31% der auf die äußere Erdatmosphäre auftreffenden Strahlungsintensität werden in den Weltraum zurückgestrahlt. Von den restlichen 69% kurzwelliger Sonnenstrahlung kommen auf der Erdoberfläche 27% als direkte Strahlung und 19% als Himmelsstrahlung, die an den Staub- und Gasteilchen der Atmosphäre reflektiert worden ist, an. Diese insgesamt 46% kurzwelliger Sonnenstrahlung stehen auf der Erdoberfläche zur Nutzung zur Verfügung. Die nicht zur Erdoberfläche gelangende Differenz der kurzwelligen Sonnenstrahlung von 23% wird in der Troposphäre (die unterste Schicht der Atmosphäre) an den Gasanteilen, wie  $\text{O}_3$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  und  $\text{CO}_2$ , absorbiert. Der absorbierte Energiestrom wird von den Materialteilchen emittiert. Ein Teil davon gelangt als langwellige atmosphärische Gegenstrahlung zur Erde.

Die Kugelgestalt der Erde und die Rotation derselben führen zu einer räumlich differenzierten Erwärmung des Systems durch die Sonnenstrahlung und damit zur Ausbildung von räumlichen Temperatur- und Strahlungsgegensätzen, etwa zwischen dem Äquator und den Polen. So überwiegt an den Polkappen bis  $\pm 40^\circ$  Breite die langwellige Ausstrahlung des Gesamtsystems, in den äquatorialen Breiten dagegen die kurzwellige Einstrahlung.

Zu den Strahlungsanteilen, die auf der Erde ankommen, gehören damit

- kurzwellige direkte Strahlung
- kurzwellige diffuse Himmelsstrahlung und
- langwellige diffuse atmosphärische Gegenstrahlung.

Bezüglich der Orientierung der Empfangsflächen werden unterschieden:

- Globalstrahlung als Strahlung auf eine horizontale Fläche bei freiem Horizont
- Normalstrahlung als Strahlung auf eine senkrecht zum Strahlungseinfall ausgerichtete Fläche

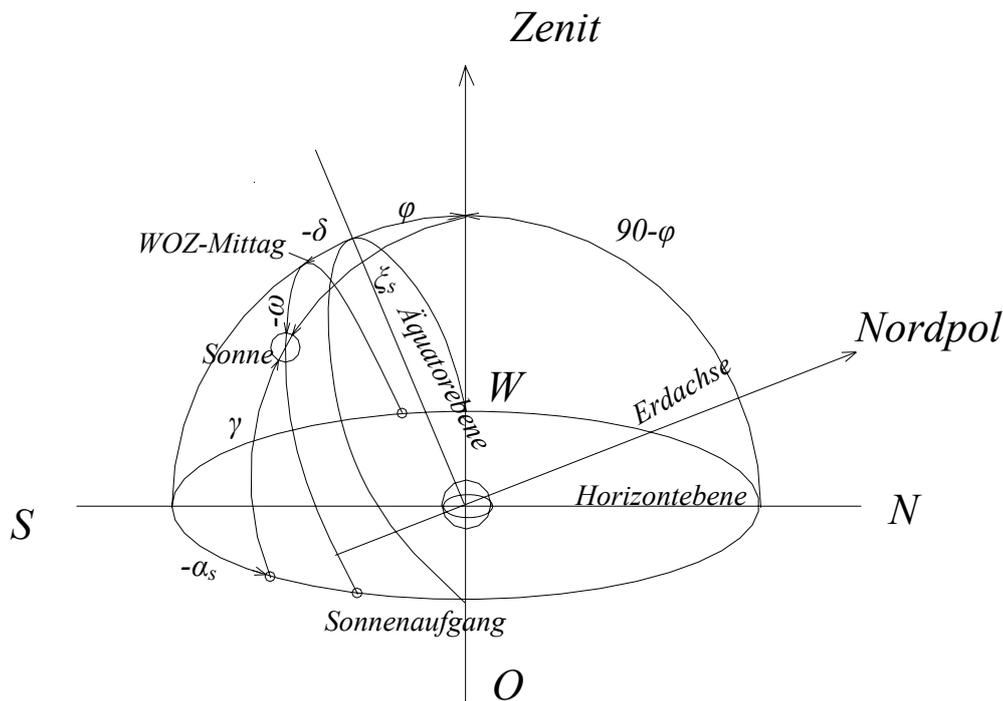
## 2.2.2 Strahlung und Sonnenscheindauer

Für die Berechnung der Strahlungsintensität auf Bauteiloberflächen werden der Höhenwinkel und der Azimut der Sonne benötigt.

Die Aufgabe, die im Zusammenhang mit der Strahlung zu lösen ist, besteht in der Ermittlung der aktuellen, d.h. einem definitiven Zeitpunkt zugeordneten Bestrahlungsstärke auf eine beliebig geneigte Fläche in einer bestimmten geographischen Breite  $\varphi$ .

Mit „Zeitpunkt“ kann nur die wahre Ortszeit (WOZ) gemeint sein, die durch die Stellung der Sonne, d.h. durch Sonnenhöhe  $\gamma$  und Sonnenazimut  $\alpha_s$  bestimmt ist. Beide Größen,  $\gamma$  und  $\alpha_s$ , hängen von der Sonnendeklination  $\delta$  sowie von der geographischen Breite  $\varphi$  des Ortes ab.

Folgende Zeichnung veranschaulicht alle Kenngrößen für die Bestimmung des Sonnenstandes.



**Abbildung 2-1** Koordinaten zur Bestimmung des Sonnenstandes. Basis ist die Horizontalebene eines Beobachters in den geographischen Breiten  $\varphi$ . Dargestellt ist die Situation des Winterhalbjahres ( $\delta < 0$ ).

Bezogen auf die Horizontalebene eines Beobachters sind die Sonnenkoordinaten durch die Sonnenhöhe  $\gamma$  (oder Zenitdistanz  $\zeta_s$ ) und Sonnenazimut  $\alpha_s$  (positiv von Süden über Westen gerechnet) gegeben, bezogen auf die Äquatorebene durch Sonnendeklination  $\delta$  und Stundenwinkel  $\omega$ . Allgemeiner Konvention folgend wird für den wahren Mittag (WOZ = 12 Uhr)  $\omega = 0$  festgesetzt.

Der Stundenwinkel hängt allein von der Umdrehung der Erde ab und ist in Grad ausgedrückt

$$\omega = (360^\circ / 24h)(WOZ - 12) = 15(^\circ / h)(WOZ - 12). \quad (2-17)$$

$\omega$  ist am wahren Mittag (WOZ = 12 h) gleich Null, positiv am Nachmittag und negativ am Vormittag.

Gegenüber dem Sterntag,  $23^h56^m4^s$ , der einer Umdrehung der Erde um  $360^\circ$  entspricht, ist der mittlere Sonnentag mit genau  $24^h0^m0^s$  um knapp 4 Minuten länger. Infolge des Weiterrückens der Erde auf der Erdbahn dreht sich die Erde im Mittel über ein Jahr um knapp  $361^\circ$  pro Tag. Durch die im Jahresverlauf ungleichmäßige Weiterbewegung der Erde auf ihrer elliptischen Bahn um die Sonne ist der wahre Sonnentag ungleichmäßig lang.

Unsere Zeitmessung durch den mittleren Sonnentag (mittlere Ortszeit MOZ) wird auf diejenige des wahren Sonnentages (WOZ) mittels der Zeitgleichung (Zgl) umgerechnet, gemäß [40]

$$WOZ = MOZ + Zgl. \quad (2-18)$$

$$Zgl = (-7,68 \sin(J' - 2,8^\circ) - 9,9 \sin(2J' + 19,7^\circ)) / 60 \quad (2-19)$$

$$J' = 360^\circ J / 365,25 \quad (2-20)$$

wobei J der Tag des Jahres ist.

Die mittlere Ortszeit (MOZ) wird auf diejenige des 0-Meridians (Greenwich Mean Time, GMT), bzw. auf die Universal Time Coordinated (UTC) bezogen: östlich davon ist die MOZ durch  $UTC + L/15$  (Stunden) gegeben. Dabei ist L die geographische Länge des betreffenden Ortes.

Die mitteleuropäische Zeit MEZ für  $L_{sm} = 15^\circ$  ist durch

$$MEZ = GMT + L_{sm}/15^\circ = GMT + 1 \quad (2-21)$$

gegeben.

Dabei bedeutet  $L_{sm}$  die geographische Länge in Mitteleuropa.

Für ein anderes Land wie z.B. China ist die Standardzeit „Beijing Time“. Mit einer geographischen Länge von Beijing mit ca.  $120^\circ$  beträgt die „Beijing Time“

$$T\text{-Beijing} = GMT + 8 h$$

Die mittlere Ortszeit MOZ ergibt sich nach:

$$MOZ = GMT + L/15^\circ = (MEZ - L_{sm}/15^\circ) + L/15^\circ \quad (2-22)$$

Die wahre Ortszeit WOZ ergibt sich nach:

$$WOZ = MOZ + Zgl = (MEZ - L_{sm}/15^\circ) + L/15^\circ + Zgl \quad (2-23)$$

Dabei bedeutet

$L$  die geographische Länge des betreffenden Ortes.

Die Sonnendeklination ändert sich beim Umlauf der Erde um die Sonne fortlaufend. Sie kann mit Hilfe der angegebenen Gleichung in [40] berechnet werden.

$$\delta(J) = \arcsin[0,3987 \sin((J' - 80,23^\circ) + 1,92^\circ \sin(J' - 2,8^\circ))] \quad (2-24)$$

Der Sonnenhöhwinkel kann berechnet werden nach [40]:

$$\sin \gamma = \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos \omega \quad (2-25)$$

$$\cos \gamma = \arcsin(\sin \gamma) \quad (2-26)$$

Der Sonnenazimut  $\alpha_s$  ist durch folgende Gleichung gegeben in [40]:

$$\cos \alpha_s = (\sin \varphi \sin \gamma - \sin \delta) / (\cos \varphi \cos \gamma) \quad (2-27)$$

$$\sin \alpha_s = \cos \delta \sin \omega / \cos \gamma \quad (2-28)$$

Hierbei wird  $\alpha_s$  von Süden = 0 positiv nach Westen und negativ nach Osten gerechnet.

Die übrigen Symbole bedeuten:

- $\varphi$  die geographische Breite des Beobachtungsortes
- $\delta$  die Deklination der Sonne
- $\omega$  der Stundenwinkel der Sonne
- $\gamma$  der Sonnenhöhwinkel
- $\alpha_s$  der Sonnenazimut

Handelt es sich um eine geneigte Fläche mit dem Neigungswinkel  $\beta$  gegen die Horizontale und einem Azimut von  $\alpha$  (von Süden = 0 positiv nach Westen und negativ nach Osten), dann kann der Einstrahlwinkel  $\eta$  zwischen der Flächennormale und der Richtung zur Sonne nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\cos \eta = \sin \gamma \cos \beta + \cos \gamma \sin \beta \cos(\alpha - \alpha_s) \quad (2-29)$$

- $\alpha$  der Azimut der Fläche, von Süden positiv nach Westen und negativ nach Osten
- $\beta$  der Neigungswinkel  $\beta$  der Fläche gegen die Horizontale
- $\eta$  der Einstrahlwinkel zwischen der Flächennormale und der Richtung zur Sonne

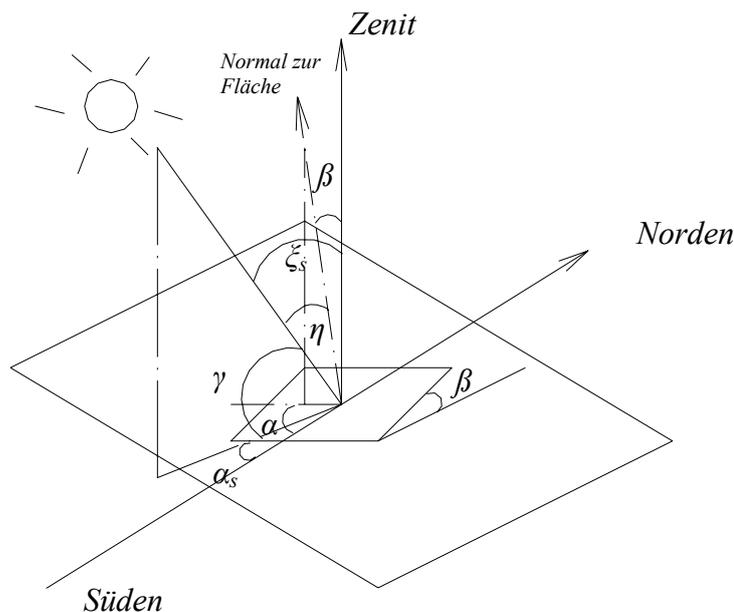


Abbildung 2-2 Koordinatendefinition für die Berechnung der Bestrahlungsstärke an geneigten Flächen

### 2.2.3 Modellierung der kurzwelligen Strahlungsbilanz

Die kurzwellige Strahlungsbilanz an der geneigten Fläche enthält neben der direkten ( $I_{D,F}$ ) und der diffusen Sonnenstrahlung ( $I_{diff,F}$ ) noch einen Strahlungsgewinn ( $I_{R,U}$ ) durch kurzwellige Reflexstrahlung aus der Umgebung sowie einen Strahlungsenergieverlust ( $I_{R,F}$ ) dadurch, dass die einfallende Globalstrahlung teilweise von der Fläche reflektiert wird.

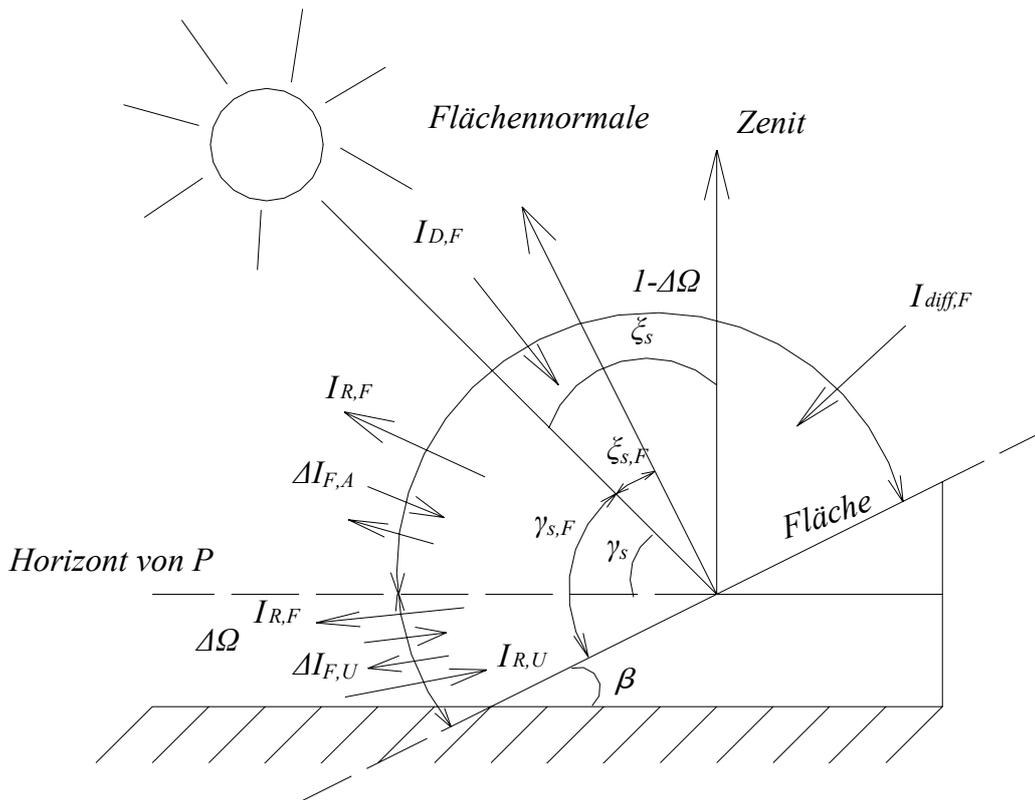


Abbildung 2-3 Symbolische Darstellung der Gesamtstrahlungsbilanz an einer geneigten Fläche

Die Bezeichnung für die Strahlungen in Abbildung 2-3 bedeuten:

$I_{D,F}$ : direkte Sonnenstrahlung

$I_{diff,F}$ : diffuse Sonnenstrahlung

$I_{R,F}$ : Strahlungsverlust durch Reflektierung der Fläche

$I_{R,U}$ : Strahlungsgewinn aus der Umgebung

$\Delta I_{F,A}$ : langwellige Strahlungswechselwirkung zwischen der Fläche und der Atmosphäre

$\Delta I_{F,U}$ : langwellige Strahlungswechselwirkung zwischen der Fläche und der Umgebung

Die Bestrahlungsstärke durch diffuse Sonnenstrahlung entstammt als Folge der Flächenneigung nicht dem gesamten Halbraum ( $\Omega = 1$ ) wie bei einer horizontalen Fläche, sondern nur einem reduzierten Halbraum ( $\Omega < 1$ ). Die Reduzierung sowie den reduzierten Halbraum kann man für einen Flächenneigungswinkel  $\beta$  durch folgende Gleichungen beschreiben:

$$\Delta\Omega = (1 - \cos \beta) / 2 = \sin^2(\beta / 2) \quad (2-30)$$

$$1 - \Delta\Omega = (1 + \cos \beta) / 2 = \cos^2(\beta / 2). \quad (2-31)$$

Für  $\beta = 0^\circ$  (Horizontalebene) ist  $\Delta\Omega = 0$ , und für  $\beta = 90^\circ$  (senkrechte Fläche, Wand) ist  $\Delta\Omega = 1/2$ .

Aus dem Raumwinkel  $\Delta\Omega$  unterhalb des Horizonts des Aufpunktes P findet Reflexstrahlungswechselwirkung kurzwelliger Strahlung statt und zusätzlich Wechselwirkung langwelliger Ausstrahlung von Fläche und Umgebung.

Im Raumwinkel  $1-\Delta\Omega$  oberhalb des Horizonts von P fällt direkte und diffuse Sonnenstrahlung ein, ein Teil davon wird an der Fläche reflektiert und es kommt außerdem die Differenz zwischen langwelliger Ausstrahlung der Fläche und langwelliger Gegenstrahlung der Atmosphäre zum Tragen.

Die kurzwellige Strahlungsbilanz auf einer Bauteiloberfläche:

$$\Delta I_F = I_{D,F} + I_{diff,F} - I_{R,F} + I_{R,U} = I_{G,F} - I_{R,F} + I_{R,U} \quad (2-32)$$

Die direkte kurzwellige Strahlung auf eine Bauteiloberfläche:

$$I_{D,F} = I_n \cos \eta \quad (2-33)$$

$\eta$  der Einstrahlwinkel zwischen der Flächennormale und der Richtung zur Sonne  
 $I_n$  Normalstrahlung als Strahlung auf eine senkrecht zum Strahlungseinfall ausgerichtete Fläche

Die diffuse Sonnenstrahlung auf eine Bauteiloberfläche:

Diese besteht aus isotropem und anisotropem Anteil. Bei bedecktem Himmel ist die diffuse Strahlung näherungsweise isotrop. Bei wolkenlosem Himmel ist die diffuse Sonnenstrahlung ausgeprägt anisotrop.

Nach [48] wird die diffuse Sonnenstrahlung als Summe aus einem anisotropen und einem isotropen Anteil parametrisiert.

$$I_{diff,F} = I_{diff} (\tau \cdot \cos \eta / \sin \gamma + (1 - \tau) \cdot \cos^2(\beta / 2)) \quad (2-34)$$

Wobei

$$\tau = I_n / I_0 \quad (2-35)$$

Für die Bestrahlungsstärke durch die extraterrestrische Sonnenstrahlung bei dem Sonnenabstand  $r$  auf die zur Einfallsrichtung senkrechte Ebene gilt:

$$I_0 = \bar{I}_0 \cdot (\bar{r} / r)^2 \quad (2-36)$$

Solarkonstante  $\bar{I}_0$ :

Für die Bestrahlungsstärke durch die extraterrestrische Sonnenstrahlung bei mittlerem Sonnenabstand  $\bar{r}$  auf die zur Einfallsrichtung senkrechte Ebene gilt der Wert  $\bar{I}_0 = 1367$  W/m<sup>2</sup>.

Der Exzentrizitätsfaktor  $(\bar{r} / r)^2$  wird nach folgender Gleichung gerechnet:

$$(\bar{r} / r)^2 = 1 + 0,03344 \cdot \cos x \quad (2-37)$$

$$x = 0,9856^0 \cdot J - 2,72^0 \quad (2-38)$$

Dabei bedeuten:

$I_n$  Normalstrahlung auf eine senkrecht zum Strahlungseinfall ausgerichtete Fläche  
 $\bar{I}_0$  die Solarkonstante  
 $r$  augenblicklicher Abstand der Erde von der Sonne

- $\bar{r}$  mittlerer Abstand der Erde von der Sonne  
 $J$  Nummer des Tages im Jahr, 1 bis 365 bzw. 366

Die globale kurzwellige Strahlung auf eine Bauteiloberfläche:

$$I_{G,F} = I_{D,F} + I_{diff,F} \quad (2-39)$$

Strahlungsenergieverlust  $I_{R,F}$  :

Die einfallende Globalstrahlung wird teilweise von der Fläche reflektiert. Das heißt, die Fläche absorbiert die gesamte aus dem Raumwinkel  $1 - \Delta\Omega$  einfallende kurzwellige Strahlung im Allgemeinen nicht, sondern sie reflektiert einen Anteil davon in den Raumwinkel  $\Omega = 1$  zurück. Sei  $r_{s,F}$  der Reflexionsgrad der Fläche, dann setzt man den reflektierten Anteil proportional zu der auf die Fläche einfallenden Globalstrahlung:

$$I_{R,F} = r_{s,F} (I_{D,F} + I_{diff,F}) = r_{s,F} I_{G,F} \quad (2-40)$$

Der Strahlungsgewinn  $I_{R,U}$  durch kurzwellige Reflexstrahlung von direkter und diffuser Strahlung aus der Umgebung:

Diese die Fläche als kurzwellige Reflexstrahlung erreichende Strahlung entstammt der Raumwinkelreduzierung  $\Delta\Omega = \sin^2(\beta/2)$  und ist bei Abwesenheit von nahen Gebäuden der Globalstrahlungsstärke  $I_G$  auf der horizontalen Fläche der Umgebung proportional. Mit dem kurzwelligen Reflexionsgrad  $r_{s,U}$  der Umgebung der Fläche (ein Normwert ist  $r_{s,U} = 0,2$ ) schreibt man

$$I_{R,U} = r_{s,U} \sin^2(\beta/2) (I_D + I_{diff}) = r_{s,U} \sin^2(\beta/2) I_G \quad (2-41)$$

Die kurzwellige Strahlungsbilanz:

$$\Delta I_F = I_{G,F} - I_{R,F} + I_{R,U} = (1 - r_{s,F}) I_{G,F} + r_{s,U} \sin^2(\beta/2) I_G \quad (2-42)$$

Für opake Bauteile:

$$\Delta I_F = a (I_{D,F} + I_{diff,F}) + r_{s,U} \sin^2(\beta/2) I_G \quad (2-43)$$

dabei bedeuten:

- $I_n$  Normalstrahlung auf eine senkrecht zum Strahlungseinfall ausgerichtete Fläche  
 $I_{diff}$  Diffusstrahlung auf eine horizontale Fläche  
 $I_G$  Globalstrahlung auf eine horizontale Fläche bei freiem Horizont  
 $I_{D,F}$  die auf die Bauteiloberfläche fallende Direktstrahlung  
 $I_{diff,F}$  die auf die Bauteiloberfläche fallende Diffusstrahlung  
 $I_{G,F}$  die auf die Bauteiloberfläche fallende Globalstrahlung  
 $I_{R,F}$  Strahlungsenergieverlust durch die Reflexion der auf die Bauteiloberfläche fallenden Globalstrahlung  
 $I_{R,U}$  Strahlungsgewinn durch kurzwellige Reflexstrahlung aus der Umgebung  
 $r_{s,F}$  der Reflexionsgrad der Fläche  
 $r_{s,U}$  der kurzwellige Reflexionsgrad der Umgebung, Normwert ist 0,2  
 $a$  der Absorptionsgrad der Fläche für Sonneneinstrahlung

## 2.2.4 Modellierung der langwelligen Strahlungsbilanz

Gemäß ihrer Temperatur strahlen alle Komponenten des Systems, d.h. die geneigte Fläche, die bodennahe Umgebung der Fläche und die Atmosphäre im langwelligen Bereich des Spektrums und treten untereinander in Strahlungswechselwirkung. Hierbei handelt es sich um ungerichtete Schwarzstrahlung, formuliert mit entsprechenden Emissionsfaktoren.

Es sind zwei Arten von Strahlungswechselwirkungen zu berücksichtigen:

- Strahlungswechselwirkung zwischen der Fläche und der Umgebung
- Strahlungswechselwirkung zwischen der geneigten Fläche und der Atmosphäre.

Zunächst wird die Strahlungswechselwirkung zwischen der Fläche (Temperatur  $T_F$  und Emissionsgrad  $\varepsilon_F$ ) und der Umgebung (Temperatur  $T_U$  und Emissionsgrad  $\varepsilon_U$ ) betrachtet. Diese langwellige Strahlungswechselwirkung findet, wie bei der kurzwelligen Reflexstrahlung, im Raumwinkelbereich  $\Delta\Omega = \sin^2(\beta/2)$  statt und ist durch

$$\Delta I_{F,U} = \sin^2(\beta/2) [-\varepsilon_F \sigma T_F^4 + \varepsilon_U \sigma T_U^4] \quad (2-44)$$

gegeben.

Außerdem tritt Strahlungswechselwirkung zwischen der geneigten Fläche und der Atmosphäre auf. Die Fläche strahlt langwellig aus, die Atmosphäre strahlt mit langwelliger Gegenstrahlung auf die Fläche zurück. Analog zu vorher hat man eine langwellige Strahlungsbilanz an der Fläche

$$\Delta I_{F,A} = \cos^2(\beta/2) [-\varepsilon_F \sigma T_F^4 + \varepsilon_A \sigma T_A^4] \quad (2-45)$$

da hierbei der Raumwinkelbereich  $1 - \Delta\Omega = \cos^2(\beta/2)$  zum Tragen kommt.

Der Term  $\varepsilon_A \sigma T_A^4$  repräsentiert die langwellige atmosphärische Gegenstrahlung. Dabei bedeuten  $\varepsilon_A$  ein charakteristischer Emissionsgrad und  $T_A$  eine charakteristische Temperatur der Atmosphäre.

Die obige Gleichung gälte, wenn die langwellige Gegenstrahlung der Atmosphäre isotrop im Raumwinkelbereich verteilt wäre, was jedoch hier nicht der Fall ist. Die Gegenstrahlung aus dem horizontnahen Raumwinkelbereich ist größer als diejenige aus zenitnahen Bereichen. Man reduziert deshalb die effektive langwellige Ausstrahlung im Falle größerer Flächenneigungen, in dem man den Raumwinkelbereich  $1 - \Delta\Omega$  um den Wert  $0,1 \sin \beta$  reduziert, nach [40]. In der Gleichung ist somit  $\cos^2(\beta/2)$  durch  $\cos^2(\beta/2) - 0,1 \sin \beta$  zu ersetzen:

$$\Delta I_{F,A} = (\cos^2(\beta/2) - 0,1 \sin \beta) [-\varepsilon_F \sigma T_F^4 + \varepsilon_A \sigma T_A^4] \quad (2-46)$$

Für die Horizontalfläche mit  $\beta = 0^\circ$  kommt es zu keiner Raumwinkelreduzierung, für  $\beta = 90^\circ$  (Wand) beträgt die Reduzierung der effektiven Ausstrahlung 20%.

Die langwellige Gesamtstrahlungsbilanz

$$\Delta I_{F,lw} = \Delta I_{F,U} + \Delta I_{F,A}$$

$$\Delta I_{F,lw} = \sin^2(\beta/2) [-\varepsilon_F \sigma T_F^4 + \varepsilon_U \sigma T_U^4] + (\cos^2(\beta/2) - 0,1 \sin \beta) [-\varepsilon_F \sigma T_F^4 + \varepsilon_A \sigma T_A^4] \quad (2-47)$$

$$\Delta I_{F,lw} = (1 - 0,1 \sin \beta) (-\varepsilon_F \sigma T_F^4) + \sin^2(\beta/2) (\varepsilon_U \sigma T_U^4) + (\cos^2(\beta/2) - 0,1 \sin \beta) (\varepsilon_A \sigma T_A^4) \quad (2-48)$$

dabei bedeuten

- $\beta$  der Neigungswinkel der Fläche gegen die Horizontale
- $\sigma$  die Stefan-Boltzmann-Konstante
- $\varepsilon_F$  der Emissionsgrad der Fläche
- $\varepsilon_U$  der Emissionsgrad der Umgebung
- $\varepsilon_A$  der charakteristische Emissionsgrad der Atmosphäre.
- $T_F$  die Temperatur der Fläche
- $T_U$  die Temperatur der Umgebung
- $T_A$  die charakteristische Temperatur der Atmosphäre.

Die atmosphärische Gegenstrahlung  $I_{lw,A}$

Anschaulicher als die atmosphärische Gegenstrahlung  $I_{lw,A}$  ist die „äquivalente Himmelstemperatur“, definiert als die Temperatur eines schwarzen Körpers, der die gleiche gesamte Strahlungsdichte aufweist:

$$I_{lw,A} = \sigma T_A^4 \quad (2-49)$$

Die Wetterdaten von Testreferenzjahren enthalten einen Eintrag für die atmosphärische Gegenstrahlung. Dieser Wert wurde jedoch nicht gemessen sondern auf der Basis von vorliegenden empirischen Korrelationsformeln berechnet.

Für das mathematische Rechenmodell zur Berechnung der Intensität der Sonnenstrahlung auf einer geneigten Bauteilfläche wird die Annahme getroffen:

$$\varepsilon_A = \varepsilon_U = \varepsilon_F = \varepsilon$$

Daraus ergibt sich die langwellige Strahlung auf eine geneigte Bauteilfläche:

$$\Delta I_{F,lw} = \varepsilon [(1 - 0,1 \sin \beta) (-\sigma T_F^4) + \sin^2(\beta/2) (\sigma T_U^4) + (\cos^2(\beta/2) - 0,1 \sin \beta) I_{lw,A}] \quad (2-50)$$

### 3 Mathematisches Modell zur Behandlung des thermischen Verhaltens von Gebäuden mit PCM

Das thermische Gebäudemodell umfasst die Bilanzierung der Transmissionswärmeverluste, den Eintrag kurzwelliger und langwelliger solarer Strahlung und den langwelligigen Strahlungsaustausch innerhalb der Räume.

#### 3.1 Modellbildung

Zu den verschiedenen Bauteilmodellen sind folgende Probleme zu behandeln:

- die instationäre Wärmeleitung (Fourier-Gleichung)
- der Strahlungsaustausch zwischen Bauteilen (Plancksches Gesetz)
- die Reflexion, Transmission und Absorption von Solarstrahlung
- Wärmequellen im Raum
- Infiltration und Ventilation.

Aufgrund der Komplexität ist das mathematische Teilmodell, z.B. instationäre Wärmeleitung mit Randbedingungen, nicht mehr analytisch lösbar. Es werden unter Anwendung des Energieerhaltungsgesetzes für Bauteile partielle Differentialgleichungen aufgestellt. Für die bauphysikalische Anwendung ist die numerische Lösung dieser Gleichung von Bedeutung. In dieser Arbeit erfolgt die Lösung der Bilanzgleichung mit dem **Finiten-Volumen-Verfahren**.

Bei einem Gebäude liegt es dabei nahe, das Objekt zunächst in Bauteile zu zerlegen, welche jeweils für sich einfache Geometrien aufweisen, und diese am Ende wieder zu einem Gesamtmodell zusammensetzen.

Das Prinzip ist folgendes:

Zunächst wird das Gebiet, bei dem die Gleichung untersucht werden soll, in eine endliche (finite) Zahl von Gitterzellen (die Volumen) zerlegt. In jeder dieser Zellen gilt der Erhaltungssatz. Die Veränderung einer erhaltenen Größe (z.B. der Energie) in einer Zelle kann also nur durch Ab- oder Hinfließen (in diesem Fall von Energie) über den Rand der Zelle, bzw. durch Produktion der Energie in der Zelle, z.B. beim Glas passieren.

Berechnet man diese Flüsse - oder zumindest eine gute Approximation - lässt sich so ein Gleichungssystem aufstellen, das die Veränderung mit der Zeit in den Zellen beschreibt. Mathematischer formuliert: man erhält ein System von gewöhnlichen Differentialgleichungen. Jenes wird mittels numerischer Methoden für gewöhnliche Differentialgleichungen näherungsweise gelöst.

Die Wärmebilanz für ein im Bauteil liegendes Element kann durch die Wärmeübertragung an dessen Oberflächen und durch die Speichervorgänge im Inneren des Volumens beschrieben werden.

Die Wärmeübertragung erfolgt durch Wärmeleitung innerhalb der Materialschicht und durch Wärmeübergang (Strahlung und Konvektion) an den Bauteilrändern.

Die thermischen Verhältnisse im Raum und in allen Bauteilen werden mit einem dynamischen Simulationsmodell berechnet. Dieses Modell wird mit dem Programm Matlab und dem Programmaufsatz Simulink erstellt. Simulink bietet die Möglichkeit, Funktionsblöcke aus Bibliotheken in einem graphischen Fenster zu einem Modell zu verknüpfen. Funktionsblöcke können auch erweitert bzw. neue definiert werden.

In den letzten Jahren wurde bereits eine Toolbox (<http://www.ibpt.org/>) – eine Bibliothek aus Simulink-Blöcken entwickelt, initialisiert von zwei Researchteams: Building Physics Department from Chalmers University of Technology in Schweden, und Department of Civil Engineering fom Technical University of Denmark. In Abbildung 3-1 ist ein Raummodell in Simulink basierend auf Toolbox schematisch dargestellt.

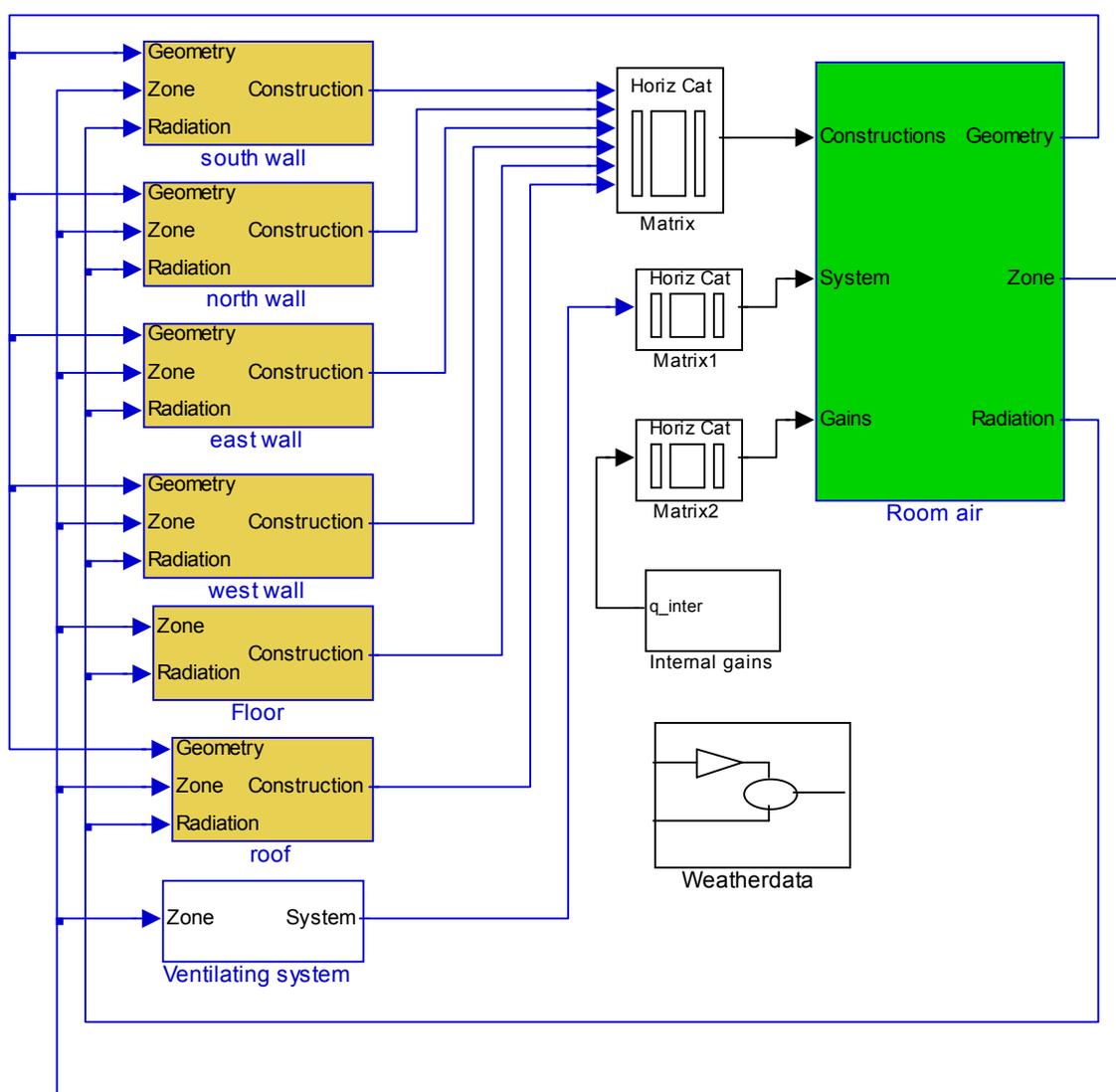


Abbildung 3-1 Schematische Darstellung eines Raummodells in Simulink basierend auf Toolbox

Die Wärmespeicherung kann sensibel mit einhergehender Temperaturänderung oder latent durch Phasenwandel erfolgen. Da in den existierenden Gebäudemodellen eine vollständige Behandlung des Einsatzes von Latentspeichermaterial in Gebäuden nicht enthalten ist, wird im Kapitel 3.4 die Wärmebilanz für Bauteile mit einer Latentspeicherschicht betrachtet und ein Rechenmodell entwickelt. Die Be- und Entladung der PCM-Schicht erfolgt nur über die Bauteiloberflächen, sodass die Betrachtung einer eindimensionalen instationären Wärmeleitung ausreichend ist.

### 3.2 Bilanzgleichungen für verschiedene Bauteilschichten

Die Berechnung der Wärmeleitung in den Bauteilen erfolgt nach “H-Tools, International Building Physics Toolbox” von Kalagasidis Angela Sasic.

#### 3.2.1 Bilanzgleichung für einen Materialschichtknoten

Die Bauteile werden zur Berechnung in Schichten unterteilt, in denen lokal stationäre Verhältnisse angenommen werden.

Zur Berechnung der Temperaturen wird jeder Schicht im numerischen Bauteilmodell ein massebehafteter Knoten zugeordnet.

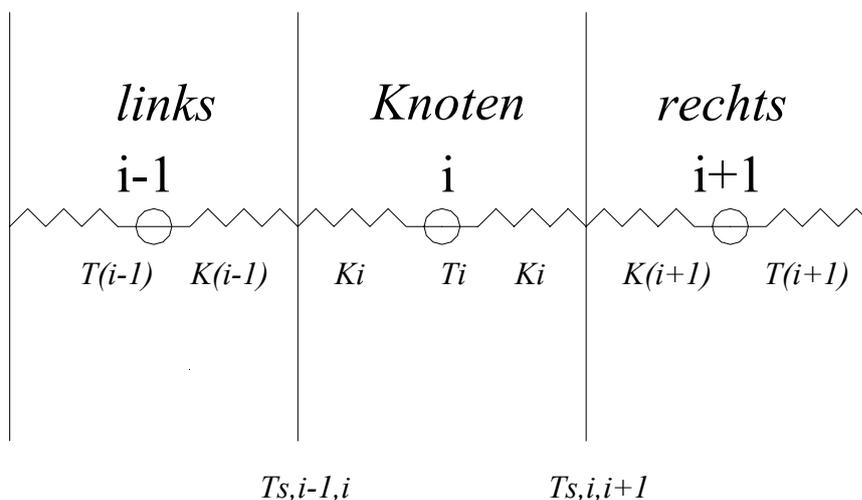


Abbildung 3-2 Numerisches Modell der Materialschicht einer Wand

Unter Annahme von lokal stationären Bedingungen ergibt sich die folgende Bilanzgleichung:

Der Wärmestrom von rechts zum Knoten i:

$$q_r = \lambda_i \left( \frac{T_{s,i,i+1} - T_i}{d_i / 2} \right) \quad (3-1)$$

Der Wärmestrom von links zum Knoten i:

$$q_l = \lambda_i \left( \frac{T_{s,i-1,i} - T_i}{d_i / 2} \right) \quad (3-2)$$

Wärmebilanz der Materialschicht:

$$\rho_i c_i d_i \dot{T} = (\lambda_i / (d_i / 2)) ((T_{s,i-1,i} - T_i) + (T_{s,i,i+1} - T_i)) \quad (3-3)$$

Der Leitwert für einen Knoten im Bauteil errechnet sich aus der nächsten Gleichung

$$K_i = \frac{\lambda_i}{d_i / 2} \quad (3-4)$$

Der Leitwert für einen Knoten an der Bauteiloberfläche errechnet sich aus der nächsten Gleichung

$$K_j = \frac{\lambda_j}{d_j} \quad (3-5)$$

Die Wärmekapazität C einer Schicht i wird wie folgt berechnet:

$$C_i = c_i \rho_i d_i \quad (3-6)$$

Aus Gleichung (3-3) ergibt sich

$$C_i \dot{T} = K_i ((T_{s,i-1,i} - T_i) + (T_{s,i,i+1} - T_i)) \quad (3-7)$$

Dabei bedeuten:

- $c_i$  spezifische Wärmekapazität des Baustoffes i in J/(kgK)
- $\rho_i$  Dichte des Baustoffes i in kg/m<sup>3</sup>
- $d_i$  Dicke der Schicht i in m
- $C_i$  Wärmekapazität der Materialschicht i in J/(Km<sup>2</sup>)
- $T_i$  Knotentemperatur der Materialschicht in °C
- $\lambda_i$  Wärmeleitkoeffizient der Materialschicht in W/(Km)
- $K_i$  Leitwert einer Materialschicht in W/(Km<sup>2</sup>)
- $T_{s,i,i+1}$  Temperatur an der Schichtengrenze von Schicht i und Schicht i+1 in °C
- $T_{s,i-1,i}$  Temperatur an der Schichtengrenze von Schicht i-1 und Schicht i in °C

Unter Annahme von lokal stationären Bedingungen ergeben sich die Temperaturen der Oberflächen  $T_{s,i-1,i}$  und  $T_{s,i,i+1}$  zwischen Bauteilschichten nach

$$q_{l,i-1,i} + q_{r,i-1,i} = 0; \quad q_{l,i,i+1} + q_{r,i,i+1} = 0; \quad (3-8)$$

Dabei sind

- $q_{l,i-1,i}$  die Wärmestromdichte durch Leitung von links zur Oberfläche zwischen i-1 und i
- $q_{r,i-1,i}$  die Wärmestromdichte durch Leitung von rechts zur Oberfläche zwischen i-1 und i
- $q_{l,i,i+1}$  die Wärmestromdichte durch Leitung von links zur Oberfläche zwischen i und i+1
- $q_{r,i,i+1}$  die Wärmestromdichte durch Leitung von rechts zur Oberfläche zwischen i und i+1

Wärmestrom zur Grenzschicht zwischen Schichten i und (i-1):

$$q_{l,i-1,i} = K_{i-1}(T_{i-1} - T_{s,i-1,i}); \quad q_{r,i-1,i} = K_i(T_i - T_{s,i-1,i}) \quad (3-9)$$

Wärmestrom zur Grenzschicht zwischen Schichten i und (i+1):

$$q_{l,i,i+1} = K_i(T_i - T_{s,i,i+1}); \quad q_{r,i,i+1} = K_{i+1}(T_{i+1} - T_{s,i,i+1}) \quad (3-10)$$

Aufgrund der stationären Bedingungen zwischen der Schicht und des benachbarten Knotens kann die Grenzschichttemperatur wie folgt berechnet werden:

$$T_{s,i-1,i} = \frac{K_i T_i + K_{i-1} T_{i-1}}{K_i + K_{i-1}}; \quad T_{s,i,i+1} = \frac{K_i T_i + K_{i+1} T_{i+1}}{K_i + K_{i+1}} \quad (3-11)$$

Die Knotentemperatur für einen Knoten im Bauteilinneren ergibt sich aus der Bilanzgleichung nach Einsetzen der Grenzschichttemperaturen.

$$C_i \dot{T}_i = \frac{K_{i-1} K_i (T_{i-1} - T_i)}{K_{i-1} + K_i} + \frac{K_i K_{i+1} (T_{i+1} - T_i)}{K_i + K_{i+1}} \quad (3-12)$$

### 3.2.2 Stabilitätskriterium

Mit numerisch expliziten Differenzverfahren kann die Wärmebilanzierung einer Bauteilschicht aus der Differenzialgleichung (3-7) in die folgende Differenzgleichung umgeformt werden:

$$c_i \rho_i d_i \frac{(T_i^{k+1} - T_i^k)}{\Delta t} = K_i ((T_{s,i-1,i}^k - T_i^k) + (T_{s,i,i+1}^k - T_i^k)) \quad (3-13)$$

Für eine Materialschicht innerhalb eines Bauteils gilt:

$$c_i \rho_i d_i \frac{(T_i^{k+1} - T_i^k)}{\Delta t} = \frac{\lambda_i}{d_i / 2} ((T_{s,i-1,i}^k - T_i^k) + (T_{s,i,i+1}^k - T_i^k)) \quad (3-14)$$

$$T_i^{k+1} = a_i \cdot \frac{\Delta t}{d_i^2 / 2} (T_{s,i-1,i}^k + T_{s,i,i+1}^k) + T_i^k (1 - 2a_i \cdot \frac{\Delta t}{d_i^2 / 2}) \quad (3-15)$$

$$\text{mit } a_i = \frac{\lambda_i}{c_i \rho_i} \cdot$$

dabei bedeuten

$a_i$  Temperaturleitfähigkeit

$\Delta t$ : Zeitschrittweite

$T_i^k, T_i^{k+1}$  Temperatur der Bauteilschicht i in Zeitschritt k bzw. k+1

Für den Zeitschritt  $k=0$ , also für  $t = t_0$ , sind alle Temperaturen  $T_{i0}$  aus den gegebenen Anfangstemperaturen bekannt. Daraus lassen sich alle  $T_{i1}$  für die Zeit  $t_1$  berechnen und aus ihnen die  $T_{i2}$  für die Zeit  $t_2$  usw.

Viele Differenzgleichungen haben die unerwünschte Eigenschaft, dass sich auch sehr kleine Anfangs- und Rundungsfehler beim Fortschreiten der Rechnung mit wachsendem Betrag fortpflanzen und schließlich das Ergebnis völlig verfälschen. Man nennt diese Erscheinung (numerische) Instabilität. Dagegen ist ein Differenzverfahren stabil, wenn Fehler im Verlauf der Rechnung kleiner werden und ihr Einfluss abklingt. Die meisten expliziten Differenzverfahren sind nur bedingt stabil, nämlich nur für bestimmte Schritt- oder Maschenweiten.

Die Gleichung (3-15) ist eine explizite Differenzgleichung, und gehört zu dieser Gruppe. Sie gestattet es, aus jeweils drei Temperaturen der Zeitebene  $t = t_k$  explizit die Temperatur  $T_i^{k+1}$  der nächsten Zeitebene  $t_{k+1}$  zu berechnen.

Eine allgemeine Bedingung für die Stabilität von expliziten Differenzgleichungen ist die Forderung, dass kein Koeffizient einer solchen Gleichung negativ sein darf. Für (3-15) bedeutet dies:

$$1 - 2a_i \cdot \frac{\Delta t}{d_i^2 / 2} \geq 0 \tag{3-16}$$

$$\Delta t \leq \frac{d_i^2}{4a_i} \tag{3-17}$$

Analog gilt für eine Materialschicht an der Bauteiloberfläche

$$\Delta t \leq \frac{d_i^2}{2a_i} \tag{3-18}$$

Das heißt, für eine definierte Gitterdiskretisierung, hier mit  $d_i$ , wird die maximale Zeitschrittweite auch definiert sein, um das Konvergenzverhalten zu garantieren.

### 3.2.3 Wärmebilanz für die opake Außenoberfläche

Diese Materialschicht grenzt an die Außenluft. Der Wärmetransport erfolgt durch Strahlung, Konvektion und Wärmeleitung. Dieser Knoten ist ein Materialknoten mit zusätzlichen Parametern zum Einlesen von Klimadaten und zum Berechnen des Wärmetransports zwischen der Wand und der umgebenden Luft.

Mathematisches Modell

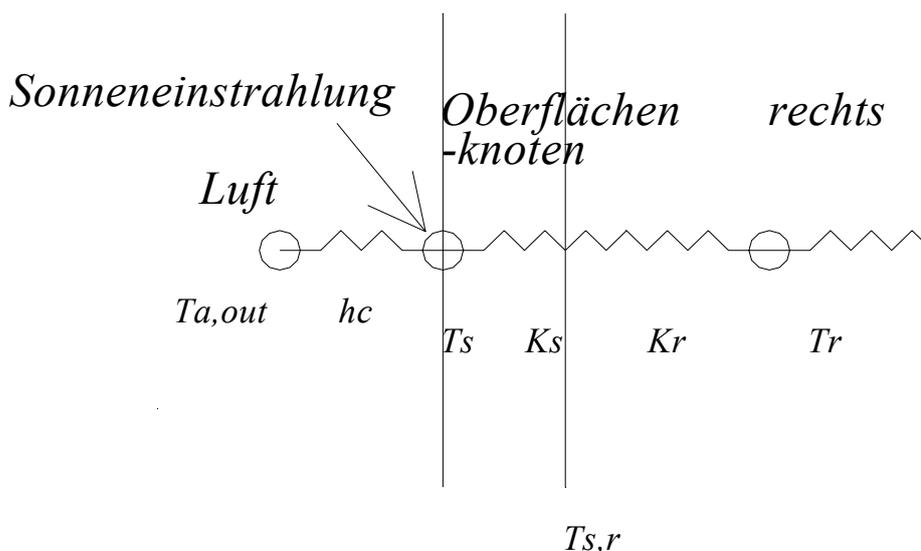


Abbildung 3-3: Symbolische Darstellung eines Außenoberflächenknotens

Wärmebilanz eines an die Außenluft angrenzenden Oberflächenknotens:

$$C_i \dot{T}_s = q_{rad,out} + q_{con,out} + q_{structure} \quad (3-19)$$

Dabei bedeuten:

$q_{rad,out}$  die Wärmestromdichte aus absorbierten Strahlungsenergie zum Oberflächenknoten

$q_{con,out}$  die Wärmestromdichte aus Konvektion zum Oberflächenknoten

$q_{structure}$  die Wärmestromdichte aus der Wärmeleitung zum Oberflächenknoten

Wärmetransport durch Strahlung:

Die von den opaken Bauteilen absorbierten Strahlungsenergien setzen sich aus kurz- und langwelliger Strahlung zusammen.

$$q_{rad,out} = q_{sr} + q_{lr}$$

dabei bedeuten

$q_{sr}$  die Wärmestromdichte aus absorbiertem kurzwelliger Strahlungsenergie

$q_{lr}$  die Wärmestromdichte aus absorbiertem langwelliger Strahlungsenergie

Die Ermittlung der einfallenden kurzwelligigen Sonnenstrahlung auf eine beliebig geneigte Fläche ist im Kapitel 2.2.3 detailliert behandelt worden. Es sind drei Arten von Strahlungswechselwirkungen berücksichtigt worden:

- direkte und diffuse Sonnenstrahlung auf die geneigte Fläche
- Strahlungsverlust durch die Reflexion der einfallenden Strahlung
- Strahlungsgewinn durch Reflexstrahlung aus der Umgebung

Die Wärmestromdichte durch kurzwellige Strahlung an der Außenoberfläche eines opaken Bauteils ergibt sich nach:

$$q_{sr} = a \cdot (I_{D,F} + I_{diff,F}) + r_{s,U} \sin^2(\beta/2) I_G \quad (3-20)$$

Dabei ist

$a$  der Absorptionsgrad für Sonneneinstrahlung

$r_{s,U}$  der kurzwellige Reflexionsgrad der Umgebung, Normwert ist 0,2

$I_{D,F}$  die auf die Bauteiloberfläche fallende Direktstrahlung

$I_{diff,F}$  die auf die Bauteiloberfläche fallende Diffusstrahlung

$I_G$  Globalstrahlung auf eine horizontale Fläche bei freiem Horizont

$\beta$  der Neigungswinkel der Fläche gegen die Horizontale

$\eta$  der Einstrahlwinkel zwischen der Flächennormale und der Richtung zur Sonne

Die Werte des Absorptionsgrades  $a$  für Sonneneinstrahlung der opaken Außenoberflächen hängen von der Charakteristik der Außenoberfläche des Bauteils ab.

Tabelle 3-1 nach [36] gibt den Wert des Absorptionsgrades für Sonneneinstrahlung als Funktion der Farbe der Außenoberfläche an, der verwendet werden darf, wenn keine spezifischen Werte zur Verfügung stehen.

**Tabelle 3-1: Absorptionsgrad für Sonneneinstrahlung von opaken Außenoberflächen  $a$  nach [36]**

Farbe	Hell	Mittel	Dunkel
$a$	0,3	0,6	0,9

Die Wärmestromdichte durch langwellige Strahlung an der Außenoberfläche eines opaken Bauteils:

Wie für die kurzwellige Sonnenstrahlung ist die Ermittlung der einfallenden langwelligigen Sonnenstrahlung auch im Abschnitt 2.2 für beliebig geneigte Flächen detailliert behandelt worden. Es wurden zwei Arten von Strahlungswechselwirkungen berücksichtigt:

- Strahlungswechselwirkung zwischen der Fläche und der Umgebung
- Strahlungswechselwirkung zwischen der geneigten Fläche und der Atmosphäre.

Der Strahlungsaustausch mit Nachbargebäuden wird in Simulationsläufen vernachlässigt.

Die Wärmestromdichte durch langwellige Strahlung an der Außenoberfläche eines opaken Bauteils ergibt sich nach:

$$q_{lr} = \varepsilon[(1 - 0,1 \sin \beta)(-\sigma T_F^4) + \sin^2(\beta/2)(\sigma T_U^4) + (\cos^2(\beta/2) - 0,1 \sin \beta)I_{lw,A}] \quad (3-21)$$

dabei bedeuten

- $\beta$  der Neigungswinkel der Fläche gegen die Horizontale
- $\sigma$  die Stefan-Boltzmann-Konstante
- $\varepsilon$  der Emissionsgrad der Fläche
- $T_F$  die absolute Temperatur der Fläche
- $T_U$  die absolute Temperatur der Umgebung
- $I_{lw,A}$  die atmosphärische Gegenstrahlung

#### Wärmestrom aus der Konvektion

$$q_{con,out} = \alpha_c (T_{a,out} - T_s) \quad (3-22)$$

- $\alpha_c$  der konvektive Wärmeübergangskoeffizient der Oberfläche in W/m<sup>2</sup>K
- $T_s$  die Oberflächentemperatur in °C
- $T_{a,out}$  die Außenlufttemperatur in °C

#### Wärmestrom aus der Wärmeleitung

$$q_{structure} = K_s (T_{s,r} - T_s) \quad (3-23)$$

wobei:  $K_s = \lambda / d$

- $T_{s,r}$  die Temperatur an der Schichtgrenze zwischen Oberflächenschicht und der benachbarten Materialschicht in °C
- $K_s$  Leitwert der Oberflächenknoten in W/(Km<sup>2</sup>)

### 3.2.4 Wärmebilanz für die Innenoberflächenknoten

Diese Materialschicht grenzt an die Raumluft. Der Wärmetransport erfolgt durch Konvektion und Strahlung. Dieser Knoten ist ein Materialknoten mit zusätzlichen Parametern zum Einlesen von Raumklimadaten und zum Berechnen des Wärmetransports zwischen der Wand und der umgebenden Raumluft.

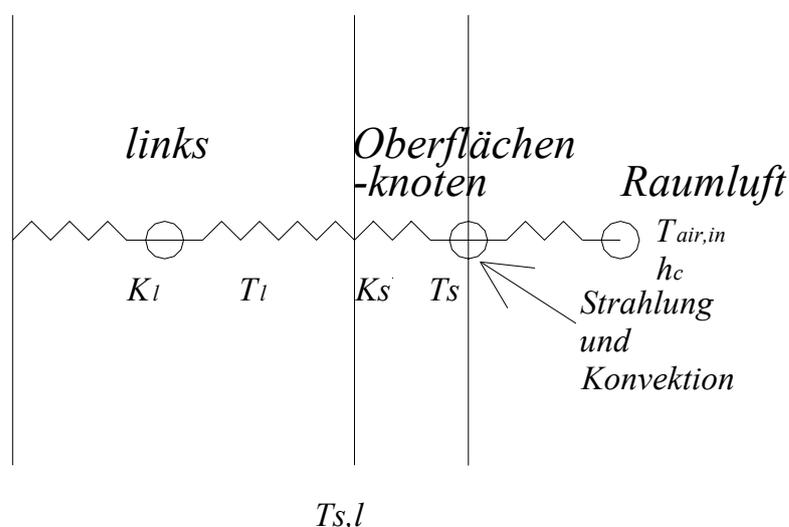


Abbildung 3-4: Symbolische Darstellung eines Innenoberflächenknotens

Wärmebilanz eines an die Raumluft angrenzenden Oberflächenknotens:

$$C_l \dot{T}_s = q_{lr,in} + q_{sr,in} + q_{con,in} + q_{cd} + q_{r,g} \quad (3-24)$$

dabei bedeuten:

- $q_{lr,in}$  die Wärmestromdichte durch langwelligen Strahlungsaustausch mit den anderen Innenoberflächen in  $W/m^2$
- $q_{sr,in}$  die Wärmestromdichte infolge der absorbierten kurzwelligen Strahlung durch transparente Bauteile in  $W/m^2$
- $q_{con,in}$  die Wärmestromdichte durch Konvektion in  $W/m^2$
- $q_{cd}$  die Wärmestromdichte durch Leitung in  $W/m^2$
- $q_{r,g}$  der Wärmestrom infolge innerer Wärmequelle mit langwelligem Anteil in  $W/m^2$

Die Wärmestromdichte durch Leitung

$$q_{cd} = K_s (T_{s,l} - T_s) \quad (3-25)$$

Die Wärmestromdichte durch Konvektion

$$q_{con,in} = \alpha_s (T_{a,in} - T_s) \quad (3-26)$$

Die Wärmestromdichte infolge innerer Wärmequelle

$$q_{r,g} = (1 - f_{c,g}) \Phi_g / \sum_{j=1}^N A_{w,j} \quad (3-27)$$

dabei bedeuten:

- $f_{c,g}$  der Strahlungszuordnungsfaktor Luft für innere Wärmequelle
- $\Phi_g$  Wärmestrom innerer Wärmequelle in W
- $A_w$  die Fläche jedes Bauteils in  $m^2$
- $N$  die Anzahl der Bauteile der Umschließungsfläche

### 3.2.4.1 Wärmestrom durch absorbierte kurzwellige Strahlung

Durch transparente und verglaste Bauteile kommt es zu einer Wärmeübertragung durch kurzwellige Strahlung an Innenoberflächen opaker Bauteile.

Die gesamte durch Verglasung transmittierte Strahlung ergibt sich nach:

$$Q_{sr} = (\Phi_{sr,D} + \Phi_{sr,d}) \quad (3-28)$$

Der Wärmestrom aufgrund direkter und diffuser Sonneneinstrahlung in den Raum ergibt sich nach:

$$\Phi_{sr,D} = \sum_{j=1}^J (I_{dir} \tau_{dir} A_s)_j \quad (3-29)$$

$$\Phi_{sr,d} = \sum_{j=1}^J (I_{diff} \tau_{diff} A)_j \quad (3-30)$$

dabei bedeuten:

$\Phi_{sr,D}$	der Wärmestrom aufgrund der direkten Sonneneinstrahlung in den Raum in W
$\Phi_{sr,d}$	der Wärmestrom aufgrund der diffusen Sonneneinstrahlung in den Raum in W
$J$	die Anzahl der verglasten Bauteile
$I_{dir}$	der direkte Anteil der die Außenoberfläche des j-ten verglasten Systems erreichenden Sonneneinstrahlung in W/m <sup>2</sup>
$I_{diff}$	der diffuse Anteil der die Außenoberfläche des j-ten verglasten Systems erreichenden Sonneneinstrahlung in W/m <sup>2</sup>
$\tau_{dir}$	der Transmissionsgrad für direkte Sonneneinstrahlung des verglasten Systems
$\tau_{diff}$	der Transmissionsgrad für diffuse Sonneneinstrahlung des verglasten Systems
$A_s$	die von der Sonne bestrahlte verglaste Fläche in m <sup>2</sup>
$A$	die verglaste Fläche in m <sup>2</sup>

Die Wärmestromdichte durch absorbierte kurzwellige Strahlung ergibt sich nach:

$$q_{sr,in} = (1 - f_{c,sol})(1 - f_l) \cdot Q_{sr} \cdot f_d \quad (3-31)$$

Dabei ist:

$f_{c,sol}$	der Strahlungszuordnungsfaktor Luft
$f_l$	der Sonnenverlustfaktor des Raumes
$f_d$	der Verteilungsfaktor der Sonneneinstrahlung auf der Innenoberfläche in m <sup>-2</sup>

Der Strahlungszuordnungsfaktor Luft  $f_{c,sol}$  ist der Anteil der solaren Wärme, die durch Verglasung direkt in Raumluft umgewandelt wird. Dieser Anteil ist abhängig von der Anzahl der Gegenstände im Raum mit einer geringen Wärmekapazität, wie beispielsweise Teppiche und Möbel. Gängige Werte des Strahlungszuordnungsfaktors gemäß der Anzahl der Möbelstücke, sind in Tabelle 3-2 nach prEN 13791 angegeben.

**Tabelle 3-2: Strahlungszuordnungsfaktor Luft  $f_{c,sol}$** 

Anzahl Möbelstücke	Strahlungszuordnungsfaktor Luft $f_{c,sol}$
Keine Möbel	0
Geringe Anzahl an Möbeln	0,1
Hohe Anzahl an Möbeln	0,2

Der Sonnenverlustfaktor  $f_i$  berücksichtigt, dass ein Teil der durch das Fenster eindringenden Strahlung nach außen zurückreflektiert wird. Er hängt von den geometrischen Kenngrößen und dem strahlungsphysikalischen Verhalten des verglasten Systems, der Ausrichtung des Fensters, den Sonnenwinkeln und der strahlungsphysikalischen Raumgeometrie ab. Er wird als zeitunabhängig angenommen.

In Tabelle 3-3 nach [36] sind Sonnenverlustfaktoren angegeben für einen Raum mit einer durchschnittlichen Sonnenreflektion von 0,5 und einer Höhe von 2,7 m.

**Tabelle 3-3: Sonnen-Verlustfaktoren**

$\tau$	Verglasungssystem	Fensterfläche/Flurfläche		
		weit	mittel	schmal
		> 0,375	0,25	<0,125
0,8	Klare Verglasung	0,12	0,08	0,04
0,5	Klare Verglasung mit Außenbeschattung	0,07	0,05	0,02

Die Verteilungsfaktoren  $f_d$  definieren den Betrag der direkten Sonnenstrahlung, die an den verschiedenen Innenoberflächen der Wände, der Decke, dem Flur usw. absorbiert wird. Sie sind abhängig von den Sonnenwinkeln, den geometrischen Abmessungen der Verglasung und des Raumes, dem kurzwelligen Reflexionsgrad der Bauteile und von den Möbeln und der Einrichtung. Eine Zeitunabhängigkeit wird angenommen. Gängige Werte der Verteilungsfaktoren sind in Tabelle 3-4 als Funktion der flächengewichtigen Durchschnittsstrahlung  $\rho_m$ , und der Fläche der Umschließungsfläche nach prEN 13791 aufgeführt.

**Tabelle 3-4: Verteilungsfaktoren**

Raumreflektion	Flur	Senkrechte Wände	Decke	Verglasung
$\rho \geq 0,7$	$1/A_T$	$1/A_T$	$1/A_T$	$1/A_T$
$0,3 \leq \rho < 0,7$	$0,5/A_f$	$0,4/A_{wa}$	$0,1/A_c$	0,0
$\rho < 0,3$	$0,6/A_f$	$0,35/A_{wa}$	$0,05/A_c$	0,0

Dabei ist:

- $A_f$  die Flurfläche, in  $m^2$
- $A_{wa}$  die Fläche aller senkrechten opaken Wände (außen und innen), in  $m^2$
- $A_c$  die Decke/Dachfläche, in  $m^2$
- $A_T$  die Umschließungsfläche ohne Verglasung, in  $m^2$

Die flächengewichtige Durchschnittsstrahlung ist gegeben durch:

$$\rho_m = \sum_{j=1}^N A_j \rho_j / (\sum_{j=1}^N A_j) \quad (3-32)$$

$A_j$  die Fläche jedes Bauteils  
 $N$  die Anzahl der Bauteile der Umschließungsfläche

Der gesamte Wärmestrom radiativen Anteils aller Wärmequellen im Raum ergibt sich aus:

$$Q_r = (1 - f_{c,sol})(1 - f_l) \cdot Q_{sr} + (1 - f_{c,g}) \cdot \Phi_g \quad (3-33)$$

Für den gesamten Wärmestrom konvektiven Anteils aller Wärmequellen im Raum erhält man:

$$Q_c = f_{c,sol}(1 - f_l) \cdot Q_{sr} + f_{c,g} \cdot \Phi_g \quad (3-34)$$

### 3.2.4.2 Wärmestrom durch langwellige Strahlung

Der Wärmeaustausch durch langwellige Strahlung ist symbolisch in Abbildung 3-5 dargestellt.

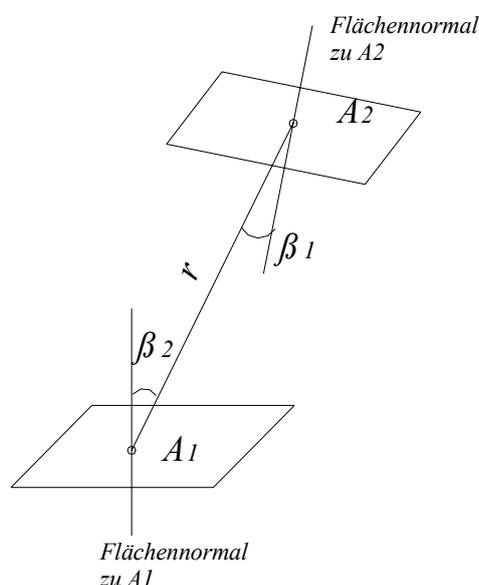


Abbildung 3-5 Strahlungsaustausch zwischen zwei beliebig orientierten Flächen  $A_1$  und  $A_2$

#### Der ausgetauschte Wärmestrom zwischen den Flächen 1 und 2

Jede Fläche strahlt entsprechend ihrer Temperatur und ihres Emissionsverhältnis Energie ab. Auf eine zweite Fläche trifft dann die Energie nach [40]

$$E_1 = \varepsilon_1 \sigma T_1^4 \frac{1}{\pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \cos \beta_1 \cos \beta_2 / r^2 dA_1 dA_2 \quad (3-35)$$

Entsprechend gilt für die Ausstrahlung der Fläche 2 in Richtung der Fläche 1

$$E_2 = \varepsilon_2 \sigma T_2^4 \frac{1}{\pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \cos \beta_1 \cos \beta_2 / r^2 dA_1 dA_2 \quad (3-36)$$

Unter der Voraussetzung, dass die Flächen  $A_1$  und  $A_2$  eben sind, wird von der Fläche 2 von der auffallenden Strahlung  $E_1$  der Anteil  $\varepsilon_2 E_1$  absorbiert, von der Fläche 1 von  $E_2$  der Anteil  $\varepsilon_1 E_2$ . Unter der weiteren Annahme, dass von der auf die eine Fläche auffallenden Strahlung keine auf die andere reflektiert zurückgelangt, ist der durch die Strahlung zwischen der Fläche 1 und 2 ausgetauschte Wärmestrom

$$\Phi_{12} = \varepsilon_1 E_2 - \varepsilon_2 E_1 = (\varepsilon_1 \varepsilon_2 \sigma T_2^4 - \varepsilon_1 \varepsilon_2 \sigma T_1^4) \frac{1}{\pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2. \quad (3-37)$$

Wenn man den Strahlungs(austausch)koeffizienten mit

$$C_{12} = \varepsilon_2 \varepsilon_1 \sigma$$

und die Einstrahlzahl der Fläche 1 auf die Fläche 2 mit

$$F_{12} = \frac{1}{A_1 \pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{r^2} dA_1 dA_2 \quad (3-38)$$

bezeichnet, ist

$$\Phi_{12} = A_1 C_{12} F_{12} (T_2^4 - T_1^4), \quad (3-39)$$

dabei bedeuten:

- $\varepsilon_i$  der Emissionsgrad der langwelligen Strahlung der Oberfläche i
- $r$  der Abstand zwischen Strahlungsquelle und Strahlungsempfänger in m
- $\beta_i$  der Winkel zwischen Strahlungsfluß und Flächennormal
- $A_j$  die Fläche des Elementes j der Umschließungsfläche in  $m^2$
- $T_i$  die thermodynamische Temperatur der Innenoberfläche i,  $T_i = \vartheta_i + 273,15 \text{ K}$
- $\sigma$  die Stefan-Boltzmann-Konstante  $\sigma_s$  ( $\sigma_s \approx 5.667 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ )
- $\Phi_{12}$  der ausgetauschte Wärmestrom zwischen Flächen 1 und 2 in W
- $F_{j,k}$  die Einstrahlzahl zwischen Oberfläche j und k

#### Die Einstrahlzahl $F_{12}$ :

Diese Größe gibt an, welcher Teil der von der Fläche 1 ausgehenden Strahlung auf die Fläche 2 fällt.

$$F_{12} = \frac{\Phi_{12}}{\Phi_1}, \text{ in Analogie } F_{ij} = \frac{\Phi_{ij}}{\Phi_i} \quad (3-40)$$

Aus dieser Definition leitet sich das „Umkehrgesetz“ unmittelbar ab:

$$A_1 F_{12} = A_2 F_{21} \quad (3-41)$$

Für den Austausch einer Fläche  $i$  mit Flächen  $j$ , die die Fläche  $i$  vollständig umschließen, gilt:

$$\Phi_{i1} + \Phi_{i2} + \dots + \Phi_{in} = \Phi_i . \quad (3-42)$$

Es folgt nach Division durch  $\Phi_i$  die Summationsregel

$$\sum_{j=1}^n F_{ij} = 1 ; \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (3-43)$$

Bei der bauphysikalischen Untersuchung des winterlichen und sommerlichen Wärmeschutzes liegen die Temperaturen  $T_1$  und  $T_2$  im Allgemeinen relativ dicht beieinander. Auf Grund dessen wird die Berechnung des Wärmeaustausches durch Strahlung mit GL (3-40) weiter vereinfacht. Es wird ein äquivalenter Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{R,12}$  durch Strahlung eingeführt, der auf die lineare Temperaturdifferenz zwischen  $A_1$  und  $A_2$  bezogen ist:

$$\Phi_{12} = A_1 \alpha_{R,12} (\vartheta_2 - \vartheta_1) \quad (3-44)$$

dabei bedeuten  $\vartheta_1$  und  $\vartheta_2$  die Temperatur der zwei Oberflächen.

Durch Vergleich mit der Gleichung (3-40) erhält man

$$\alpha_{R,12} = C_{12} F_{12} (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2) \quad (3-45)$$

Und im Raumtemperaturbereich  $\vartheta_1, \vartheta_2 < 100^\circ C$  mit Fehlern kleiner als 2% (nach [40]) ist

$$\alpha_{R,12} \approx 4C_{12} F_{12} T_m^3 = 4\varepsilon_1 \varepsilon_2 \sigma F_{12} T_m^3 \quad (3-46)$$

wobei als mittlere Temperatur  $T_m = \frac{1}{2}(T_1 + T_2)$  eingeführt ist.

In Analogie

$$\Phi_{ij} = A_i \alpha_{R,ij} (\vartheta_j - \vartheta_i) \quad (3-47)$$

$$\alpha_{R,ij} = 4\varepsilon_i \varepsilon_j \sigma F_{ij} T_m^3 \quad (3-48)$$

wobei  $T_m = \frac{1}{2}(T_i + T_j)$  ist.

Der Wärmestrom der langwelligen Strahlung  $\Phi_i$ , der an der Oberfläche  $i$  ausgetauscht wird, ergibt sich nach:

$$\Phi_i = \sum_{j=1}^n \Phi_{ij} = \sum_{j=1}^n A_i \alpha_{R,ij} (\vartheta_j - \vartheta_i) = -A_i \vartheta_i \sum_{j=1}^n \alpha_{R,ij} + A_i \sum_{j=1}^n \alpha_{R,ij} \vartheta_j \quad (3-49)$$

Durch Einsetzen der Berechnungsformel für  $\alpha_{R,ij}$  und mit der Annahme  $\varepsilon_i = \varepsilon_j = \varepsilon$ , ergibt sich

$$\Phi_i = A_i (4\varepsilon^2 \sigma T_m^3) [-\vartheta_i \sum_{j=1}^n F_{ij} + \sum_{j=1}^n (F_{ij} \vartheta_j)] = A_i h_i [-\vartheta_i + \sum_{j=1}^n (F_{ij} \vartheta_j)] \quad (3-50)$$

mit

$$h_i = 4\varepsilon^2 \sigma T_m^3$$

Unter der Annahme folgender Referenzbedingungen ist  $h_i$  beispielsweise zu bestimmen

- Emissionsgrad der Innenoberfläche  $\varepsilon_i = \varepsilon_j = 0,9$
- Referenztemperatur  $T_m = 300 \text{ K}$

$$h_i = 4\varepsilon_i\varepsilon_j\sigma T_m^3 = 4 * 0,9^2 * 5,76 * 10^{-8} * 300^3 = 5,039 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

Im Bereich der Raumtemperatur ist es akzeptabel, eine weitere Vereinfachung zu treffen für den Term  $\sum_{j=1}^n F_{ij}\vartheta_j$ .

Die flächengewichtige Durchschnittstemperatur der Umschließungsflächen ist gegeben durch:

$$\vartheta_m = \frac{\sum_{j=1}^n A_j \vartheta_j}{\sum_{j=1}^n A_j} \quad (3-51)$$

$$\sum_{j=1}^n F_{ij} \vartheta_j \approx \vartheta_m \cdot \sum_{j=1}^n F_{ij} = \frac{\sum_{j=1}^n A_j \vartheta_j}{\sum_{j=1}^n A_j} \cdot \sum_{j=1}^n F_{ij} = \frac{\sum_{j=1}^n A_j \vartheta_j}{\sum_{j=1}^n A_j} \quad (3-52)$$

Durch Einsetzen der GL (3-52) in die GL (3-50) ergibt sich:

$$\Phi_i = -A_i h_i \vartheta_i + A_i h_i \left( \frac{\sum_{j=1}^n A_j \vartheta_j}{\sum_{j=1}^n A_j} \right) \quad (3-53)$$

Die Wärmestromdichte an der Innenoberfläche  $q_{lr,in}$  durch langwelligen Strahlungsaustausch mit den anderen Innenoberflächen:

$$q_{lr,in} = \Phi_i / A_i = -h_i \vartheta_i + h_i \left( \frac{\sum_{j=1}^n A_j \vartheta_j}{\sum_{j=1}^n A_j} \right) \quad (3-54)$$

Dabei ist:

- $n$  die Anzahl der die Raumlufte begrenzenden Innenoberflächen
- $h_i$  der Wärmeübergangskoeffizient der Wärmestrahlung in  $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
- $\vartheta_i$  die Temperatur des Innenoberflächenknotens in  $^\circ\text{C}$
- $A_j$  die Fläche des Elementes  $j$  der Umschließungsfläche in  $\text{m}^2$

### 3.2.5 Wärmebilanz von Fensterscheibenknoten

Diese Materialschicht repräsentiert die innere und äußere Glasscheibe eines Fensters. Das mathematische Modell ist ähnlich wie das für die Innen- und Außenoberfläche, mit zusätzlichen Eigenschaften aus der Transparenz der Verglasung.

Für das mathematische Modell wird ein Fenster mit Zweifachverglasung untersucht.

Die transparenten Bauteile übertragen, reflektieren und absorbieren die auf ihre Außenoberfläche einfallende Sonnenstrahlung.

Die Luftschicht zwischen den Fensterscheiben wird als eine Schicht ohne Wärmekapazität aber mit Wärmedurchlasswiderstand betrachtet. Das heißt die Wärmedurchlasskoeffizienten der beiden Fensterscheiben verkleinern sich um den Anteil des Wärmedurchlasswiderstandes der Luftschicht.

$$K_{g,e}^* = \frac{1}{\frac{1}{K_{g,e}} + R_{air}} ; \quad K_{g,i}^* = \frac{1}{\frac{1}{K_{g,i}} + R_{air}} \quad (3-55)$$

$K_{g,e}, K_{g,i}$  Wärmedurchlasskoeffiziente der äußeren oder inneren Glasscheibe in W/(m<sup>2</sup>K)  
 $R_{air}$  Wärmedurchlasswiderstand der Luftschicht in m<sup>2</sup>K/W  
 $K_{g,e}^*, K_{g,i}^*$  Wärmedurchlasskoeffiziente von äußerer oder innerer Glasscheibe mit Luftschicht in W/(m<sup>2</sup>K)

Die Wärmebilanz für die Außenfensterscheibe:

$$C_e \dot{T}_{se} = q_{rad,out} + q_{con,out} + q_{cd,out} \quad (3-56)$$

Wärmestrom infolge Wärmeleitung:

$$q_{cd,out} = K_{g,e}^* (T_{si} - T_{se}) \quad (3-57)$$

Wärmestrom infolge Konvektion:

$$q_{con,out} = \alpha_e (T_{a,out} - T_{se}) \quad (3-58)$$

Wärmestrom infolge Strahlung:

$$q_{rad,out} = q_{sr,out} + q_{lr,out}$$

Wärmestromdichte infolge langwelliger Sonnenstrahlung:

$$q_{lr,out} = \varepsilon_e (I_{lw,A} - \sigma \cdot (273,15 + T_{se})^4) \quad (3-59)$$

Wärmestromdichte infolge der absorbierten kurzwelligigen Sonnenstrahlung:

$$q_{sr,out} = a_e (I_D f_s + I_d) \quad (3-60)$$

$a_e$  Absorptionskoeffizient der äußeren Glasscheibe für Sonneneinstrahlung  
 $\alpha_e$  konvektiver Wärmeübergangskoeffizient der Außenfensterscheibe in W/m<sup>2</sup>K  
 $\varepsilon_e$  der Emissionsgrad der äußeren Glasscheibe  
 $C_e$  Speicherkapazität der äußeren Glasscheibe in J/m<sup>2</sup>  
 $T_{a,out}$  Außenlufttemperatur in °C  
 $T_{se}$  Oberflächentemperatur der äußeren Glasscheibe in °C  
 $T_{si}$  Oberflächentemperatur der inneren Glasscheibe in °C  
 $f_s$  der Sonnenlichtfaktor  
 $I_{lw,A}$  die atmosphärische Gegenstrahlung  
 $I_D$  der direkte Anteil der das verglaste System erreichenden Sonneneinstrahlung

$I_d$  der diffuse Anteil der das verglaste System erreichenden Sonneneinstrahlung

Der Sonnenlichtfaktor  $f_s$  ergibt sich nach:

$$f_s = A_s / A$$

Dabei ist:

$A_s$  die von der Sonne bestrahlte Fensterfläche

$A$  die Gesamtfläche des Fensters

Die Wärmebilanz für die Innenfensterscheibe:

$$C_i \dot{T}_{si} = q_{con,in} + q_{cd,in} + q_{lr,in} + q_{sr,in} + q_{r,g} \quad (3-61)$$

Wärmestrom infolge Wärmeleitung:

$$q_{cd,in} = K_{g,i}^* (T_{se} - T_{si}) \quad (3-62)$$

Wärmestrom infolge Konvektion:

$$q_{con,in} = \alpha_i (T_{a,in} - T_{si}) \quad (3-63)$$

dabei bedeuten:

$C_i$  Speicherkapazität der inneren Glasscheibe in J/m<sup>2</sup>

$\alpha_i$  konvektiver Wärmeübergangskoeffizient der Innenfensterscheibe in W/m<sup>2</sup>K

$T_{a,in}$  Innenlufttemperatur in °C

Die Wärmestromdichte infolge innerer Wärmequelle:

$$q_{r,g} = (1 - f_{c,g}) \Phi_g / \sum_{j=1}^N A_{w,j}, \quad (3-64)$$

dabei bedeuten:

$f_{c,g}$  der Strahlungszuordnungsfaktor Luft für innere Wärmequelle

$\Phi_g$  Wärmestrom innerer Wärmequelle

$A_w$  die Fläche jedes Bauteils

$N$  die Anzahl der Bauteile der Umschließungsfläche

Die gesamte durch die äußere Glasscheibe transmittierte Strahlung ergibt sich nach:

$$q_{sr,trans} = \tau_e (I_D f_s + I_d) \quad (3-65)$$

Die Wärmestromdichte für die innere Glasscheibe infolge der absorbierten Sonnenstrahlung ergibt sich nach:

$$q_{sr,in} = a_i \tau_e (I_D f_s + I_d), \quad (3-66)$$

dabei bedeuten:

- $f_s$  der Sonnenlichtfaktor  
 $\tau_e$  der Transmissionsgrad der äußeren Fensterscheibe  
 $a_i$  Absorptionskoeffizient der inneren Glasscheibe für Sonneneinstrahlung

Die Wärmestromdichte an der Innenoberfläche  $q_{lr,in}$  durch langwelligen Strahlungsaustausch mit den anderen Innenoberflächen erhält man aus:

$$q_{lr,in} = -h_i T_{si} + h_i \left( \sum_{j=1}^n A_j T_j \right) / \sum_{j=1}^n A_j . \quad (3-67)$$

Dabei ist:

- $n$  die Anzahl der die Raumluft begrenzenden Innenoberflächen  
 $h_i$  der Wärmeübergangskoeffizient der Wärmestrahlung in  $W/(m^2K)$   
 $T_{si}$  die Temperatur der inneren Glasscheibe in  $^{\circ}C$   
 $T_j$  die Temperatur des Innenoberflächenknotens in  $^{\circ}C$   
 $A_j$  die Fläche des Elementes  $j$  der Umschließungsfläche in  $m^2$

### 3.2.6 Wärmebilanz eines Hohlraums

#### 3.2.6.1 Bilanzierung der Oberfläche eines unbelüfteten Hohlraums

Für die Wärmebilanz für die Oberfläche  $i$  eines Hohlraums gilt:

$$C_i \dot{T}_{si} = q_{con,i} + q_{cd,i} + q_{lr,i} + q_{sr,i} . \quad (3-68)$$

Dabei ist

- $q_{con}$  die Gesamtwärmestromdichte durch Konvektion über dem Hohlraum  
 $q_{lr}$  die Wärmestromdichte langwelliger Strahlung über dem Hohlraum  
 $q_{sr}$  die Wärmestromdichte, die von der Oberfläche  $i$  infolge einer äußeren Quelle (d.h. Sonnenstrahlung) absorbiert wird  
 $q_{cd}$  die Wärmestromdichte durch Leitung

Für einen Hohlraum, der von opaken Bauteilflächen umschlossen ist, ist die Wärmestromdichte infolge kurzweiliger Strahlung:

$$q_{sr,i} = 0$$

und die Wärmestromdichte durch Leitung

$$q_{cd,i} = k_i (T_{s,r} - T_i) . \quad (3-69)$$

Die Wärmestromdichte der langwelligen Strahlung durch den Hohlraum ergibt sich nach:

$$q_{lr,i} = h_{lr} (T_{i-1} - T_i) . \quad (3-70)$$

Dabei ist

- $k_i$  Leitwert einer Materialschicht in  $W/(Km^2)$   
 $T_{s,r}$  die Knotentemperatur der rechts angrenzenden Materialschicht

$T_i, T_{i-1}$  die Oberflächentemperatur der Bauteilschicht  $i$  bzw.  $i-1$   
 $h_{lr}$  der Wärmeübergangskoeffizient der Wärmestrahlung

Im Norm prEN13791 sind die Wärmeübergangskoeffizienten der Strahlung angegeben. Für normale Oberflächen werden folgende Werte angenommen:

opake Oberfläche ( $\varepsilon = 0,93$ )  $h_{lr} = 5,0 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ;  
 transparente Oberfläche ( $\varepsilon = 0,837$ )  $h_{lr} = 4,4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ;  
 opake Oberfläche ( $\varepsilon = 0,90$ ) und transparente Oberfläche ( $\varepsilon = 0,837$ )  $h_{lr} = 4,6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ .

Bei der Betrachtung der konvektiven Wärmeübertragung werden zwei Fälle unterschieden:

- Wärmeübertragung durch unbelüftete Hohlräume und
- Wärmeübertragung durch belüftete Hohlräume

Die konvektive Wärmeübertragung durch unbelüftete Hohlräume ergibt sich nach:

$$q_{con,i} = h_a (T_{i-1} - T_i) \tag{3-71}$$

Dabei ist:

$h_a$  der Wärmedurchlasskoeffizient der Hohlräume in  $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$

In der Norm prEN 13791 sind die Wärmedurchlasskoeffizienten von ruhenden Luftschichten für vertikale und horizontale Hohlräume zwischen transparenten Bauteilen angegeben, siehe Tabelle 3-5.

**Tabelle 3-5 Wärmedurchlasskoeffizient ( $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ) für unbelüftete Hohlräume zwischen transparenten Bauteilen nach [36]**

Tiefe des Hohlraums in m	Vertikaler Hohlraum	Horizontaler Hohlraum	
	Wärmedurchlass- koeffizient	Wärmeübergangs- koeffizient (Strömung aufwärts)	Wärmeübergangs- koeffizient (Strömung stehend)
		Wärmedurchlass- koeffizient	Wärmedurchlass- koeffizient
0,01	2,6	2,06	2,06
0,05	1,16	1,71	0,41
0,10	1,29	1,50	0,21
0,20	1,42	1,48	0,10

In der Norm EN ISO 6946 sind die Wärmedurchlasswiderstände (in  $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ) von ruhenden Luftschichten zwischen opaken Oberflächen angegeben, siehe Tabelle 3-6.

**Tabelle 3-6 Wärmedurchlasswiderstand (m<sup>2</sup>K/W) für unbelüftete Hohlräume zwischen opaken Bauteilen nach [35]**

Dicke der Luftschicht mm	Richtung des Wärmestromes		
	aufwärts (m <sup>2</sup> K/w)	horizontal (m <sup>2</sup> K/w)	abwärts (m <sup>2</sup> K/w)
0	0,00	0,00	0,00
5	0,11	0,11	0,11
7	0,13	0,13	0,13
10	0,15	0,15	0,15
15	0,16	0,17	0,17
25	0,16	0,18	0,19
50	0,16	0,18	0,21
100	0,16	0,18	0,22
300	0,16	0,18	0,23

Zwischenwerte können mittels linearer Interpolation ermittelt werden.

### 3.2.6.2 Konvektive Wärmeübertragungen durch belüftete Hohlräume

Die Wärmebilanz für die Oberfläche eines belüfteten Hohlraums ist die gleich wie für einen unbelüfteten. Abweichend ist die Berechnung der konvektiven Wärmegewinne.

Im Falle von belüfteten Hohlräumen muss man bei der konvektiven Wärmeübertragung im Hohlraum berücksichtigen, dass zusätzlich in den Hohlraum Luft ein- und ausströmt.

Die Berechnung erfolgt nach den Ansätzen von ÖNORM EN ISO 13791, vom 1. Oktober 1995.

Man kann annehmen, dass die Luft mit einer Temperatur  $\theta_l$  in den Luftraum einströmt. Die mittleren Temperaturen der Luftschicht an den Scheiben 1 und 2 sind  $\theta_1$  bzw.  $\theta_2$ .

Die konvektiven Wärmegewinne für Scheiben und Luft ergeben sich nach:

$$q_{c1} = h'_c \left[ \frac{\left[ \frac{\theta_2 - \theta_1}{2} \right] + G_r(\theta_l - \theta_1)}{1 + G_r} \right] \quad (3-72)$$

$$q_{c2} = h'_c \left[ \frac{\left[ \frac{\theta_1 - \theta_2}{2} \right] + G_r(\theta_l - \theta_2)}{1 + G_r} \right] \quad (3-73)$$

$$q_{luft} = h'_c \left[ \frac{\theta_1 + \theta_2 - 2\theta_l}{1 + G_r} \right] \quad (3-74)$$

Dabei ist:

- $q_{c1}$  die Dichte des konvektiven Wärmegewinns für Oberfläche 1
- $q_{c2}$  die Dichte des konvektiven Wärmegewinns für Oberfläche 2
- $q_{luft}$  die Wärmegewinndichte der durch den Hohlraum strömenden Luft
- $h'_c$  der konvektive Wärmeübergangskoeffizient zwischen Oberfläche und Luft
- $\theta_l$  die Lufteintrittstemperatur
- $\theta_1$  die mittlere Temperatur von Oberfläche 1
- $\theta_2$  die mittlere Temperatur von Oberfläche 2
- $G_r$  ein dimensionsloser Parameter, für den gilt:

$$G_r = 0,75 \frac{\rho_a \cdot c_a \cdot G_s}{h'_c}$$

Dabei ist:

- $\rho_a$  die spezifische Dichte von Luft
- $c_a$  die spezifische Wärmekapazität der Luft an der Eintrittsöffnung
- $G_s$  der Luftmassenstrom durch die Schicht je Einheit Wandfläche

Für die Terme  $G_s$  und  $h'_c$  in der Gleichung sind folgende Beziehungen zu verwenden:

für einen horizontalen Hohlraum:

$$G_s = 0,61 \cdot v_f \frac{A_{eq}}{A_w} \quad (3-75)$$

$$h'_c = 2 \cdot h_g + 4G_s \cdot \frac{L}{d} \quad (3-76)$$

für einen vertikalen Hohlraum:

$$G_s = 0,61 \cdot \frac{A_{eq}}{A_w} \sqrt{\left[ 2 \left( \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} - \theta_l \right) \cdot g \cdot \frac{H}{T_m} \right]} \quad (3-77)$$

$$h'_c = 2 \cdot h_g + 4G_s \cdot \frac{H}{d} \quad (3-78)$$

wobei die Zahl 0,61 die Durchflusszahl nach ÖNORM EN ISO 13791, vom 1. Oktober 1995 ist.

Die äquivalente Fläche  $A_{eq}$  ist gemäß folgender Gleichung zu ermitteln:

$$A_{eq} = \frac{1}{\sqrt{\left( \frac{1}{A_e} \right)^2 + \left( \frac{1}{A_l} \right)^2}} \quad (3-79)$$

Dabei bedeuten

- $h_g$  der Wärmedurchlasskoeffizient des Gases für eine abgeschlossene Luftschicht
- $H$  die Höhe der vertikalen Schicht in m

- $A_e$  die Fläche am Eintrittsabschnitt  
 $A_I$  die Fläche am Austrittsabschnitt  
 $T_m$  die absolute Referenztemperatur (300 K)  
 $d$  der Abstand zwischen den Oberflächen 1 und 2 (Dicke der Luftschicht)  
 $L$  die Länge der horizontalen Schicht in m  
 $v_f$  die Windgeschwindigkeit  
 $g$  die Erdbeschleunigung  $9,81 \text{ m/s}^2$

### 3.3 Wärmebilanzberechnungen

Die in den vorangegangenen Abschnitten erläuterten Gleichungen für den Wärmetransport in und zwischen Materialschichten an Oberflächen und im Inneren von Bauteilen werden in diesem Kapitel für die Berechnung der Wärmebilanz von Bauteilen und Räumen zu Berechnungsverfahren zusammengestellt.

Für den Energiehaushalt einer Schicht bedeutet das, dass die Daten aufeinanderfolgender Schichten verknüpft werden müssen. Bei der numerischen Berechnung werden dabei im Wesentlichen die Knotentemperaturen und die Leitwerte  $k$  als Schichtparameter benutzt und mit Hilfe dieser Parameter die Wechselwirkung zwischen den Elementen beschrieben. Der Wärmetransport zwischen den Volumenelementen an den Oberflächen und der Luft wird über Temperaturen, Wärmeübergangskoeffizienten und Materialdaten wiedergegeben.

#### 3.3.1 Wärmebilanzberechnungen für opake Außenbauteile

Der Außenwandblock besteht aus folgenden Knoten:

- Knoten für Wetterdaten an der Außenoberfläche
- Außenoberflächenknoten,
- mehrere Materialschichtenknoten
- Innenoberflächenknoten.

Im Knoten für Wetterdaten werden die Klimadaten in Anbetracht der Orientierung und Neigung der Außenbauteile berechnet. Die theoretischen Grundlagen sind in den vorangegangenen Kapiteln ausführlich beschrieben.

#### 3.3.2 Wärmebilanzberechnungen für Fenster

Für das mathematische Raummodell wird das Teilmodul für doppelt verglaste Fenster aufgestellt.

Es besteht aus folgenden Knoten:

- Knoten für Wetterdaten an der Außenoberfläche,
- Außenglasoberflächenknoten,
- Luftschichtknoten
- Innenglasflächenknoten.

Der Fensterorientierung entsprechend werden die Klimadaten im Knoten für Wetterdaten berechnet.

### 3.3.3 Wärmestrom infolge von Lüftung

Der Wärmestrom infolge eines Massenstroms durch Infiltration und durch Lüftung (natürliche und mechanische Lüftung) wird berechnet nach:

$$\Phi_V = c_a m_a \cdot (\theta_{il} - \theta_{a,in}) \quad (3-80)$$

$$m_a = \rho_a \cdot n \cdot V / 3600 \quad (3-81)$$

Dabei ist:

- $c_a$  die spezifische Wärmekapazität der Zuluft in J/(kgK), 1008 J/(kgK)
- $m_a$  die Luftstrommasse in kg/s
- $\theta_{il}$  die Lufteintrittstemperatur
- $\theta_{a,in}$  die Innenlufttemperatur
- $\rho_a$  die Rohdichte der Luft in kg/m<sup>3</sup>, 1,139 kg/m<sup>3</sup>
- $n$  die Luftwechselzahl in h<sup>-1</sup>
- $V$  der Nettorauuminhalt in m<sup>3</sup>

Die Lufteintrittstemperatur hängt von ihrer Quelle ab, d.h. Außenluft oder angrenzender Raum. Der Luftmassenstrom ist die Folge von natürlicher und/oder mechanischer Lüftung.

Die Luftmenge, die in ein Gebäude einströmt, hängt von der Druckdifferenz zwischen innen und außen und außerdem vom Widerstand ab, den Öffnungen der Luftströmung entgegensetzen.

Bei der natürlichen Lüftung hängt die Menge der zugeführten Luft von folgenden Faktoren ab:

- der Art der Fugen,
- der Öffnung von Türen und Fenstern
- der Temperaturdifferenz
- der Windgeschwindigkeit und ihrer Richtung

Auf Grund der vielen unbestimmten Einflussfaktoren ist die Aerodynamik der Luftströmung sehr komplex. Die vereinfachte Berechnungsformel dafür aufgrund der Beschaffenheit von Gebäude und Gelände ist zu entnehmen aus prEN 13791.

Für die Simulationsberechnung wird die Luftwechselzahl vorgegeben.

Bei der mechanischen Lüftung hängt der Luftmassenstrom von den Kenngrößen der Anlage ab.

### 3.3.4 Wärmestrom infolge innerer Wärmequellen

Innere Wärmequellen ergeben sich durch die Wirkung von Menschen, Einrichtung und Beleuchtung. Für Bürogebäude sind die empfohlenen Werte für innere Wärmegewinne angegeben in [36].

**Tabelle 3-7: Personen-Wärmegewinne für Büros nach [prEN13791]**

Beschreibung	Konvektiver Anteil W je Person	Strahlungsanteil W je Person
Zeichenbüro	100	55
Hochtechnologiebüro	80	50
Rechnerraum	80	50
Sitzungszimmer	80	50
Verbindungsräume	93	37

**Tabelle 3-8: Beleuchtungsvorrichtungen in Büros nach [prEN13791]**

System	Leistung je m <sup>2</sup> Fußbodenfläche (W/m <sup>2</sup> )	Strahlungsanteil (W/m <sup>2</sup> Fußbodenfläche)
Großraumbüro	15	6,8
Zeichenbüro	22	9,9
Hochtechnologiebüro	9	4,0
Rechnerraum	9	4,0
Sitzungszimmer	9	4,0
Verbindungsräume	5	2,3

**Tabelle 3-9: von Bürogeräten freigesetzte Wärme nach [prEN13791]**

Beschreibung	m <sup>2</sup> je Person	Konvektiver Anteil W/m <sup>2</sup>	Strahlungsanteil W/m <sup>2</sup>
Großraumbüro	6	16	4,9
Zeichenbüro	6	7	2,1
Hochtechnologiebüro	6	35	8,4
Rechnerraum	20	350	77
Sitzungszimmer	2	5	0
Verbindungsraum	2	5	0

Die Wärmeströme infolge der inneren Wärmequellen werden an die Raumluft (konvektiv) und über die Oberfläche der Objekte (radiativ) abgegeben.

### 3.3.5 Wärmebilanzberechnungen für Raumluf

Die Wärmebilanz des betrachteten Raumes ergibt sich aus dem Wärmegewinn durch die Raumumfassungsfläche, die Nutzung, die Einstrahlung kurzwelliger Strahlung über die Verglasung und den Wärmeeintrag oder –entzug durch eine raumluftechnische Anlage.

Anhand der Geometrie der zu untersuchenden Räume wird für die Berechnung der Raumlufteperatur ein Einzonen-Modell verwendet.

Folgende anerkannte Annahmen für eine vereinfachte Berechnung der Innentemperaturen eines Raumes unter instationären Bedingungen sind gültig:

- die Lufttemperatur im gesamten Raum ist gleich;
- die unterschiedlichen Oberflächen der Umschließungsfläche sind isotherm;
- die Wärmeleitung durch Umschließungsfläche wird als eindimensional angenommen;
- der Effekt von Wärmebrücken wird grundsätzlich vernachlässigt;
- Hohlräume werden als Luftschichten, die durch zwei isotherme parallele Oberflächen begrenzt sind, behandelt.

Die Lufttemperatur eines Raumes ergibt sich nach folgender Gleichung:

$$C\dot{T}_{a,in} = \Phi_v + \Phi_{c,g} + \Phi_{sa} + \Phi_{va} + \sum_{j=1}^N A_j \cdot q_{ci,j} \quad (3-82)$$

Dabei ist

- $N$  die Anzahl der die Raumluf begrenzenden Innenoberflächen;
- $A_j$  die Fläche jedes Elementes der Umschließungsfläche in  $m^2$ ;
- $q_{ci,j}$  die Wärmestromdichte, die durch Konvektion von jedem Element der Umschließungsfläche  $j$  ausgetauscht wird, in  $W/m^2$
- $\Phi_v$  der durch Lüftung ausgetauschte Wärmestrom in  $W$ ;
- $\Phi_{c,g}$  der konvektive Teil des Wärmestroms infolge innerer Wärmequellen in  $W$
- $\Phi_{sa}$  der durch Absorption in der Luft erzeugte Wärmestrom in  $W$ ;
- $\Phi_{va}$  der Wärmestrom durch Luftaustausch mit begrenzenden Räumen in  $W$ ;
- $T_{a,in}$  die Temperatur der Raumluf
- $C$  die wirksame Wärmekapazität des Raumes in  $J/K$

Wärmestrom infolge innerer Wärmequellen:

$$\Phi_{c,g} = f_{c,g} \Phi_g \quad (3-83)$$

Dabei ist:

- $f_{c,g}$  der Strahlungszuordnungsfaktor Luft für innere Wärmequelle
- $\Phi_g$  Wärmestrom innerer Wärmequellen

Wärmestrom infolge Sonnenstrahlung:

$$\Phi_{sa} = f_{c,sol} (1 - f_l) \left( \sum_{j=1}^J (I_{dir} \tau_{dir} A_s)_j + \sum_{j=1}^J (I_{diff} \tau_{diff} A)_j \right) \quad (3-84)$$

Dabei ist:

$f_{c,sol}$	der Strahlungszuordnungsfaktor Luft für Sonnenstrahlung
$f_l$	der Sonnenverlustfaktor des Raumes
$I_{dir}, I_{diff}$	der direkte/diffuse Anteil des $j$ -ten von der Sonnenstrahlung erreichten verglasten Systems
$\tau_{dir}, \tau_{diff}$	der Transmissionsgrad für direkte/diffuse Sonnenstrahlung des verglasten Systems
$A_s$	die von der Sonne bestrahlte verglaste Fläche
$A$	die verglaste Fläche
$J$	die Anzahl der verglasten Bauteile

Wärmestrom infolge Lüftung:

$$\Phi_V = c_a m_a \cdot (\theta_{il} - \theta_{a,in}) \quad (3-85)$$

Dabei ist:

$c_a$	die spezifische Wärmekapazität der Zuluft in J/(kgK), 1008 J/(kgK)
$m_a$	die Luftstrommasse in kg/s
$\theta_{il}$	die Lufteintrittstemperatur
$\theta_{a,in}$	die Innenlufttemperatur

Der Wärmestrom durch Luftaustausch mit begrenzenden Räumen  $\Phi_{va}$  hängt von der Temperaturdifferenz und Öffnung der Türen zwischen den Räumen ab. Bei der Simulationsberechnung wird dieser Teil vernachlässigt.

Die Wärmestromdichte durch Konvektion  $q_{ci,j}$ :

$$q_{ci,j} = \alpha_{c,j} \cdot (T_j - T_{a,in}) \quad (3-86)$$

Dabei ist:

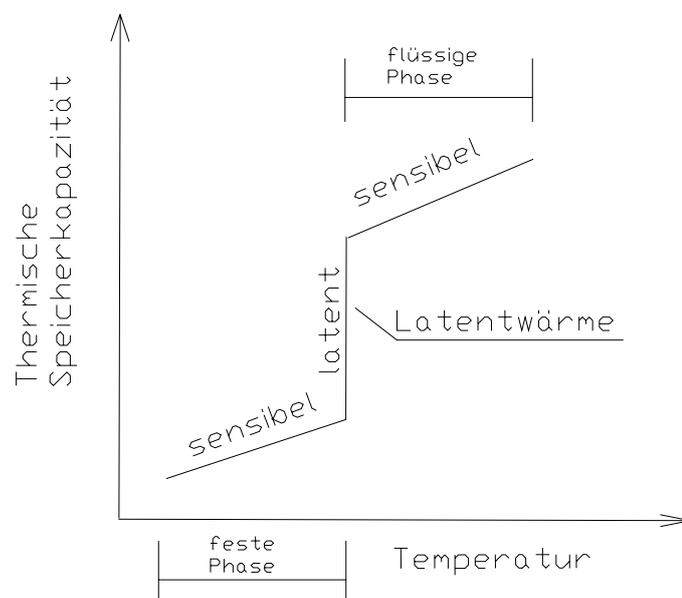
$\alpha_{c,j}$	der konvektive Wärmeübergangskoeffizient der Oberfläche $j$ in W/m <sup>2</sup> K
$T_j$	die Oberflächentemperatur
$T_{a,in}$	die Raumlufthtemperatur

### 3.4 Wärmebilanzberechnung mit Berücksichtigung von PCM

Bei instationärer Wärmeleitung ist die Wärmespeicherung im Material zu berücksichtigen.

Im allgemeinen Fall kann diese als sensible und latente Wärmespeicherung erfolgen. Bis jetzt ist nur die sensible Wärmespeicherung behandelt worden, die an eine Temperaturänderung gekoppelt ist.

Die latente Wärmespeicherung beinhaltet einen Phasenwechsel bei annähernd konstanter Temperatur. In Abbildung 3-6 ist die Wärmespeicherung symbolisch dargestellt. Aufgrund dieser Eigenschaft wird der Wärmetransport einer PCM-Schicht genau behandelt.



**Abbildung 3-6 Symbolische Darstellung der Wärmespeicherung**

Die Summe der in einem bestimmten Temperaturintervall speicherbaren thermischen Energie setzt sich aus sensibler und latenter Speicherkapazität zusammen.

Um das mathematische Modell zu vereinfachen, werden folgende Annahmen getroffen:

- 1) Die PCM-Einheit wird als ein gleichmäßiges Material betrachtet, im Sinne der physikalischen und thermischen Eigenschaften, speziell der Latentwärme, Rohdichte und Wärmeleitfähigkeit.
- 2) Der Wärmetransportprozess durch die PCM-Einheit ist eindimensional.
- 3) Die Wärmeübertragung erfolgt ausschließlich durch Wärmeleitung in senkrechter Richtung zur PCM-Schicht.
- 3) Im Zustand des Phasenwechsels bleibt die Temperatur des PCM bei der Phasenwechseltemperatur  $T_w$  unverändert bis die zugefügte (aufgenommene) Energie die Schmelzenergie erreicht hat.

### 3.4.1 Wärmebilanz für ein PCM-Element

Für die PCM-Schicht kann die Wärmespeicherung sensibel mit einhergehender Temperaturänderung oder latent durch Phasenwechsel erfolgen.

Die Wärmestromdichte von der linken Seite des PCM-Elements  $i$  am Zeitschritt  $t_n$  ergibt sich aus:

$$q_{l,i}(t_n) = K_i(t_n) \cdot (T_{s,i-1,i} - T_i) \quad (3-87)$$

Für die Wärmestromdichte von der rechten Seite des PCM-Elements  $i$  am Zeitschritt  $t_n$  gilt:

$$q_{r,i}(t_n) = K_i(t_n) \cdot (T_{s,i,i+1} - T_i) \quad (3-88)$$

mit

$$K_i(t_n) = \frac{\lambda_i(t_n)}{d_i/2} \quad \text{für die Zwischenschicht und bzw.}$$

$$K_i(t_n) = \frac{\lambda_i(t_n)}{d_i} \quad \text{für die Oberflächenschicht.}$$

$T_i$	Temperatur des PCM Knotens $i$
$T_{s,i-1,i}$	Temperatur an der Schichtgrenze von Schicht $i-1$ und $i$
$T_{s,i,i+1}$	Temperatur an der Schichtgrenze von Schicht $i$ und $i+1$
$\lambda_i(t_n)$	Wärmeleitkoeffizient der PCM Schicht $i$ am Zeitschritt $t_n$ in $W/(Km)$
$d_i$	Dicke der PCM Schicht $i$ in $m$
$K_i(t_n)$	Leitwert der PCM Schicht $i$ am Zeitschritt $t_n$ in $W/(Km^2)$

Für die Differenz der Wärmestromdichte am Zeitschritt  $t_n$  erhält man

$$\Delta q_i(t_n) = q_{l,i}(t_n) + q_{r,i}(t_n) \quad (3-89)$$

und für die Differenz der Wärmestromdichte am Zeitschritt  $t_{n-1}$

$$\Delta q_i(t_{n-1}) = q_{l,i}(t_{n-1}) + q_{r,i}(t_{n-1}) \quad (3-90)$$

Die übertragene Wärme im Zeitintervall  $\Delta t$  ergibt sich aus:

$$Q_{l,i} = q_{l,i} \cdot A \cdot \Delta t = K_i(T) \cdot (T_{s,i-1,i} - T_i) \cdot A \cdot \Delta t \quad (3-91)$$

$$Q_{r,i} = q_{r,i} \cdot A \cdot \Delta t = K_i(T) \cdot (T_{s,i,i+1} - T_i) \cdot A \cdot \Delta t \quad (3-92)$$

und der Wärmegewinn im Zeitschritt  $\Delta t$  aus

$$\Delta Q_i = \Delta q_i \cdot A \cdot \Delta t = (q_{l,i} + q_{r,i}) \cdot A \cdot \Delta t \quad (3-93)$$

Für die gesamte übertragene Wärme bis zum Zeitschritt  $t_n$  gilt dann:

$$Q_{i,timestepn} = A \cdot \left( \int_0^{t_n} \Delta q_i(t_n) dt \right) \quad (3-94)$$

und für die gesamte übertragene Wärme bis zum Zeitschritt  $t_{n-1}$ :

$$Q_{i,timestepn-1} = A \cdot \left( \int_0^{t_{n-1}} \Delta q_i(t_{n-1}) dt \right) \quad (3-95)$$

Die Wärmegewinne zwischen Zeitschritt  $t_n$  und  $t_{n-1}$  erhält man aus:

$$\Delta Q_i(t) = Q_{i,timestepn} - Q_{i,timestep(n-1)} = A \cdot \left( \int_0^{t_n} \Delta q_i(t_n) dt - \int_0^{t_{n-1}} \Delta q_i(t_{n-1}) dt \right) \quad (3-96)$$

### 3.4.2 Temperaturänderung und Phasenumwandlung

Anhand der PCM-Temperatur und der Wärmegewinne jedes Zeitschrittes wird es möglich sein, die Temperaturerhöhung des PCMs in einem Zeitschritt festzustellen. Daraus folgend können die Temperatur und der Phasenzustand des PCMs am Ende eines Zeitschrittes berechnet werden.

Im sensiblen Zustand:

Für die Temperaturerhöhung am Ende eines Zeitschrittes erhält man:

$$\Delta T_i = \frac{\Delta Q_i}{\Delta m_i \cdot c_i(T)} = \frac{\Delta q_i \cdot A_i \cdot \Delta t}{\rho_i(T) \cdot A_i \cdot \Delta x_i \cdot c_i(T)} = \frac{\Delta q_i \cdot \Delta t}{\rho_i(T) \cdot c_i(T) \cdot \Delta x_i} \quad , \quad (3-97)$$

wobei gilt:

- $\Delta Q_i$  Wärmegewinn am Ende eines Zeitschrittes in Joule
- $\Delta m_i$  Masse des PCM-Elementes in kg
- $\Delta x_i$  Schichtdicke des PCM-Elementes in m
- $C_i(T)$  spezifische Wärmekapazität vom PCM in J/kgK

Die Temperatur des PCM am Ende eines Zeitschrittes beträgt dann:

$$Tn_i = T_i + \Delta T_i \quad (3-98)$$

Phasenwechsel:

Im Latentbereich ist der Wärmetransport im PCM ein komplexer Prozess. Bei Erreichen der Phasenwechseltemperatur beginnt der feste PCM seinen Aggregatzustand von fest nach flüssig zu ändern, falls weitere Wärme zugeführt wird. Während des Phasenwechsels kann sich das PCM in drei Zuständen befinden: fest, flüssig und breiig. Um den Phasenwechsel wärmetechnisch zu beschreiben, wird in Anlehnung an [15] eine neue Variable „Phase“ mit folgenden Definitionen eingeführt.

- Phase = 0 vollkommen erstarrtes Medium
- Phase = 1 vollkommen geschmolzenes Medium

„Phase“ gibt den „geschmolzenen“ Anteil an. Damit können dann durch einfache Wichtungen die Stoffwerte näherungsweise berechnet werden.

Für die Wärmeleitfähigkeit des Latentspeichermaterials gilt für das Volumenelement i:

$$\lambda_{ph} = \lambda_{fest} \cdot (1 - Phase) + \lambda_{fl} \cdot Phase \quad (3-99)$$

mit

$\lambda_{ph}$  Wärmeleitfähigkeit für das im Phasenwechsel befindliche Latentspeichermaterial

$\lambda_{fest}$  Wärmeleitfähigkeit für das erstarrte Latentspeichermaterial

$\lambda_{fl}$  Wärmeleitfähigkeit für das geschmolzene (flüssige) Latentspeichermaterial

Für die Wärmekapazität des Latentspeichermaterials gilt für das Volumenelement i:

$$c_{ph} = c_{fest} \cdot (1 - Phase) + c_{fl} \cdot Phase \quad (3-100)$$

mit

$c_{ph}$  Wärmekapazität für das im Phasenwechsel befindliche Latentspeichermaterial

$c_{fest}$  Wärmekapazität für das erstarrte Latentspeichermaterial

$c_{fl}$  Wärmekapazität für das geschmolzene (flüssige) Latentspeichermaterial

Phasenumwandlungswärme für das Volumenelement  $\Delta V = \Delta x \cdot A$  mit der Masse  $\Delta m$

$$Q_{phase} = \Delta m \cdot h = \Delta V \cdot \rho(T) \cdot h \quad (3-101)$$

Dabei ist

h: Phasenwandelenthalpie in J/kg

$Q_{Phase}$  Schmelzenergie vom PCM in Joule

Ausgehend von der Temperatur des PCM-Knotens  $T$  am Anfang eines Zeitschrittes werden drei Fälle unterscheiden:

- 1)  $T = T_w$
- 2)  $T > T_w$
- 3)  $T < T_w$

Wobei  $T_w$  die Phasenwechseltemperatur zwischen festem und flüssigem Zustand ist.

Als nächstes wird für jeden Temperaturbereich an Hand des Wärmegewinns  $\Delta Q$  überprüft, ob am Ende jenes Zeitschrittes eine Änderung des Phasenzustandes erreicht wird. Daraus folgend werden die Ausgangswerte wie Knotentemperatur  $T_{ni}$  und Phasenzustand „Phase“ am Ende des Zeitschrittes berechnet.

In Tabelle 3-10 sind die Rechenabläufe für die drei Fälle der PCM-Temperatur in einer Programmstruktur dargestellt.

Tabelle 3-10 Rechenabläufe der PCM-Schicht

$T = T_w$	$\Delta Q \geq 0$	IF $\Delta Q < (1 - Phase) \cdot Q_{Phase}$	$T = T_w$ $Phase = Phase + \frac{\Delta Q}{Q_{Phase}}$
		Else	$T = T_w + \frac{\Delta Q - (1 - Phase) \cdot Q_{Phase}}{\Delta m \cdot c}$ $Phase = 1$
	$\Delta Q < 0$	IF $ \Delta Q  < Phase \cdot Q_{Phase}$	$T = T_w$ $Phase = Phase + \frac{\Delta Q}{Q_{Phase}}$
		Else	$T = T_w + \frac{\Delta Q + Phase \cdot Q_{Phase}}{\Delta m \cdot c}$ $Phase = 0$
$T > T_w$	$\Delta Q \geq 0$		$T = T + \frac{\Delta Q}{\Delta m \cdot c}$ $Phase = 1$
	$\Delta Q < 0$	IF $ \Delta Q  \geq \Delta m \cdot c \cdot (T - T_w)$	$T = T_w$ $Phase = Phase - \frac{ \Delta Q  - \Delta m \cdot c \cdot (T - T_w)}{Q_{Phase}}$
		Else	$T = T + \frac{\Delta Q}{\Delta m \cdot c}$ $Phase = Phase$
$T < T_w$	$\Delta Q > 0$	IF $\Delta Q \geq \Delta m \cdot c \cdot (T_w - T)$	$T = T_w$ $Phase = Phase + \frac{\Delta Q - \Delta m \cdot c \cdot (T_w - T)}{Q_{Phase}}$
		Else	$T = T + \frac{\Delta Q}{\Delta m \cdot c}$ $Phase = Phase$
	$\Delta Q \leq 0$		$T = T + \frac{\Delta Q}{\Delta m \cdot c}$ $Phase = Phase$

## 4 Validierung des Berechnungsverfahrens

Basierend auf dem Ergebnis im Kapitel 3 über den Wärmetransport zwischen Bauteilen wird auf der Simulink-Plattform ein Simulationsprogramm entwickelt. Mit diesem Programm ist es möglich, das thermische Verhalten eines Raumes bzw. eines Bauteils unter Einsatz von PCM zu untersuchen.

In diesem Kapitel wird das entwickelte Simulationsprogramm validiert. Anhand von zwei Messobjekten werden die Simulationsmodelle nachgebildet.

Messobjekt 1 ist eine aus Polystyrolplatten zusammengeklebte Box. In dieser Box werden Messungen durchgeführt für die Fälle mit und ohne Einsatz von Latentspeichermaterialien.

Messobjekt 2 ist eine in einer Laborhalle aufgestellte Klimakammer. Die Messung wurde von einer unabhängigen Forschungseinrichtung im Auftrag der Firma DÖRKEN durchgeführt. Die bauphysikalischen Eigenschaften des Containers und die Messdaten wurden zur Verfügung gestellt.

In nachfolgenden Unterkapiteln werden die Eigenschaften der Messprojekte bzw. die Messbedingungen ausführlich dargestellt. Unter unterschiedlichen Messbedingungen werden die Oberflächentemperatur der raumumschließenden Bauteile und die Raumtemperatur gemessen.

Am Ende des Kapitels werden die Ergebnisse aus der Messung bzw. aus der Berechnung gegenübergestellt, und die Differenz zwischen Messergebnis und Rechenergebnis analysiert.

### 4.1 Messung und Simulation am Messobjekt 1

#### 4.1.1 Darstellung des Messobjektes

Der Aufbau des Messsystems ist in folgender Abbildung zu sehen.



Abbildung 4-1 Versuchsaufbau vom Messobjekt 1

Wie Abbildung 4-1 zeigt, besteht das Messsystem aus folgenden Teilen:

- Messbox aus Polystyrolplatten
- Temperatursensoren
- Heizplatte
- Datenlogger
- Personal Computer mit entsprechender Software

Die mit dem Temperatursensor gemessenen Spannungen werden mittels Datenlogger in digitale Daten umgewandelt, und mit entsprechender Software in Temperaturen umgerechnet und aufgezeichnet.

Mit diesem Messsystem werden zwei Latentspeichermaterialien untersucht:

- Paraffin mit einer Phasenwechseltemperatur von 40°C
- Salzhydrat mit einer Phasenwechseltemperatur zwischen 22°C und 28°C

Kenndaten der Messbox:

Aufbau der Bauteile: XPS-Platte 0,1 m

Innenmaße: LxBxH: 0,7x0,38x0,3 m

#### 4.1.2 Einsatz von Paraffin

Paraffin mit einer Phasenwechseltemperatur von 40°C wurde in einem Klimaschrank geschmolzen und anschließend in kleine Alu-Behälter gegossen. Die mit Paraffin gefüllten Alu-Behälter wurden auf einem in der Messbox aufgehängten Metallkorb aufgestellt, wie in Abbildung 4-2 dargestellt.

Als interne Wärmequelle wurde eine Heizplatte mit 60W Leistung am Boden der Box angebracht. Für die Luftbewegung bzw. Durchströmung in der Box wurde seitlich in die Box ein kleiner Ventilator gestellt.

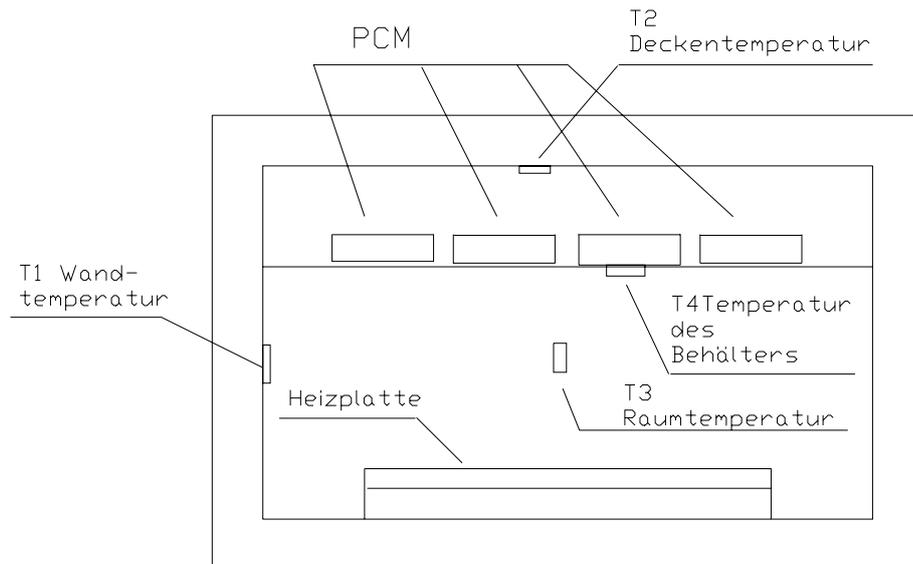


Abbildung 4-2 Einsatz von Paraffin in Messbox

Folgende 4 Temperaturen wurden mittels der angebrachten Temperatursensoren gemessen:

- Oberflächentemperatur einer Wand
- Oberflächentemperatur der Decke
- Lufttemperatur in der Messbox
- Oberflächentemperatur der Unterseite des Alubehälters

Die Anordnung der Thermoelemente in der Messbox ist in Abbildung 4-3 dargestellt.



**Abbildung 4-3 Symbolische Darstellung der Anordnung von Thermoelemente**

Obwohl aufgrund der hohen Phasenwechseltemperatur dieses Paraffins seine Anwendung im Raumtemperaturbereich nicht interessant ist, könnte Paraffin in anderen Bereichen eingesetzt werden, z.B. im Anlagenraum einer Basisstation eines Mobilfunknetzes. Bei diesem Versuch geht es darum, die temperatursenkende Wirkung von Paraffin zu testen. Es wird dafür keine Simulationsberechnung durchgeführt.

Die Messergebnisse sind in den nachfolgenden Diagrammen dargestellt. In Abbildung 4-4 ist der Temperaturverlauf für den Fall mit Paraffin beim Aufheizvorgang dargestellt. Alle 10 Sekunden wurde die Temperatur ermittelt. Bei der Betrachtung der vier Temperaturkurven erkennt man, dass die Kurve für die Oberflächentemperatur des Alu-Behälters mit Paraffin (T4) am flachsten ist.

In Abbildung 4-5 ist der Temperaturverlauf ohne Einsatz vom Paraffin zu sehen. Durch Vergleich der zwei Diagramme ist ersichtlich, dass ohne Paraffin die Temperaturen ungefähr doppelt so schnell angestiegen sind als mit Paraffin.

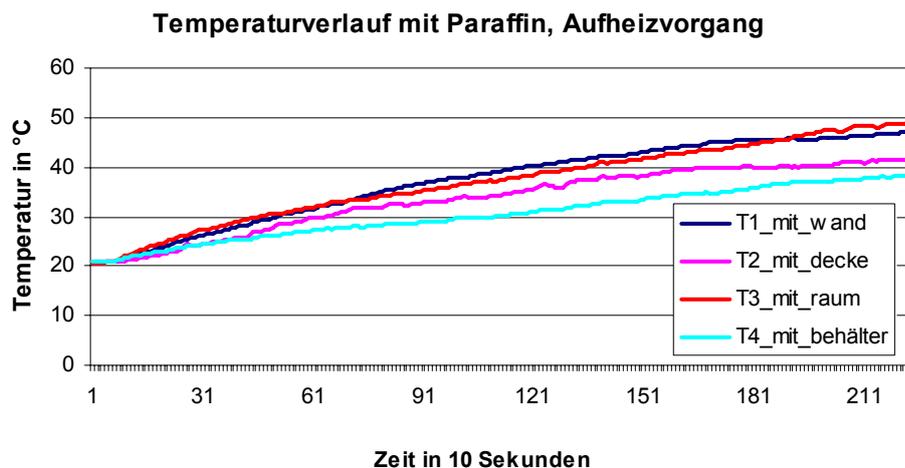


Abbildung 4-4 Temperaturverlauf beim Aufheizen in der Messbox mit Paraffin

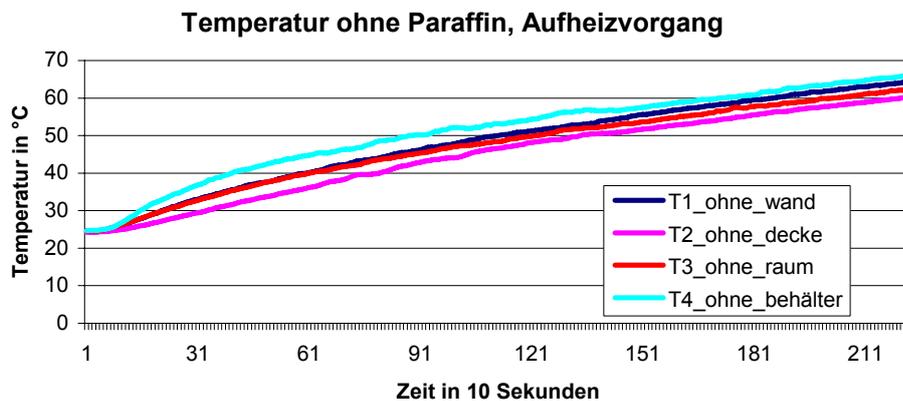


Abbildung 4-5 Temperaturverlauf beim Aufheizen in der Messbox ohne Paraffin

Für den Abkühlvorgang ist es vorstellbar, dass die Box mit Paraffin viel langsamer abkühlt, als die ohne Paraffin, zurückzuführen auf die im Paraffin gespeicherte Latentwärme.

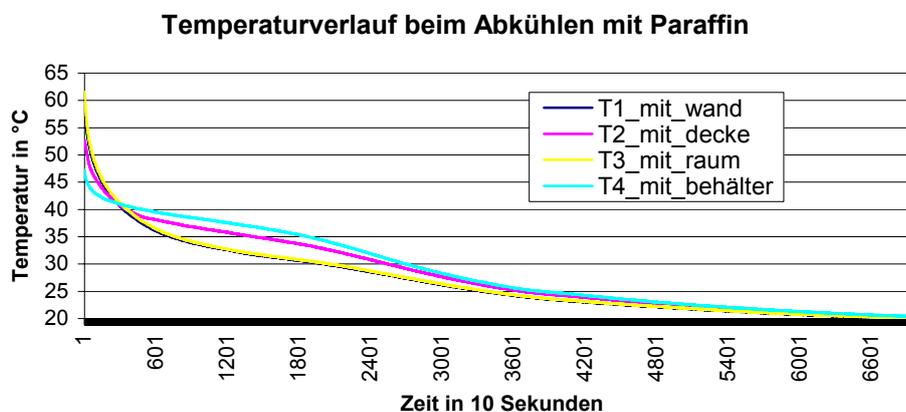


Abbildung 4-6 Temperaturverlauf beim Abkühlen in der Messbox mit Paraffin

Der Temperaturverlauf beim Abkühlen für die Fälle mit bzw. ohne Paraffin ist in Abbildung 4-6 und in Abbildung 4-7 dargestellt.

Ein Vergleich der Diagramme in Abbildung 4-6 und Abbildung 4-7 zeigt, dass die Box ohne Paraffin ungefähr doppelt so schnell abkühlt wie die mit Paraffin.

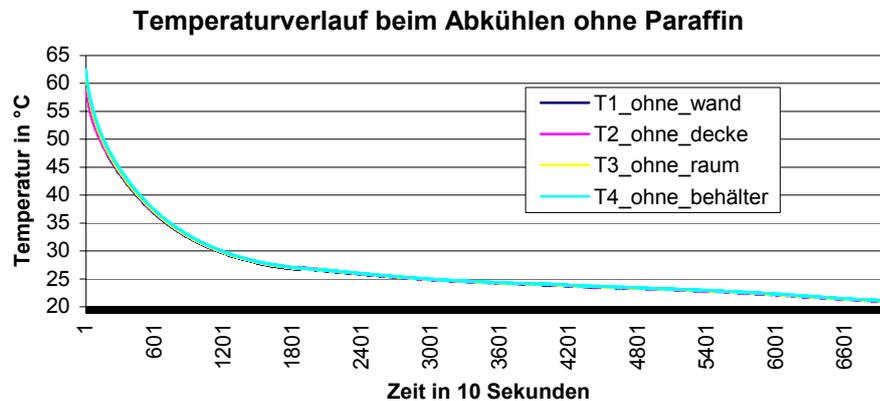


Abbildung 4-7 Temperaturverlauf beim Abkühlen in der Messbox ohne Paraffin

In Abbildung 4-8 ist die Raumlufttemperatur für mit bzw. ohne Einsatz von Paraffin in der Box gegenübergestellt. Die temperaturstabilisierende Wirkung von Paraffin ist eindeutig zu erkennen. Die Box mit Paraffin wärmt sich wesentlich langsamer auf, als die ohne Paraffin. Innerhalb einer Aufheizperiode ist eine Differenz von max. 12 °C erzielt worden.

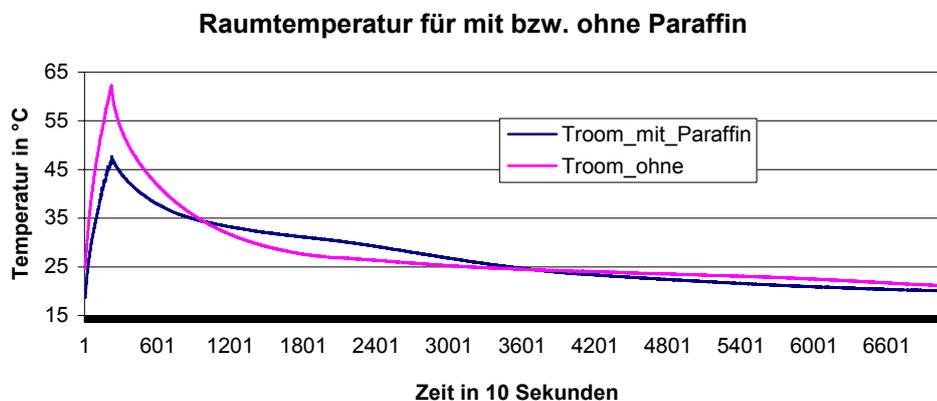


Abbildung 4-8 Raumtemperatur bei Aufheizen und Abkühlen mit bzw. ohne Paraffin

### 4.1.3 Einsatz eines vorgefertigten Kühlelements aus Salzhydrat (PCM)

Für die Untersuchung der temperaturstabilisierenden Wirkung von PCM auf die Raumtemperatur werden Versuche für zwei mögliche Anbringungsarten von PCM-Kühlelementen durchgeführt. Es werden zwei Fälle unterschieden:

- PCM auf einem in der Box aufgehängten Maschendrahtkorb und
- PCM auf einer in der Box abgehängten Alu-Platte

Im ersten Fall ist PCM direkt mit Raumluft in Verbindung, der Wärmeaustausch erfolgt hauptsächlich über Strahlung und Konvektion. Anhand dieser Messung und auch den Ergebnissen der nachfolgenden Simulation wird versucht, das Rechenverfahren für die Berechnung der Latentspeicherwirkung von PCM-Produkten, die direkt mit Raumluft in Verbindung sind, zu validieren.

Im zweiten Fall ist PCM auf der abgehängten Aluplatte angebracht, die Wärmeübertragung erfolgt hauptsächlich einerseits durch Wärmeleitung zur Aluplatte und andererseits durch Strahlung und Konvektion zur Luft in dem geschlossenen Luftspalt. Damit wird versucht, das Rechenverfahren für die Berechnung der Latentspeicherwirkung von PCM-Produkten, die hinter der abgehängten Decke angebracht sind, zu validieren.

#### 4.1.3.1 Eigenschaften von verwendeten PCM-Produkten

Bei dem Messobjekt wurden Kühlelemente mit Salzhydrat als Inhaltstoff verwendet. Speziell für diese Messung wurde die Aluminium-Verkapselung verwendet. Die Dimensionen betragen 300 x 600 mm.

Die bauphysikalischen Eigenschaften der PCM-Kühlelemente sind in der Tabelle 4-1 zusammengefasst.

**Tabelle 4-1 Bauphysikalische Eigenschaften der PCM-Elemente**

Material- Eigenschaft	Einheit	Wert
Phasenwechseltemperatur	°C	22-28
Kristallisationstemperatur	°C	22
Schmelzenergie	kJ/kg	158
Dichte (fest/flüssig)	kg/L	1,6/1,5
Wärmekapazität (fest/flüssig)	kJ/(kgK)	2,7/2,2
Wärmeleitfähigkeit (fest/flüssig)	W/(mK)	1,12/0,56
max. zul. Temperatur	°C	60

#### 4.1.3.2 Messung und Berechnung für die Polystyrolbox ohne Einsatz von PCM

Die Messbox wurde in einem beheizten Laborraum aufgestellt. Es wurden folgende Temperaturen aufgezeichnet

- Lufttemperatur in der geometrischen Mitte der Messbox
- Oberflächentemperatur der Südwand
- Oberflächentemperatur der Decke
- Lufttemperatur im Laborraum nahe der Messbox.

Als interne Wärmequelle wurde eine Heizplatte mit 15 W Leistung am Boden der Box angebracht. Für die Luftbewegung bzw. Durchströmung in der Box wurde seitlich in die Box ein kleiner Ventilator gestellt.

Stoffeigenschaften der Polystyrolplatten:

$$\rho = 30 \text{ kg/m}^3, \lambda = 0,035 \text{ W/(mK)}, c_p = 1450 \text{ J/kgK}, d = 0,1 \text{ m}$$

Ermittlung der wirksamen Wärmekapazität der Messbox:

Bei dem Versuch mit 15 W Heizleistung wurde die Raumtemperatur in der Box innerhalb 15 Minuten von 20 °C auf 30 °C gesteigert. Für die Berechnung der wirksamen Wärmekapazität wurde eine Periodendauer T von 15 Minuten eingesetzt.

Das folgende Berechnungsverfahren setzt voraus, dass die Übergangswiderstände für beide Bauteiloberflächen vernachlässigt werden. Nach EN ISO 13786 wird die periodische Eindringtiefe  $\delta$  nach folgender Formel berechnet:

$$\delta = \sqrt{\frac{\lambda \cdot T}{\pi \cdot \rho \cdot c_p}} = \sqrt{\frac{0,035 \cdot 15 \cdot 60}{\pi \cdot 30 \cdot 1450}} = 0,015 \text{ m}$$

Für  $d \geq 2\delta$  ist die flächenbezogene wirksame Wärmekapazität  $\chi_m$  nach folgender Gleichung zu berechnen:

$$\chi_m = \frac{\delta \cdot \rho \cdot c}{\sqrt{2}} = 499 \text{ J/(m}^2\text{K)}$$

Die Umschließungsfläche der Messbox beträgt 1,18 m<sup>2</sup>, damit ist die gesamte wirksame Wärmekapazität der Bauteile  $C_{\text{Bauteil}}$  589 J/K.

Die Messbox enthält noch Heizplatte und Ventilator, die auch einen geringeren Anteil zur wirksamen Wärmekapazität beitragen.

$$C_{\text{Heizung}} = 0,5 \text{ kg} \cdot 380 \text{ (J / kgK)} = 190 \text{ J/K}$$

Für die Berechnung der Temperatur in der Messbox wird die gesamte wirksame Wärmekapazität  $C_{\text{ges}}$  mit 780 J/K angesetzt.

In der Tabelle 4-2 sind die bauphysikalischen Eigenschaften der Bauteile der Messbox zusammengefasst.

**Tabelle 4-2 Eigenschaften der Bauteile der Messbox**

Oberfläche Nummer	1	2	3	4	5	6	Summe
Oberfläche Name	Südwand	Nordwand	Ostwand	Westwand	Fußboden	Decke	
d (m)	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	
Fläche A (m <sup>2</sup> )	0.21	0.21	0.114	0.114	0.266	0.266	1.18
Orientierung $\alpha$	0	180	-90	90	0	0	
Neigung $\beta$	90	90	90	90	0	180	
Speicherkapazität der Inneneinrichtung							190
Speicherkapazität der Umschließungsfläche							589
gesamte Speicherkapazität C(J/K)							779

Für die Darstellung der Wirkung von PCM auf die Raumtemperatur sind die Raumlufttemperatur bzw. die Oberflächentemperatur der Wände von Interesse.

Nachfolgend sind die Ergebnisse aus der Messung und der Berechnung zusammengestellt. Die Aufzeichnung der Messwerte erfolgte in 10 Sekunden Intervallen.

In Abbildung 4-9 ist der Verlauf der Raumlufttemperatur aus der Messung und aus der Berechnung dargestellt. Die Differenz zwischen den zwei Kurven ist minimal. Abbildung 4-10 zeigt, dass die maximale Differenz der Temperatur 0,55 °C in der Abkühlphase beträgt. Die maximale Raumlufttemperatur aus der Messung und aus der Berechnung stimmt mit einer Differenz von 0,002 °C fast überein.

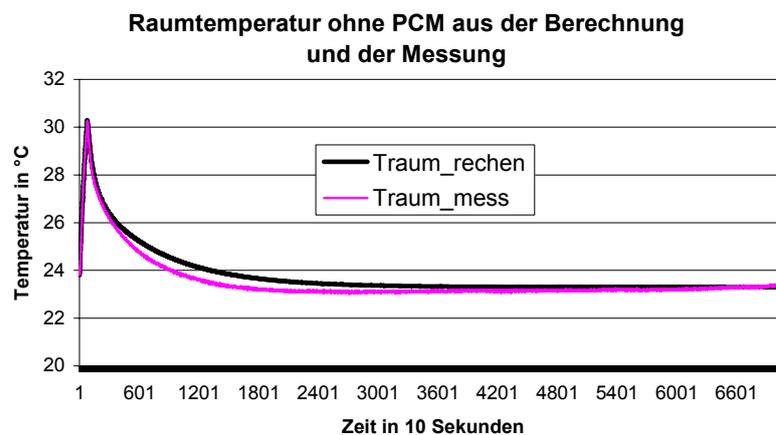


Abbildung 4-9 Raumtemperaturverlauf ohne Einsatz von PCM aus der Messung und der Berechnung

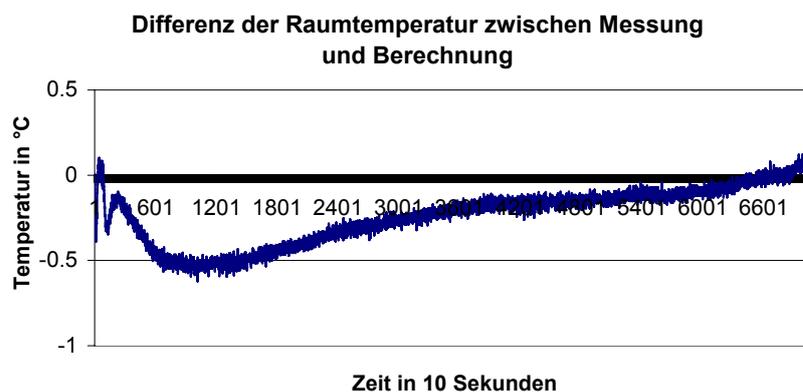


Abbildung 4-10 Differenz der Raumtemperatur zwischen Messung und Berechnung

Die Oberflächentemperatur der Südwand aus der Messung und der Berechnung und deren Differenz sind in Abbildung 4-11 und Abbildung 4-12 dargestellt. Die maximale Differenz liegt unter 1 °C.

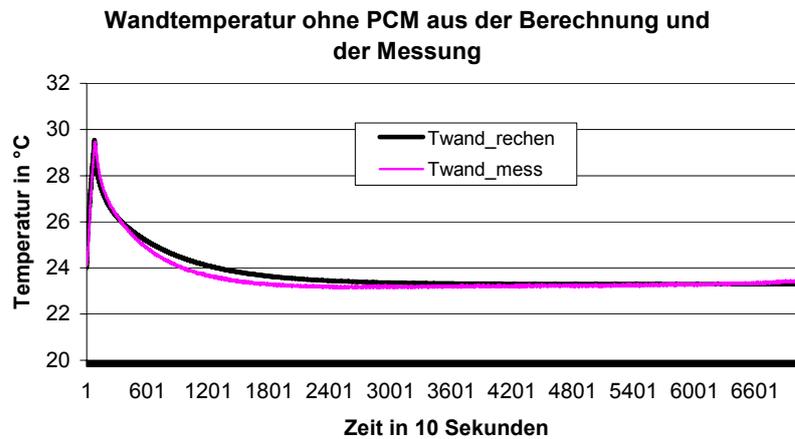


Abbildung 4-11 Oberflächentemperatur einer Wand aus der Messung und der Berechnung

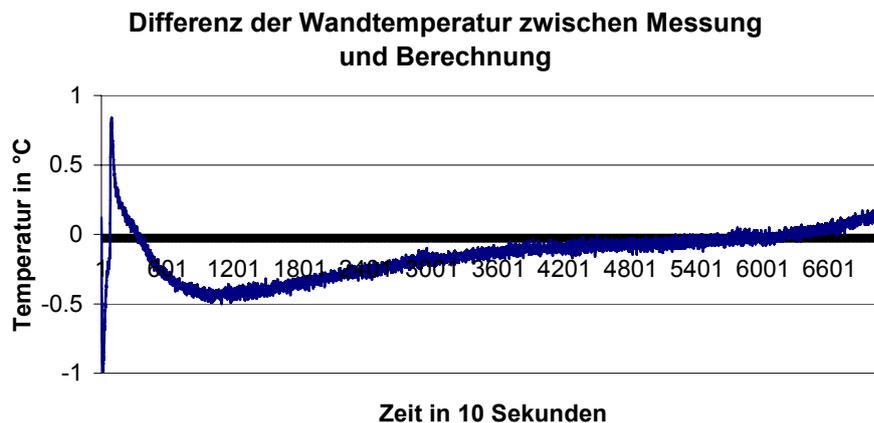


Abbildung 4-12 Differenz der Oberflächentemperatur zwischen Messung und Berechnung

Die Ergebnisse lassen den Schluss zu, dass das Simulationsmodell der Messbox für den Fall ohne Einsatz von PCM als gut validiert zu betrachten ist. Darauf aufbauend wird im nächsten Kapitel das Simulationsmodell mit Einsatz von PCM untersucht. Es werden folgende zwei Installationsarten für PCM in der Box untersucht:

- PCM-Elemente auf Maschendrahtkorb
- PCM-Elemente auf Aluminiumplatte

### 4.1.3.3 PCM-Elemente auf Maschendrahtkorb



Abbildung 4-13 Einsatz von PCM-Elemente auf Maschendrahtkorb

Die Anordnung der Thermoelemente ist in Abbildung 4-14 symbolisch dargestellt.

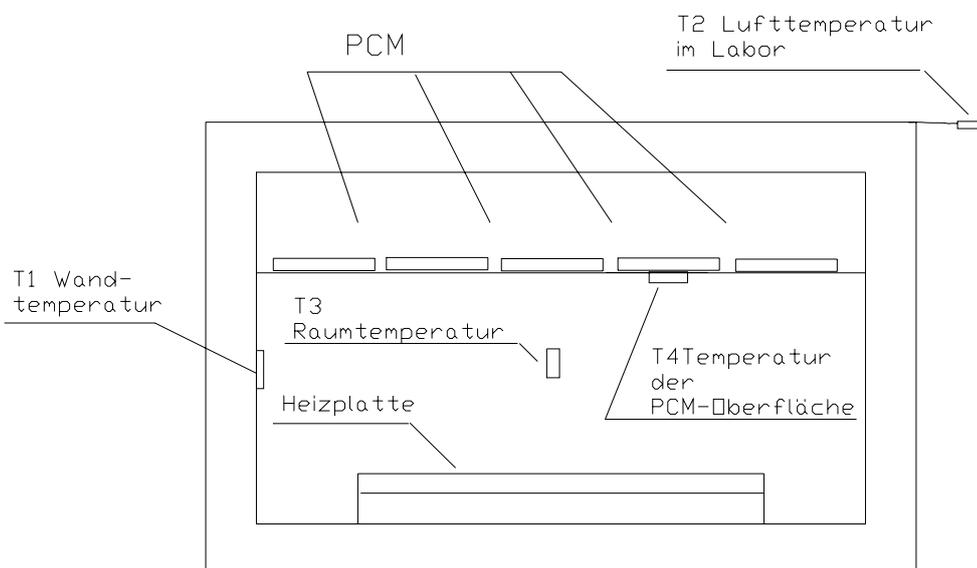


Abbildung 4-14 Symbolische Darstellung der Anordnung von PCM und Thermoelemente in der Messbox

Die Aufheizperiode beträgt ca. 250 Minuten. Nach EN ISO 13786 wird die periodische Eindringtiefe  $\delta$  nach folgender Formel berechnet.

$$\delta = \sqrt{\frac{\lambda \cdot T}{\pi \cdot \rho \cdot c_p}} = \sqrt{\frac{0,035 \cdot 250 \cdot 60}{\pi \cdot 30 \cdot 1450}} = 0,062 \text{ m}$$

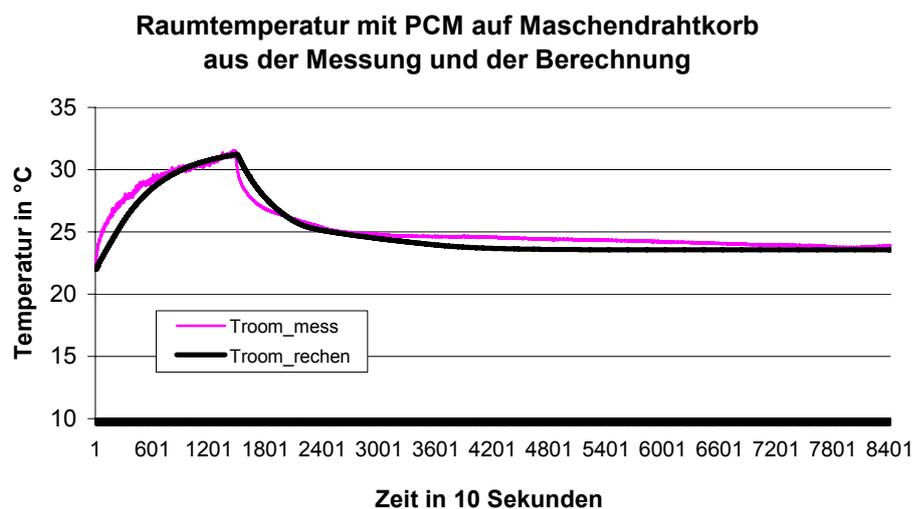
Die Speicherkapazität der Bauteile ist in Tabelle 4-3 zusammengestellt. Die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  von PCM beträgt 2200 J/(kgK). Die wirksame Speicherkapazität von PCM ist nach folgender Gleichung zu berechnen:

$$C_{pcm} = 2200 \text{ J/(kgK)} \cdot 1,5 \text{ kg} = 3300 \text{ J/K}$$

**Tabelle 4-3 Eigenschaften der Bauteile der Messbox mit PCM auf Metallgitter**

Oberfläche Nummer	1	2	3	4	5	6	7
Oberfläche Name	Südwand	Nordwand	Ostwand	Westwand	Fußboden	Decke	PCM-Schicht
d (m)	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.005
Fläche A (m <sup>2</sup> )	0.21	0.21	0.114	0.114	0.266	0.266	0.196
Orientierung $\alpha$	0	180	-90	90	0	0	0
Neigung $\beta$	90	90	90	90	0	180	180
Speicherkapazität der Inneneinrichtung							190
Speicherkapazität der Umschließungsfläche							2566
Speicherkapazität der PCM-Elemente							3300
gesamte Speicherkapazität C(J/K)							6056

Die Temperatur der Raumluft aus der Messung und aus der Berechnung ist in Abbildung 4-15 angegeben.



**Abbildung 4-15 Raumtemperatur aus der Messung und der Berechnung, PCM auf Maschendrahtkorb**

Für den Wärmeschutz eines Gebäudes sind die maximale Temperatur im Sommer und die minimale Temperatur im Winter am bedeutendsten. In diesem Sinn ist das Rechenergebnis zufrieden stellend. Für die Raumtemperatur beträgt die Differenz der maximalen Raumtemperatur 0,2 °C.

Die etwas größeren Abweichungen von etwa 2 °C zwischen den Mess- und Rechenwerten kommen am Anfang der Aufheiz- und Abkühlphase vor. Sie sind möglicherweise auf die Speicherkapazität der PCM zurückzuführen.

Die physikalische Definition der flächenbezogenen wirksamen Wärmespeicherkapazität eines Bauteils bezieht sich auf periodische Temperaturschwankungen und die dadurch hervorgerufenen Oszillationen des Wärmestroms an den Bauteiloberflächen. Die wirksame Wärmekapazität ist eine dynamische physikalische Kenngröße und hängt von der periodischen Eindringtiefe ab.

Für die Untersuchung wurde eine leichte Box mit einer relativ großen Menge von PCM verwendet. Die wirksame Speicherkapazität des Messsystems wird deshalb im Wesentlichen von der Masse der PCM bestimmt. Im Lauf der Aufheiz- und Abkühlphase war sie nicht gleich.

Für die Berechnung der Raumlufttemperatur wurde der wirksamen Speicherkapazität der PCM ein konstanter Wert zugewiesen, um die komplexe Simulationsberechnung durchführen zu können.

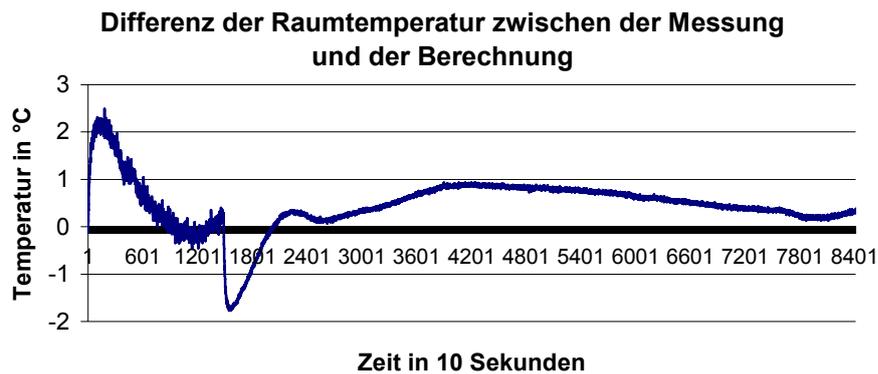


Abbildung 4-16 Differenz der Raumtemperatur zwischen der Messung und der Berechnung, PCM auf Maschendrahtkorb

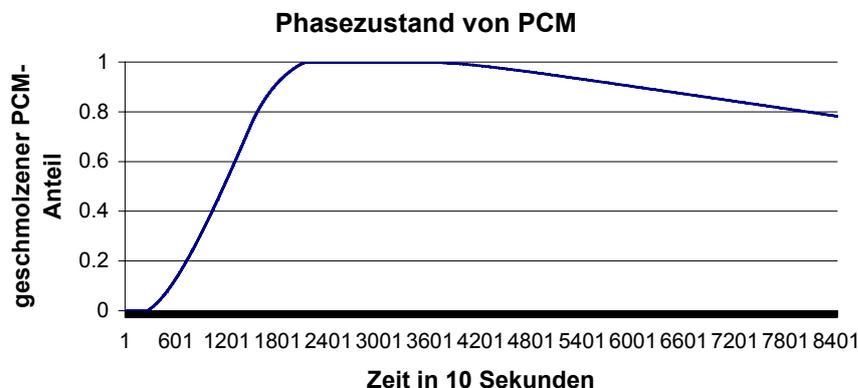


Abbildung 4-17 Anteil der geschmolzenen PCM, PCM auf Maschendrahtkorb

Auf diesem Hintergrund sind die Resultate in Abbildung 4-15 zu sehen. Am Anfang der Aufheizperiode ist die reale wirksame Wärmekapazität im Gegensatz zu dem bei der Berechnung verwendeten Wert, wesentlich kleiner. Deshalb ist die Raumlufttemperatur aus der Berechnung bis zu 2,2 K niedriger als die aus der Messung. Wie Abbildung 4-16 zeigt, kompensiert sich die Differenz in der Aufheizperiode durch die mit der Zeit steigende wirksame Wärmekapazität.

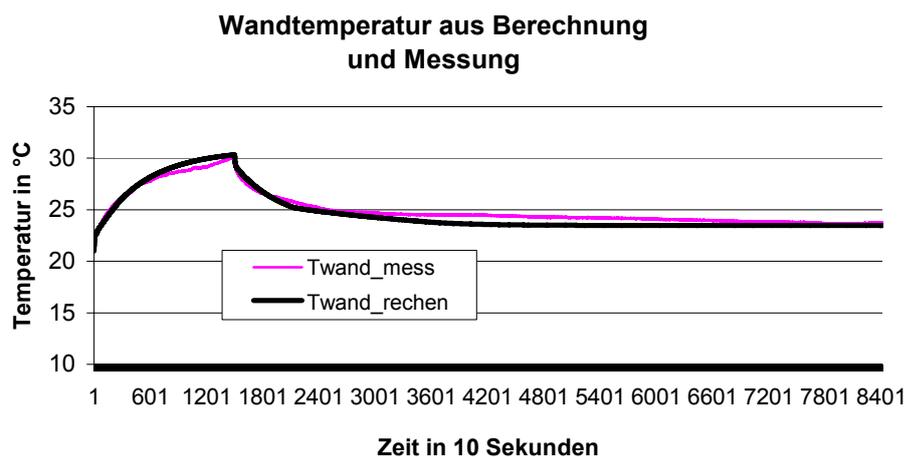
In Abbildung 4-17 ist der geschmolzene Anteil der PCM aus der Berechnung dargestellt. Es ist ersichtlich, dass nach etwa 10 Minuten die PCM zu schmelzen anfängt.

Um die Differenz der Raumtemperatur in der Periode der Abkühlung zu analysieren, müssen die Temperaturverläufe in Abbildung 4-15 und der Verlauf des geschmolzenen PCM-Anteils in Abbildung 4-17 gemeinsam betrachtet werden.

Die Aufheizphase für die Box dauert ca. 250 Minuten. Für die PCM-Kühlelemente verlängert sich die Aufheizperiode, weil sie danach noch Wärme aus der Umgebung aufnimmt bis die „Phase“ den Wert 1 erreicht, das heißt die PCM vollständig geschmolzen ist.

Für PCM ist diese Periode der Endbereich der Aufwärmphase. In der Berechnung wird die Phasenwechseltemperatur mit 25 °C angesetzt, wobei die reale Phasenwechseltemperatur von PCM im Bereich 22 – 28 °C liegt. Dies führt dazu, dass am Ende der Aufwärmphase die Temperatur aus der Berechnung etwas höher liegt als in der Realität.

Als nächstes wird die Oberflächentemperatur der Südwand betrachtet. Die Ergebnisse aus der Berechnung und der Messung sind in Abbildung 4-18 und Abbildung 4-19 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass der Temperaturverlauf in der Berechnung wirklichkeitsnah abgebildet wurde. Die maximale Temperaturdifferenz beträgt etwa 0,9 °C.

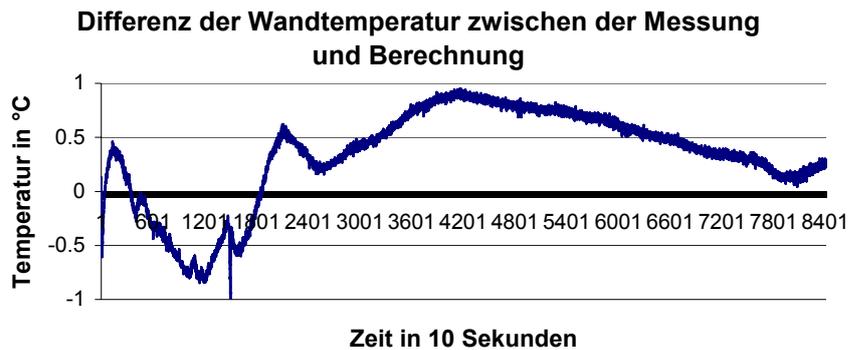


**Abbildung 4-18 Oberflächentemperatur einer Wand aus Messung und Berechnung, PCM auf Maschendrahtkorb**

Der Einfluss der dynamisch wirksamen Wärmekapazität von PCM auf die Raumtemperatur ist umso größer, je leichter das Gebäude ist. Es hängt von dem Verhältnis der wirksamen

Wärmekapazität der Gebäudehülle zu der der PCM ab. Je kleiner dieser Wert, desto größer der Einfluss.

Bei diesem Messobjekt geht es um eine extra leichte Messbox mit PCM Einsatz, dabei ist die Wärmekapazität von PCM größer als die der Gebäudehülle. Deshalb ist der Einfluss durch die wirksame Wärmekapazität auf die Raumtemperatur auch dementsprechend groß, bis maximal 2,2 °C Temperaturdifferenz zwischen Rechen- und Messwerten.



**Abbildung 4-19 Differenz der Oberflächentemperatur zwischen der Messung und der Berechnung, PCM auf Maschendrahtkorb**

Die Analyse der Differenz zwischen Rechen- und Messergebnissen lässt den Schluss zu, dass das Rechenmodell für die Box mit PCM-Elementen auf dem Maschendrahtkorb als validiert betrachtet werden kann. Speziell für die Berechnung der maximalen Raumtemperatur bietet sich das Simulationsmodell als ein sehr gutes Werkzeug an.

#### 4.1.3.4 PCM-Elemente auf Aluminiumplatte



**Abbildung 4-20 Einsatz von PCM-Elemente auf Aluminiumplatte**

Die Anordnung der Thermolemente in der Messbox ist bereits in Abbildung 4-14 symbolisch dargestellt.

Die Aufheizperiode beträgt ca. 126 Minuten. Nach EN ISO 13786 ist die periodische Eindringtiefe  $\delta$  nach folgender Formel zu berechnen:

$$\delta = \sqrt{\frac{\lambda \cdot T}{\pi \cdot \rho \cdot c_p}} = \sqrt{\frac{0,035 \cdot 126 \cdot 60}{\pi \cdot 30 \cdot 1450}} = 0,044 \text{ m}$$

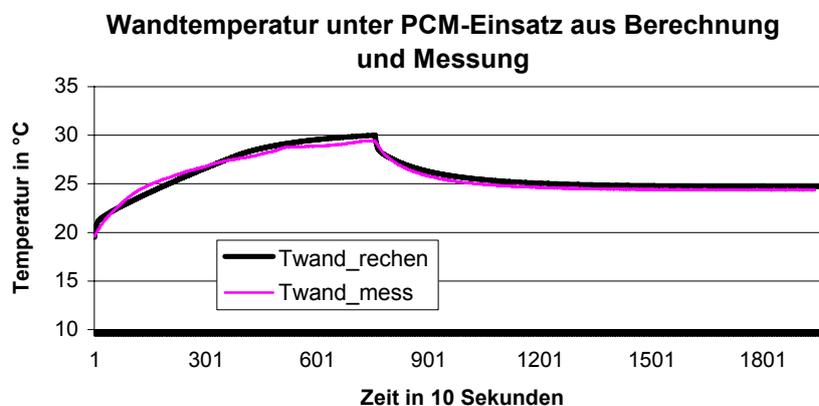
Die Speicherkapazität der Bauteile ist in Tabelle 4-4 zusammengestellt.

Die PCM-Elemente sind hinter der Alu-Platte angebracht worden. Die Alu-Platte hatte die Messbox praktisch in zwei Räume geteilt. Für die Berechnung der gesamten wirksamen Speicherkapazität wurde die Speicherkapazität von PCM für den unteren Raum nicht berücksichtigt. Die PCM-Elemente wurden als thermisch entkoppelt von der Raumluft des unteren Raumes betrachtet.

**Tabelle 4-4 Eigenschaften der Bauteile der Messbox mit PCM auf Alu-Platte**

Oberfläche Nummer	1	2	3	4	5	6
Oberfläche Name	Südwand	Nordwand	Ostwand	Westwand	Fußboden	Decke
d (m)	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.21
Fläche A (m <sup>2</sup> )	0.14	0.14	0.076	0.076	0.266	0.266
Orientierung $\alpha$	0	180	-90	90	0	0
Neigung $\beta$	90	90	90	90	0	180
Speicherkapazität der Inneneinrichtung						190
Speicherkapazität der Umschließungsfläche						1010
Speicherkapazität der Alu-Platte						554
gesamte Speicherkapazität C(J/K)						1754

Anhand der Geometrie der Messbox und der bauphysikalischen Eigenschaften des einzelnen Bauteils wird das Rechenmodell erstellt.



**Abbildung 4-21 Oberflächentemperatur der Wand aus Messung und Berechnung, PCM auf Alu-Platte**

Als erstes wird die Oberflächentemperatur der Südwand betrachtet. Der Temperaturverlauf für die Wandtemperatur aus der Berechnung und der Messung sind in Abbildung 4-21 dargestellt. Die Differenz dazwischen ist in Abbildung 4-22 dargestellt. Die Ergebnisse zeigen eindeutig, dass der Temperaturverlauf bei der Berechnung wirklichkeitsnah bis auf etwa  $0,8\text{ °C}$  wiedergegeben wird.

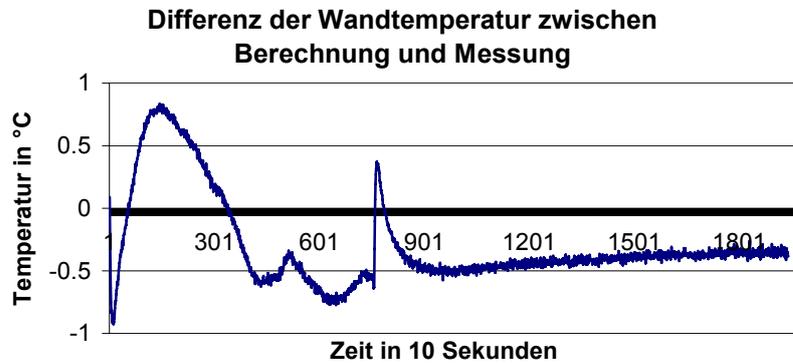


Abbildung 4-22 Differenz der Wandtemperatur zwischen Messung und Berechnung, PCM auf Alu-Platte

Als zweites wird die Raumtemperatur betrachtet. Der Verlauf für die Raumlufttemperatur bzw. deren Differenz sind in Abbildung 4-23 und Abbildung 4-24 dargestellt. Diese Diagramme zeigen, dass die theoretischen Berechnungen und die praktischen Messungen gut übereinstimmen.

Die Differenz zwischen den Mess- und Rechenwerten der Raumtemperatur wird nachfolgend analysiert. Bei näherer Betrachtung des Verlaufs der Raumtemperatur ist die Differenz erklärbar.

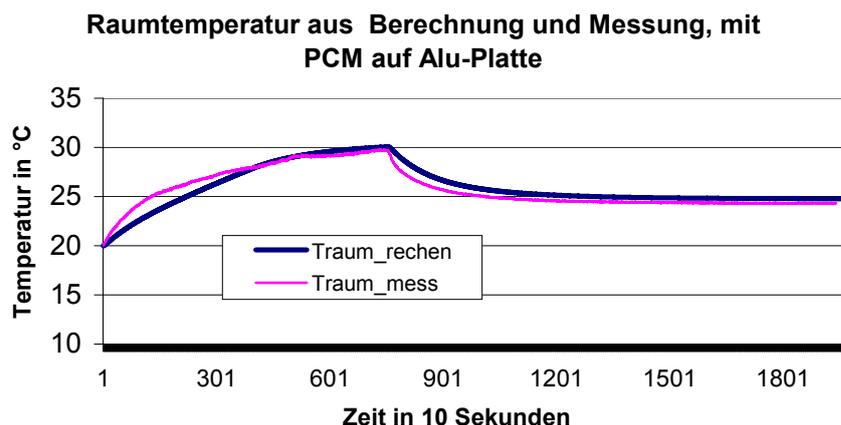


Abbildung 4-23 Raumtemperatur aus der Messung und Berechnung, PCM auf Alu-Platte

In der ersten Hälfte der Aufheizphase, bevor die PCM zu schmelzen beginnt, ist die für die Berechnung verwendete wirksame Wärmekapazität größer als der reale Wert. Deshalb ist die Raumtemperatur aus der Berechnung niedriger als die aus der Messung, die maximale Differenz in diesem Bereich beträgt  $1,8\text{ °C}$ .

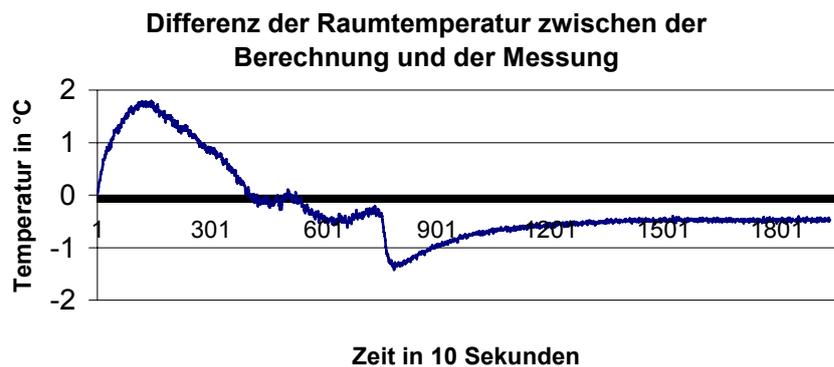


Abbildung 4-24 Differenz der Raumtemperatur zwischen Messung und Berechnung, PCM auf Alu-Platte

Im Lauf des Aufheizprozesses vergrößert sich die reale wirksame Wärmekapazität. Die Differenz zwischen den Rechen- und Messwerten verkleinert sich. Bei der maximalen Raumtemperatur beträgt die Differenz nur etwa  $0,4\text{ °C}$ .

Nach dem Ausschalten der Heizung kühlt die Box langsam ab, im Gegensatz zu PCM, die in den nachfolgenden Stunden weiter Wärme aus der Umgebung aufnimmt. Dieses Verhalten wird rechnerisch simuliert und in Abbildung 4-25 durch die Gewichtung des geschmolzenen Anteils zur gesamten PCM-Masse dargestellt. Die Differenz in diesem Zeitraum ist auf die Vereinfachung des Phasenwechselprozesses zurückzuführen. In der Berechnung wurde der Phasenwechseltemperatur ein konstanter Wert zugeordnet statt eines Temperaturbereichs.

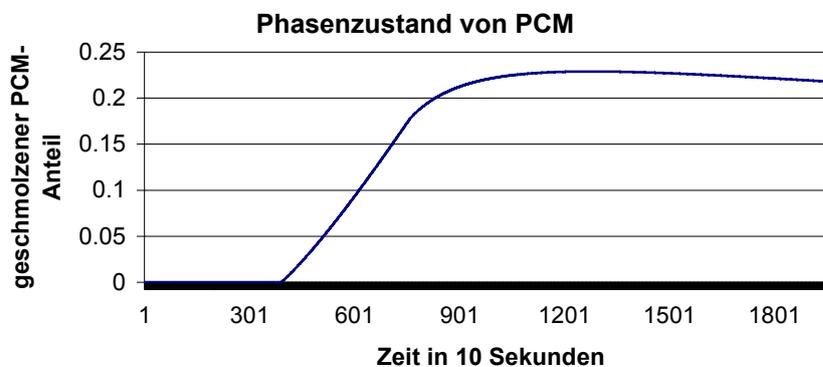


Abbildung 4-25 Anteil der geschmolzenen PCM, PCM auf Alu-Platte

#### 4.1.3.5 Zusammenfassung der Ergebnisse am Messobjekt1

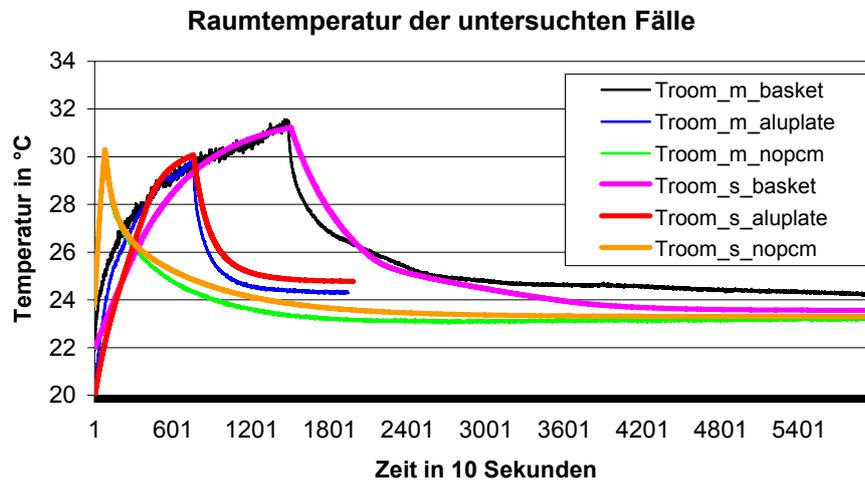
Die drei Versuche an der Polystyrolbox für die Fälle

- 1) ohne PCM
- 2) mit PCM auf Maschendrahtkorb und
- 3) mit PCM auf Alu-Platte

wurden unter gleicher Wärmelast und annähernd gleicher Labortemperatur durchgeführt. Die Temperatur am Beginn der Messung war um wenige Grad Celsius unterschiedlich,

dementsprechend wurden die Werte für die Berechnung angepasst. Der Aufheizvorgang wurde beendet, wenn die Raumtemperatur 30 °C überschritten hatte.

In Abbildung 4-26 sind die Mess- und Rechenwerte für die Raumtemperatur aus den durchgeführten Versuchen zusammengefasst.



**Abbildung 4-26 Raumtemperaturverlauf der durchgeführten Versuche**

Troom_m_basket, Troom_s_basket:	Raumtemperatur aus der Messung und Berechnung für den Fall PCM auf dem Maschendrahtkorb
Troom_m_aluplatte, Troom_s_aluplatte:	Raumtemperatur aus der Messung und Berechnung für den Fall PCM auf der Aluminiumplatte

Ein Vergleich der Ergebnisse der Berechnungen mit dem Simulationsprogramm mit jenen aus der Messung, lässt den Schluss zu, dass das Programm das thermische Verhalten des Raumes genau beschrieben hat. Die geringe Abweichung von weniger als 2 °C zwischen Rechen- und Messwerten am Anfang der Aufheizphase ist auf die verwendete konstante Wärmespeicherkapazität der PCM (statt einer dynamischen) zurückzuführen. Als konstante Speicherkapazität wurde jene am Ende der Aufheizphase angenommen, weshalb die maximale Temperatur aus der Berechnung immer jene aus der Messung widerspiegelte.

Für die zwei Versuche mit PCM-Einsatz ist es interessant zu wissen, welche Art der Anbringung von PCM eine bessere Wirkung erzielen wird. Bei genauerer Betrachtung der Diagramme ist erkennbar, dass beim Fall 3) die Raumtemperatur schneller anstieg als beim Fall 2). Das liegt daran, dass im Fall 2) die PCM mit zirkulierender Luft direkt in Verbindung waren und der Wärmeaustausch zwischen PCM und der Raumluft schneller und effizienter war.

Nachfolgend werden mit den validierten Rechenmodellen weitere Simulationen durchgeführt, um die temperaturstabilisierende Wirkung eines PCM-Einsatzes zu verdeutlichen.

Es werden folgende drei Fälle untersucht:

- Messbox ohne Einsatz von PCM, die wirksame Speicherkapazität  $C = 780 \text{ J/K}$
- Messbox mit Einsatz von PCM, mit einer Phasenwechseltemperatur von  $60^\circ\text{C}$ , die während der Berechnung nicht erreicht wird,  $C = 1754 \text{ J/K}$
- Messbox mit Einsatz von PCM mit einer Phasenwechseltemperatur von  $24^\circ\text{C}$ ,  $C = 1754 \text{ J/K}$

Die Zusammenstellung der Raumtemperaturen aus den drei Fällen ist in Abbildung 4-27 dargestellt. Wie diese Abbildung zeigt, ist die temperaturstabilisierende Wirkung von PCM eindeutig zu erkennen. Die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fällen – ohne PCM bzw. mit PCM und mit dem Phasenwechsel beträgt  $26^\circ\text{C}$ .

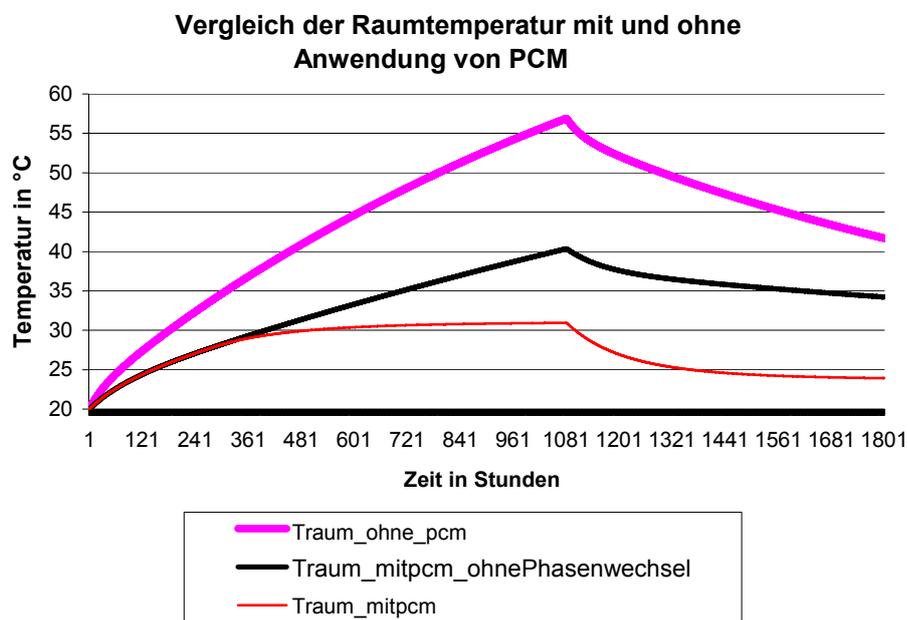


Abbildung 4-27 Vergleich der Raumtemperatur für ohne PCM-Einsatz, mit PCM-Einsatz ohne Phasenwechsel und mit Phasenwechsel

In Abbildung 4-28 ist der Phasenzustand von PCM dargestellt.

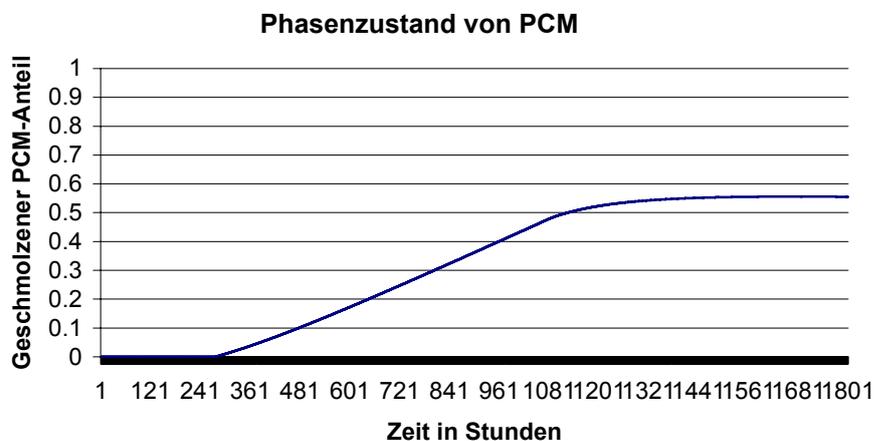


Abbildung 4-28 Anteil der geschmolzenen PCM

## 4.2 Messung und Simulation am Messobjekt 2

Im Vergleich zum vorigen Kapitel wird versucht, das Rechenverfahren für ein Objekt mit realitätsnaher Größe zu validieren.

Es wurden von der Firma Dörken Messdaten einer mit PCM ausgerüsteten Klimakammer zur Verfügung gestellt. Anhand jener bauphysikalischen Kennwerte und Messbedingungen werden Raummodelle für die Simulationsberechnung gebildet.

### 4.2.1 Darstellung des Messobjektes

Die Klimakammer als Messobjekt wurde in einer Laborhalle aufgestellt. Sie wurde mit einer an einer Wand befestigten Heizmatte beheizt. Die Heizmatte war in einem Abstand von 10 cm vor der Wand mit einer Fläche von  $2 \times 2 \text{ m}^2$  angebracht.

Die PCM-Elemente sind auf der abgehängten Decke angebracht worden. Unter vorgegebenen Messbedingungen wurden die Oberflächentemperatur der raumumschließenden Bauteile und die Raumtemperatur gemessen.

Die Abmessungen des Messobjektes sind aus der Abbildung 4-29 zu entnehmen. Die bauphysikalischen Eigenschaften der Klimakammer sind in Tabelle 4-5 zusammengefasst.

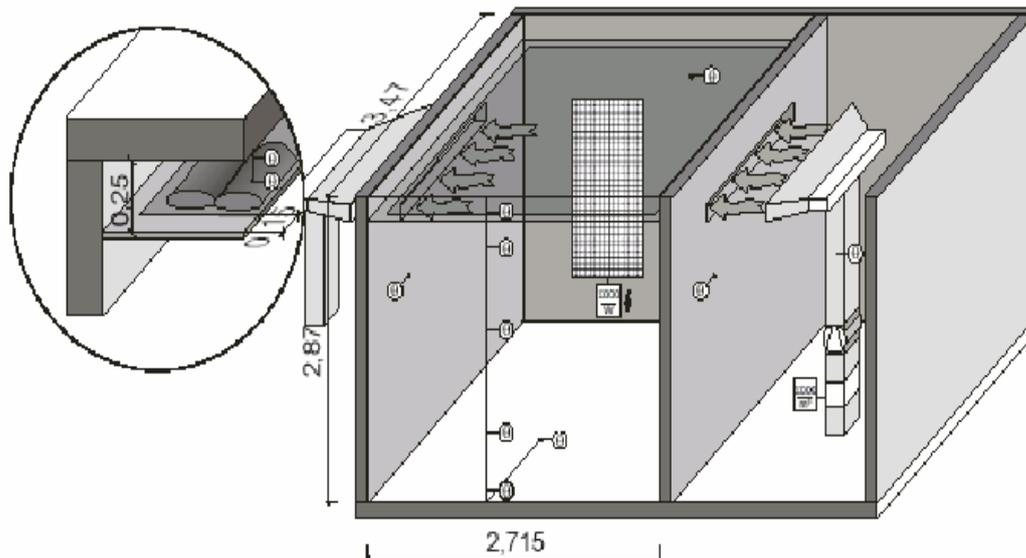


Abbildung 4-29: Symbolische Darstellung des Messobjektes Fa. Dörken

Tabelle 4-5 Bauphysikalische Eigenschaften des Messobjektes (Quelle Fa. Dörken):

Raum-Eigenschaft	Einheit	Wert
Abmessungen L x B x H	m	3,47 x 2,715 x 2,87
Raumvolumen	m <sup>3</sup>	27
U-Werte		
Wand	W/m <sup>2</sup> K	0,27
Trennwand	W/m <sup>2</sup> K	1,11
Fußboden	W/m <sup>2</sup> K	0,25
Decke	W/m <sup>2</sup> K	0,25
Raumkonstruktion	-	Verkleidung: Holzwerkstoffplatten
Deckenkonstruktion	-	Metallkassettendecke, Fabrikat OWA
Deckenfläche	m <sup>2</sup>	7,8
Abhängehöhe	cm	25
Randstreifen	cm	15
PCM-Auflage	kg, kg/m <sup>2</sup>	68 / 8,7

Die für die Simulation relevanten Messbedingungen wie Wärmelast, Luftwechselzahl und Lufttemperatur im Nebenraum werden aus den zur Verfügung gestellten Messdaten entnommen und in Abbildung 4-30, Abbildung 4-31 und Abbildung 4-32 dargestellt. Die Lufttemperatur im Labor betrug annähernd 19,5 °C während der gesamten Messzeit.

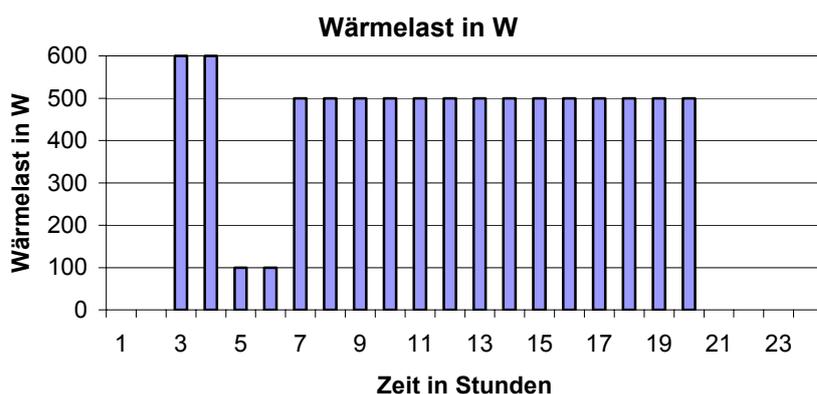


Abbildung 4-30 Wärmelast in der Klimakammer während der Messung

Anhand der vorgegebenen Raumkonstruktion aus Holzwerkstoffplatten und deren U-Werten wird der Schichtaufbau der Klimakammer konzipiert, und in Tabelle 4-6 zusammengestellt.

Tabelle 4-6: Bauphysikalische Kennwerte der Bauteile von Klimakammer

<b>Konstruktionsaufbau der Klimakammer</b>					
	<b>d</b>	<b><math>\rho</math></b>	<b><math>c_p</math></b>	<b><math>\lambda</math></b>	<b><math>d/\lambda</math></b>
	<b>m</b>	<b><math>\text{kg/m}^3</math></b>	<b>J/kgK</b>	<b>w/mk</b>	
<b>Außenwand</b>					
Spanplatte E1	0.005	900	1000	0.13	0.038
Mineralwolle	0.14	17	750	0.04	3.500
Spanplatte E1	0.005	900	1000	0.13	0.038
<b>d (m)</b>	<b>0.15</b>				3.577
R					3.747
<b>U (m<sup>2</sup>k/w)</b>					<b>0.27</b>
<b>Innenwand</b>					
Spanplatte E1	0.005	900	1000	0.13	0.038
Mineralwolle	0.025	17	750	0.04	0.625
Spanplatte E1	0.005	900	1000	0.13	0.038
<b>d (m)</b>	<b>0.035</b>				0.702
R					0.872
<b>U (m<sup>2</sup>k/w)</b>					<b>1.15</b>
<b>Dachaufbau</b>					
abgehängte Metalldecke	0.0006	2700	888	230	0.000
Spanplatte E1	0.005	900	1000	0.13	0.038
Mineralwolle	0.15	17	750	0.04	3.750
Spanplatte E1	0.005	900	1000	0.13	0.038
<b>d (m)</b>	<b>0.1606</b>				3.827
R					3.997
<b>U (m<sup>2</sup>k/w)</b>					<b>0.25</b>
<b>Bodenaufbau</b>					
Spanplatte E1	0.01	900	1000	0.13	0.077
Mineralwolle	0.15	17	750	0.04	3.750
Spanplatte E1	0.01	900	1000	0.13	0.077
<b>d (m)</b>	<b>0.17</b>				3.904
R					4.074
<b>U (m<sup>2</sup>k/w)</b>					<b>0.25</b>

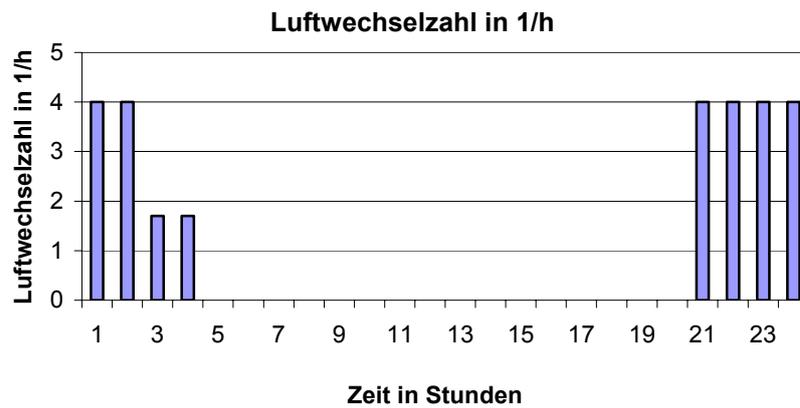


Abbildung 4-31 Luftwechselrate der Klimakammer während der Messung

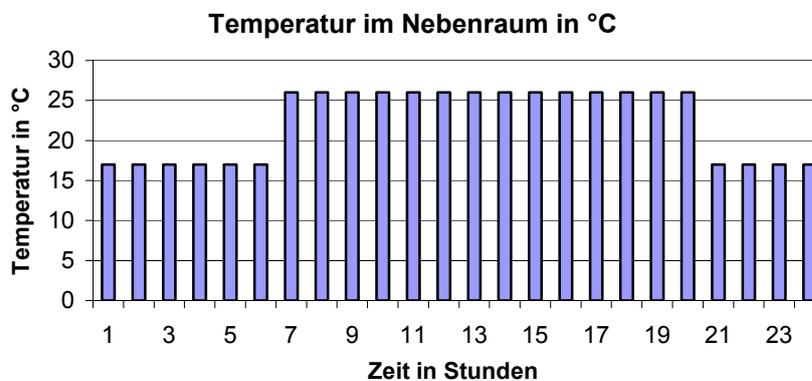


Abbildung 4-32 Lufttemperatur im Nebenraum während der Messung

## 4.2.2 Analysen der Ergebnisse

Anhand der Geometrie der Klimakammer und der physikalischen Kennwerte der Bauteile wurde ein Rechenmodell in Simulink erstellt. Mit den vorgegebenen Messbedingungen wurden die Temperaturen in der Klimakammer berechnet.

Die Gegenüberstellung der Rechen- und Messwerte sind in den folgenden Diagrammen dargestellt. Die Messung fand während eines Tages statt. Alle Messwerte wurden im 2-Minuten-Takt aufgezeichnet.

Als erstes wird die Raumlufttemperatur in der Klimakammer betrachtet. Die Gegenüberstellung der Ergebnisse aus der Messung und der Berechnung ist in Abbildung 4-33 zu sehen.

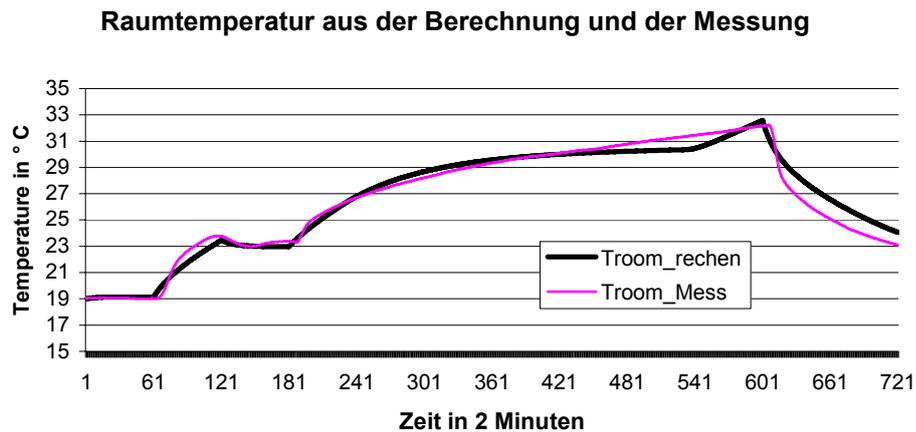


Abbildung 4-33 Gegenüberstellung der Raumtemperatur vom Messobjekt und Rechenmodell

Der Verlauf der Raumlufttemperatur zeigt, dass die Berechnung den wesentlichen Prozess gut beschreibt.

In Abbildung 4-34 ist die Differenz zwischen der Messung und der Berechnung dargestellt. Bei der tageshöchsten Temperatur liegt die Differenz bei 0,4 °C. Die größere Abweichung liegt in der Abkühlphase als das PCM (rechnerisch) vollständig geschmolzen war. Es ist darauf zurückzuführen, dass in der Berechnung der Phasenwechseltemperatur ein konstanter Wert zugeordnet wurde statt eines Temperaturbereichs. Damit ist auch die Differenz zwischen gemessener und berechneter PCM-Temperatur wie in Abbildung 4-35 darstellt, erklärbar.

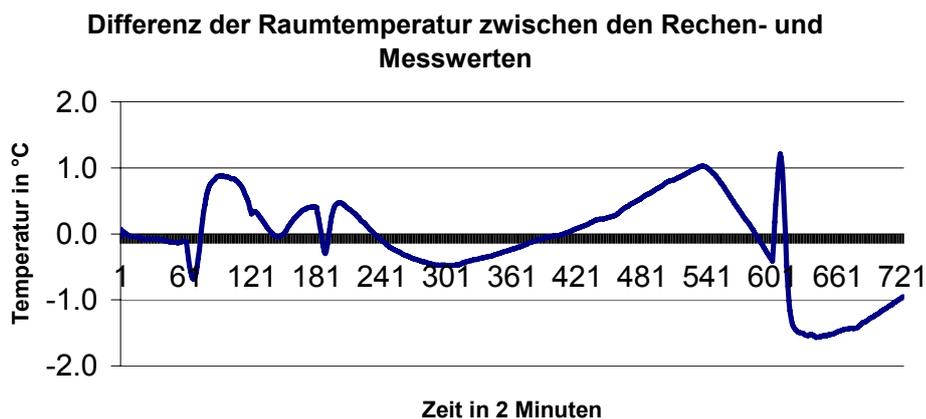


Abbildung 4-34 Differenz der Raumlufttemperatur zwischen den Rechen- und Messwerten

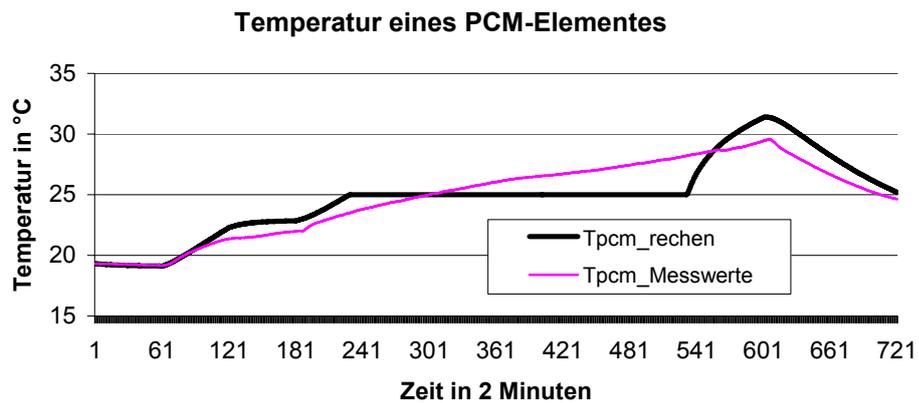


Abbildung 4-35 Gegenüberstellung der PCM-Temperatur vom Messprojekt und Rechenmodell

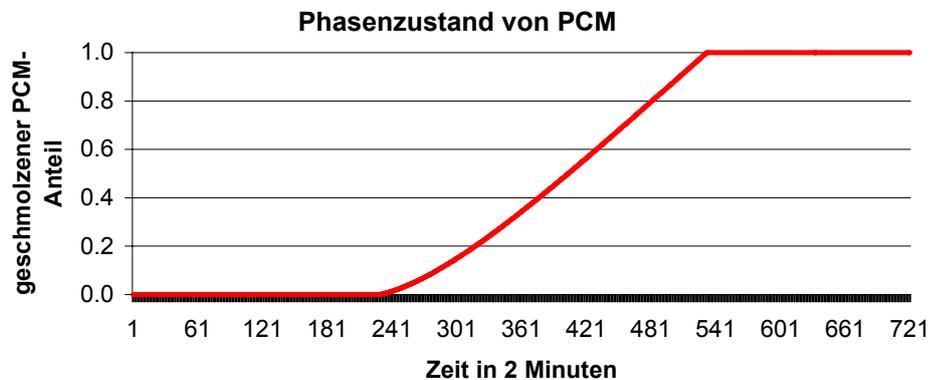


Abbildung 4-36 geschmolzener Anteil von PCM aus der Berechnung

Als nächstes wird die Oberflächentemperatur der Decke betrachtet. Deren Verlauf bei der Berechnung und der Messung ist in Abbildung 4-37 dargestellt.

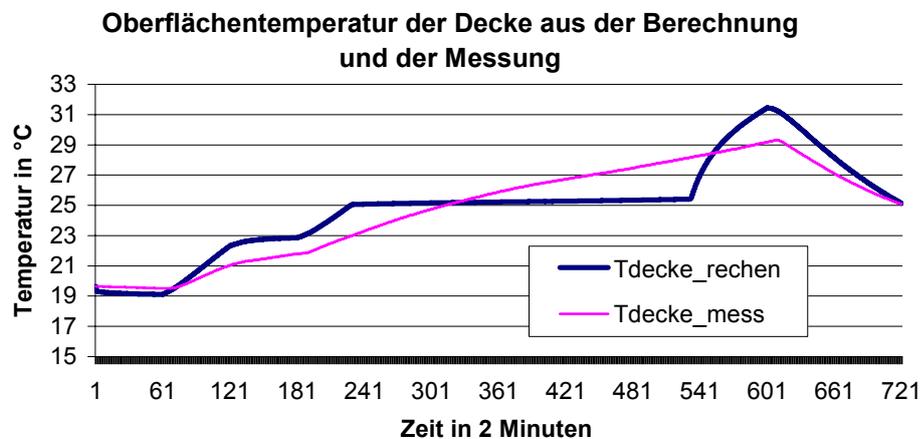


Abbildung 4-37 Oberflächentemperatur der Decke

In Abbildung 4-35 ist für die PCM-Temperatur und in Abbildung 4-37 für die Oberflächentemperatur der Decke ein steiler Temperaturanstieg bei Rechenwerten ab 25 °C zu erkennen. Dieser Knick ist auf den vereinfachten Enthalpieverlauf des Phasenwechsels von PCM zurückzuführen. Für die Berechnung wurde auf Grund des Enthalpieverlaufs die Phasenwechseltemperatur der PCM von 25 °C angenommen.

Wichtig ist zu sehen, dass nach etwa einer Stunde Abkühlung in der Nacht, sich die Differenz zwischen den Rechen- und Messwerten verringert, und die Werte voraussichtlich bis zur nächsten Aufwärmphase annähernd gleich sein werden.

Zuletzt werden die Oberflächentemperatur der Nordwand und die empfundene Raumtemperatur in Abbildung 4-38 und Abbildung 4-39 dargestellt.

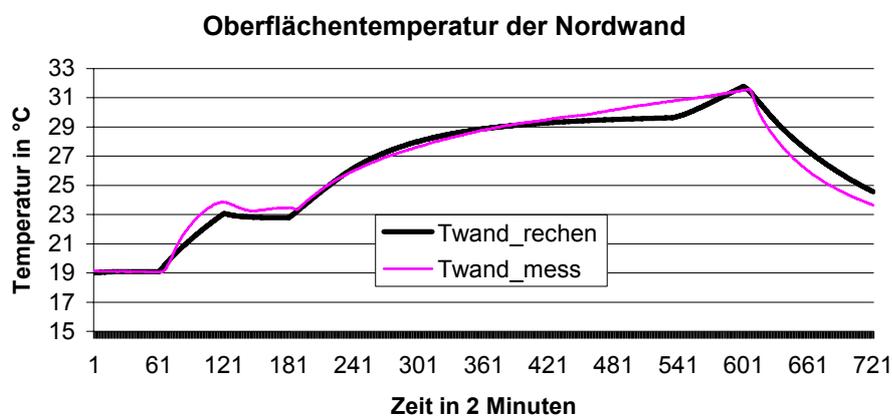


Abbildung 4-38 Verlauf der Oberflächentemperatur Nordwand

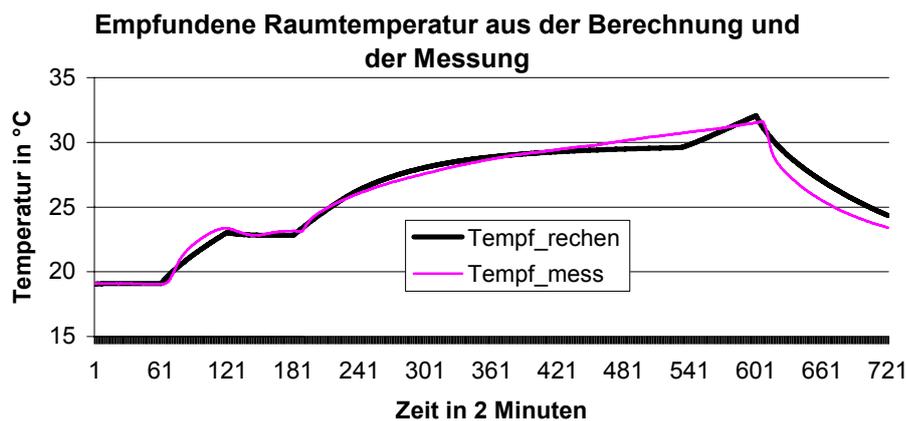


Abbildung 4-39 Empfundene Raumtemperatur aus der Messung und der Berechnung

Die berechneten maximalen Temperaturen in beiden Fällen stimmen annähernd mit den gemessenen Werten überein. Eine geringe Abweichung gibt es am Ende der Aufwärmphase und am Anfang der Abkühlphase. Sie ist, wie bereits analysiert auf den vereinfachten Enthalpieverlauf des PCM zurückzuführen.

### 4.2.3 Zusammenfassung der Ergebnisse aus Messobjekt 2

Im vorigen Kapitel wurde mit dem entwickelten Simulationsprogramm das thermische Verhalten eines Messobjektes untersucht. Durch die Vereinfachung des Phasenwechselprozesses in Form einer konstanten Phasenwechseltemperatur ist es möglich, die Temperatur für jedes Bauteil und für den Raum zu berechnen.

Die Ergebnisse zeigen, dass mit dieser Vereinfachung das thermische Verhalten der Bauteile und des Raumes unter PCM-Einsatz gut beschrieben wird. Speziell bei der maximalen Raum- und Bauteiltemperatur liefern die Ergebnisse aus den Berechnungen annähernd gleiche Werte wie die Messungen.

Zuletzt wird die Bauweise der zwei Messobjekte betrachtet. Das Messobjekt1 ist eine extrem leichte Box. Das Messobjekt2 ist ein leichter Bau mit realitätsnahen Speichermassen und Außenmaßen.

Beim Objekt1 hat die Speicherkapazität von PCM einen großen Einfluss auf die gesamte Speicherkapazität des Raumes. Deshalb ist die Abweichung der Raumtemperatur am Anfang der Aufheizphase im Vergleich zur maximalen Raumtemperatur etwas größer.

Im Gegensatz zum Objekt1 ist das Objekt2 ein mittelleichter Bau. Die Speicherkapazität von PCM hat eine untergeordnete Rolle gespielt. Die Abweichung zwischen den Rechen- und Messwerten ist sehr klein und gleichmäßig. Daraus folgt, dass das entwickelte Simulationsprogramm gut geeignet ist für die numerische Untersuchung des thermischen Verhaltens eines Raumes mit Einsatz von PCM-Kühlelementen.

## 5 Optimierung des PCM-Einsatzes in Gebäuden

Bei einer fast gleich bleibenden Temperatur hat das Phase Change Material (PCM) die Eigenschaft, eine große Menge von Wärmeenergie aufzunehmen. Wie die durchgeführten Messungen bzw. die Berechnungen in Kapitel 4 zeigen, ist durch die Anwendung von PCM als Kühlelement im Gebäude eine temperatursenkende Wirkung zu erzielen.

Nach bisheriger Recherche gibt es derzeit in Österreich noch kein großes Bauvorhaben, das bereits PCM einsetzt. Bisher konnten erste Erfahrungen mit PCM nur in einigen Demonstrationsprojekten in Deutschland gewonnen werden. Im November 2000 wurden durch die Firma DAW und Heidelberger Maxit erstmals zwei Wohnzimmer in einem sanierten Altbau in Ludwigshafen mit mikroverkapselten Latentwärmespeichern ausgerüstet.

Basierend auf den Erkenntnissen der Validierung des Berechnungsverfahrens im Kapitel 4 werden in diesem Kapitel durch Computersimulation anhand eines Rechenmodells die Einflussfaktoren zum PCM-Einsatz im Gebäude untersucht. Damit sollen Grundlagen für eine breitere Anwendung der PCM in der Baupraxis geschaffen werden.

In diesem Kapitel werden PCM in einem Raum eingesetzt, der in Leichtbauweise konstruiert ist und deren Wirkung auf die Raumtemperatur untersucht. Der Einsatz von PCM im Massivbau wird im Kapitel 6 untersucht.

Zusammenfassend werden folgende Einflussfaktoren untersucht:

- Luftwechselrate des Raumes
- Phasenwechseltemperatur der PCM
- Einsatzmenge von PCM
- Hinterlüftung von PCM-Elementen
- Geschwindigkeit der Hinterlüftung.

### 5.1 Einfluss des PCM-Einsatzes

Für den Vergleich der temperaturstabilisierenden Wirkung von PCM wird die Raumtemperatur als Zielgröße verwendet.

Mit demselben Rechenmodell wie im Kapitel 4, das eine Leichtbaukonstruktion darstellt, werden Simulationsläufe unter folgenden Randbedingungen durchgeführt:

- Kein Luftspalt über dem PCM-Kühlelement
- Wärmelast: 200 W von 8-18 Uhr
- Luftwechselzahl  $n = 0,5$
- Phasenwechseltemperatur von PCM  $T_w = 25 \text{ °C}$
- Menge des PCM-Einsatzes:  $8 \text{ kg/m}^2$ ;
- Wetterdaten aus TRY Vienna

In Abbildung 5-1 sind die Raumtemperatur mit bzw. ohne PCM für die Sommermonate Juni bis September dargestellt.

Am Tag der höchsten Raumtemperatur beträgt die erzielte Temperaturabsenkung durch den PCM-Einsatz ca. 2,0 °C. In der Nacht kühlt sich das Gebäude mit PCM-Element langsamer ab im Vergleich zu dem ohne PCM. Das ist auf die größere Speicherkapazität des Gebäudes mit PCM zurückzuführen.

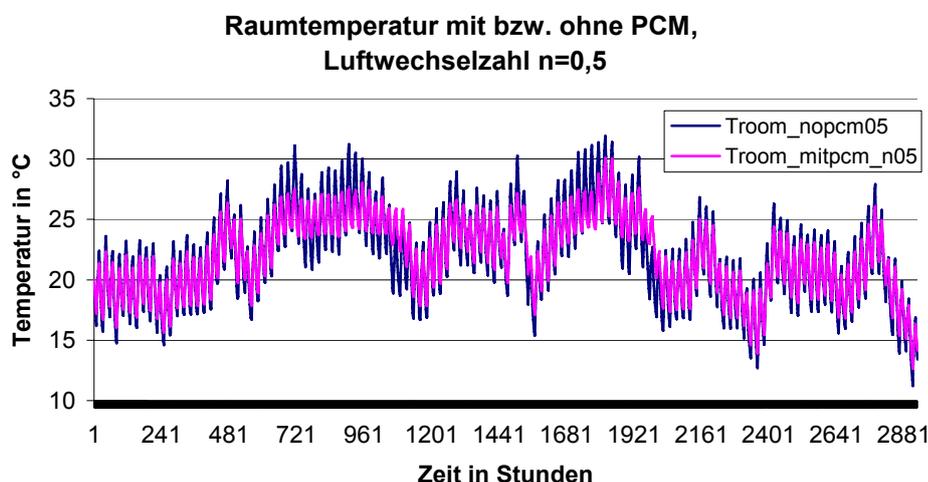


Abbildung 5-1 Temperaturverlauf im Sommer mit Luftwechselzahl  $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$

In Abbildung 5-2 ist der Phasenzustand des PCM-Kühlelementes von Juni bis September dargestellt. Es ist zu erkennen, dass im Juli und August ein großer Teil des PCM geschmolzen ist, an einigen Tagen sogar vollständig.

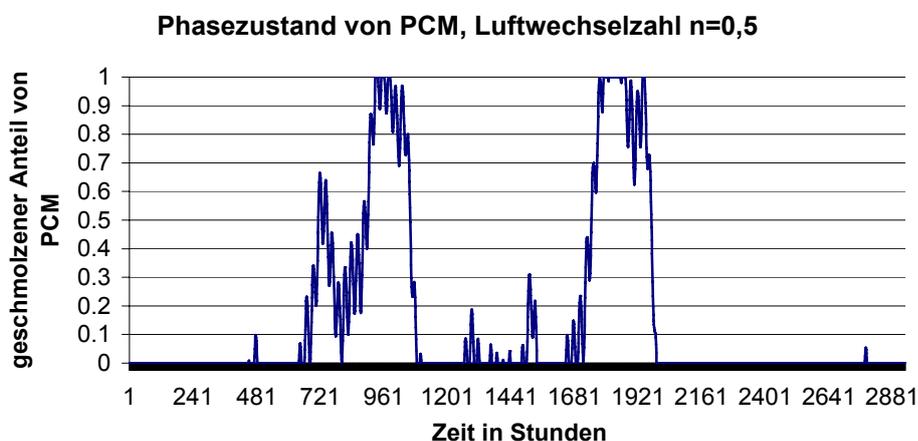


Abbildung 5-2 Phasenzustand des PCM-Kühlelementes im Sommer mit  $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$

Um die Raumtemperatur im Juli und August zu senken, bzw. den geschmolzenen PCM-Anteil zu verkleinern, werden folgende Einflussfaktoren variiert:

- Luftwechselzahl
- Phasenwechseltemperatur von PCM
- Einsatzmenge von PCM
- Lüftungsgeschwindigkeit der Hinterlüftung für PCM-Schicht

## 5.2 Einfluss der Luftwechselrate

Wie in Abbildung 5-1 dargestellt, liegt die Raumtemperatur trotz der Anwendung von PCM über 27°C. Die Luftwechselzahl wird vorerst von  $n = 0,5$  auf 1,0 erhöht und zuletzt auf eine variable Luftwechselzahl umgestellt, um ihren Einfluss auf die Raumtemperatur und auf den Phasenzustand des PCM zu untersuchen.

Bedingung für die variable Luftwechselzahl ist:

```
IF ( T_raum - 27 ) < 0, n = 0,5 bzw. 1,0
ELSE
  IF ( T_raum - T_ext ) < 1, n = 0,5 bzw. 1,0
  ELSE n = 2,0
```

Es sind folgende fünf Fälle zu untersuchen:

- $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$
- $n = 1,0$
- $n = 2,0$
- variable Luftwechselzahl  $n = 0,5$  und  $2,0$
- variable Luftwechselzahl  $n = 1,0$  und  $2,0$

In Abbildung 5-3 ist die Raumtemperatur für die fünf Fälle dargestellt. Bei der höchsten Raumtemperatur liegt die mit variabler Luftwechselzahl  $n = 1,0$  und  $2,0$  (nv1) am niedrigsten.

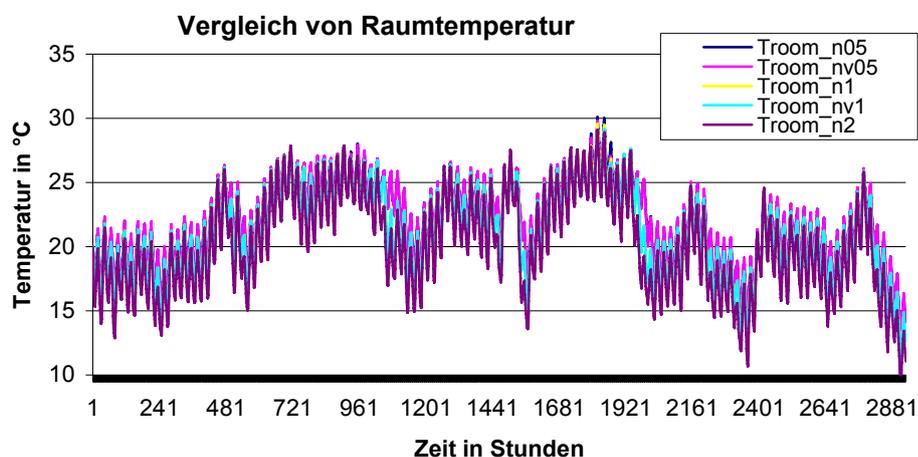


Abbildung 5-3 Zusammenstellung der Raumtemperatur vom Juli bis September der fünf Fälle

Zur Verdeutlichung der Ergebnisse ist die höchste Raumtemperatur in Abbildung 5-4 dargestellt. Die Erhöhung der ständigen Luftwechselzahl von  $0,5$  auf  $1,0$  und  $2,0 \text{ h}^{-1}$  bringt jeweils immer  $1^\circ\text{C}$  Temperaturabsenkung.

Aus dem Vergleich der höchsten Raumtemperaturen der fünf Fälle ist ersichtlich, dass man mit der variablen Luftwechselzahl, die sowohl von der Raumtemperatur als auch der Außenlufttemperatur abhängig ist, einen besseren temperatursenkenden Effekt erzielen kann.

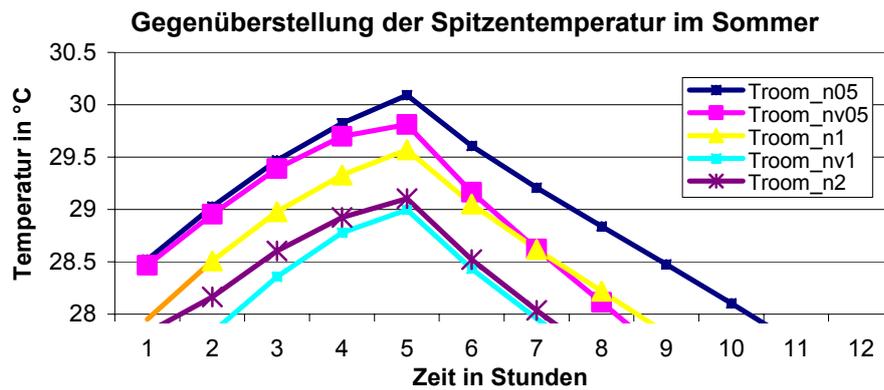


Abbildung 5-4 Raumtemperatur der fünf Fälle am Tag mit höchster Raumtemperatur

Der geschmolzene PCM-Anteil bei den untersuchten fünf Fällen ist in Abbildung 5-5 dargestellt. In allen Fällen ist PCM an einigen Tagen vollständig geschmolzen.

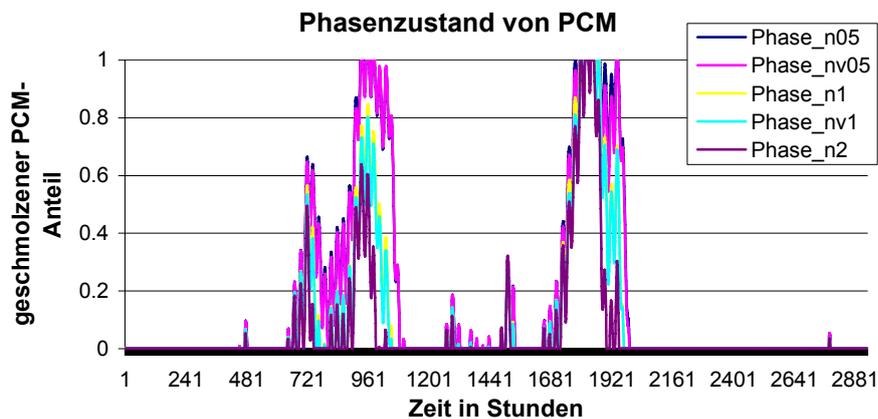


Abbildung 5-5 Phasenzustand der PCM in den untersuchten fünf Fällen

### 5.3 Einfluss der eingesetzten PCM-Menge

Im vorigen Kapitel wurde der Einfluss des Luftwechsels auf die Raumtemperatur untersucht. Als optimaler Luftwechsel wurde ein Luftwechsel mit einer Luftwechselzahl von  $n = 1 \text{ h}^{-1}$  angenommen, wenn die Raumtemperatur kleiner als  $27^\circ\text{C}$ , bzw. die Außentemperatur signifikant höher als die Raumtemperatur ist. Bei höheren Innenraumtemperaturen und wenn die Außentemperatur niedriger als die Innenraumtemperatur ist, erfolgt der Luftwechsel mit  $n = 2 \text{ h}^{-1}$  (siehe Bedingung für die variable Luftwechselzahl in S.89).

Aufgrund des völligen Schmelzens von PCM an mehreren Tagen wird als nächstes die PCM-Menge erhöht, um den Einfluss der eingesetzten PCM auf die Raumtemperatur zu untersuchen.

Die PCM-Menge wird von 8 kg bis 16 kg in je 1kg-Schritten erhöht. Die Ergebnisse zeigen, dass mit zunehmender PCM-Menge die maximale Raumtemperatur niedriger geworden ist, wie Abbildung 5-6 zeigt.

Es ist zu beobachten, dass ab einer PCM-Menge von 12 kg keine wesentliche Absenkung der Raumtemperatur mehr erfolgt. Das ist auf den geschmolzenen PCM-Anteil bzw. den Phasenzustand, wie es Abbildung 5-7 darstellt, zurückzuführen. Die Simulationsdaten zeigen, dass bei 11 kg PCM das PCM nur für 2 Stunden vollständig geschmolzen ist, bei 12 kg nur maximal 97% des PCM. Das heißt unter der gegebenen Lüftungsbedingung und Wärmelast liegt die optimale PCM-Menge bei 12 kg.

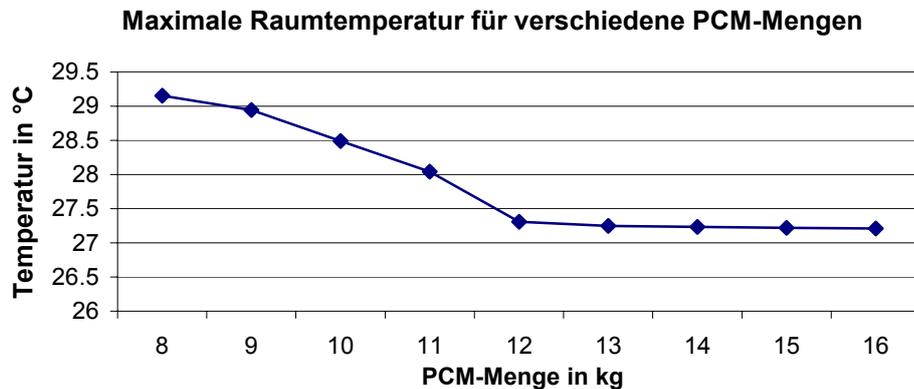


Abbildung 5-6 die maximale Raumtemperatur mit unterschiedlicher PCM-Mengen

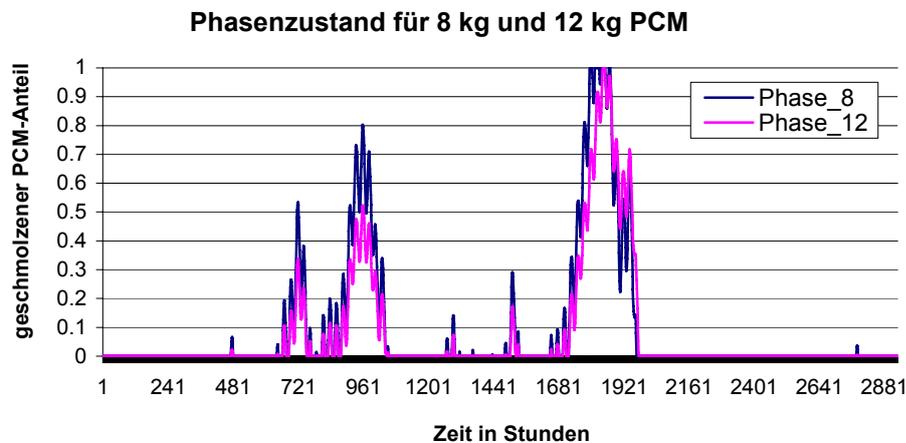


Abbildung 5-7 Phasenzustand von PCM mit 8 kg und 12 kg PCM

## 5.4 Einfluss der Phasenwechseltemperatur

In Abbildung 5-6 war zu sehen, dass die höchste Raumtemperatur mit 11 kg/m<sup>2</sup> PCM um 28°C lag. Um diese Raumtemperatur noch weiter abzusenken, wird die Phasenwechseltemperatur von PCM variiert, um ihren Einfluss auf die Raumtemperatur zu untersuchen.

Nachfolgend werden Simulationen mit folgenden Phasenwechseltemperaturen des PCM durchgeführt:

$$T_w = 23^\circ\text{C}, 24^\circ\text{C}, 25^\circ\text{C}, 26,5^\circ\text{C} \text{ und } 27^\circ\text{C}.$$

a) 200 W Wärmelast für den Raum

Die maximale Raumtemperatur in Sommermonaten ist in Abbildung 5-8 dargestellt. Speziell in diesem Fall ist eine Phasenwechseltemperatur von 25°C am günstigsten für die Raumtemperatur. Das heißt, speziell bei diesem Fall ist die Raumtemperatur nicht mehr abzusenken durch die Verwendung von PCM mit einer anderen Phasenwechseltemperatur.

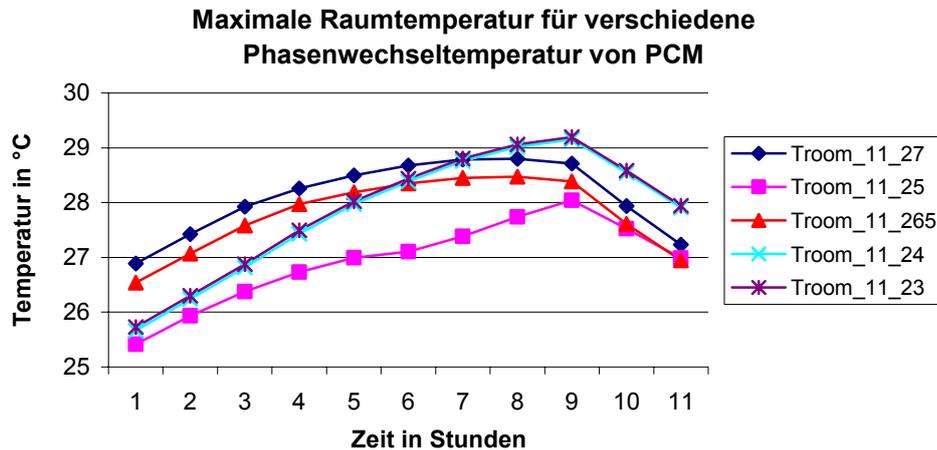


Abbildung 5-8 Maximale Raumtemperatur für verschiedene Phasenwechseltemperaturen von PCM

Grund dafür ist der geschmolzene Anteil von PCM. In Abbildung 5-9 ist der geschmolzene Anteil von PCM bei unterschiedlicher Phasenwechseltemperatur dargestellt. Bei höherer Phasenwechseltemperatur von 26,5°C und 27°C ist der Anteil unter 0,4 viel niedriger. Die große Wärmespeicherkapazität des PCM beim Phasenwechsel wird nicht ausgenutzt.

Bei niedrigerer Phasenwechseltemperatur wie z.B. 23°C und 24°C ist der geschmolzene Anteil von PCM größer als bei 25°C. Es ist aus Abbildung 5-9 ersichtlich, dass die Zahl der Tage (Stunden) mit zur Gänze geschmolzenem PCM (Phase=1) viel größer ist, als bei einer Phasenwechseltemperatur von 25°C.

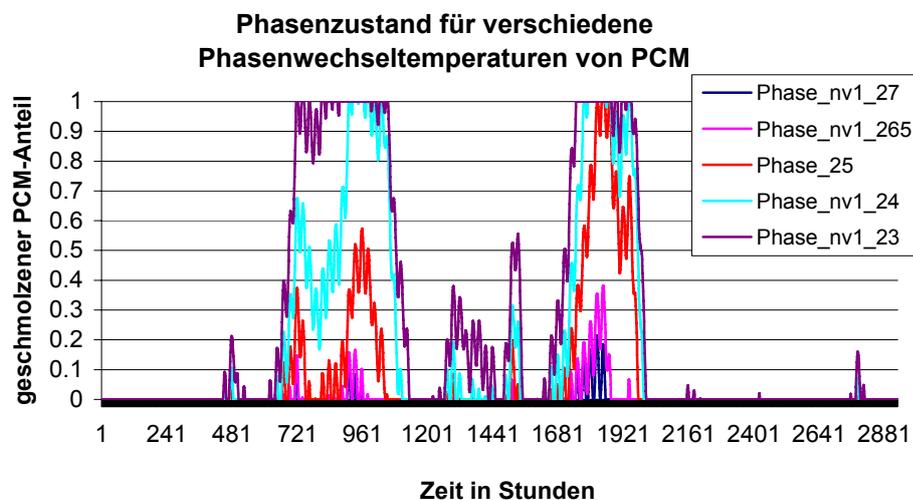


Abbildung 5-9 Phasenzustand für verschiedene Phasenwechseltemperaturen von PCM

### b) 150 W Wärmelast für den Raum

Für die gegebenen Randbedingungen für den Fall im Punkt a) liegt die optimale Phasenwechseltemperatur bei 25°C. Bei diesem Fall ist der geschmolzene PCM-Anteil annähernd 100%. Um dieses Ergebnis zu überprüfen, werden weitere Simulationen mit einer Wärmelast von 150 W statt 200 W durchgeführt.

Die maximalen Raumtemperaturen im Sommer mit PCM unterschiedlicher Phasenwechseltemperatur sind in Abbildung 5-10 dargestellt. Aus Sicht der Raumtemperatur ist 24°C die optimale Phasenwechseltemperatur.

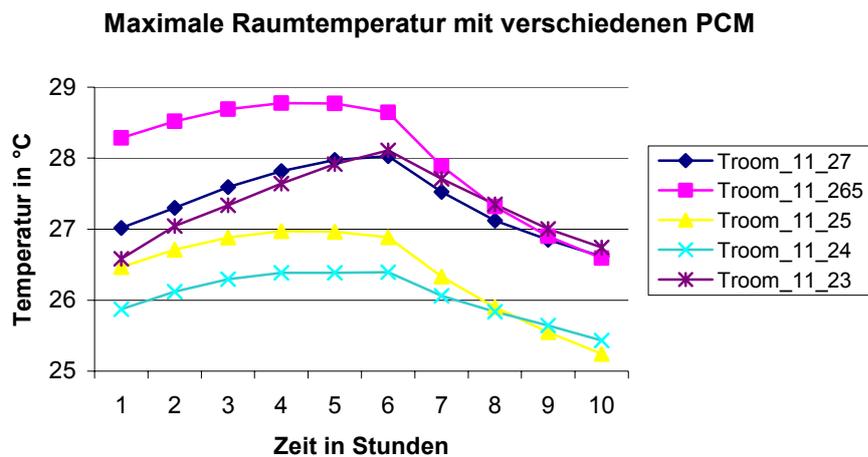


Abbildung 5-10 Maximale Raumtemperatur mit PCM unterschiedlicher Phasenwechseltemperaturen

Der Phasenstatus von PCM unterschiedlicher Phasenwechseltemperaturen ist in Abbildung 5-11 dargestellt. Beim Betrachten des geschmolzenen PCM-Anteils sind die Phasenwechseltemperaturen 25°C, 26,5°C und 27°C für die Wärmelast von 150 W zu hoch. PCM mit diesen Phasenwechseltemperaturen ist nur zum Teil geschmolzen, bei PCM mit einer Phasenwechseltemperatur von 27°C gar nicht geschmolzen, weil diese Temperatur gar nicht erreicht wird.

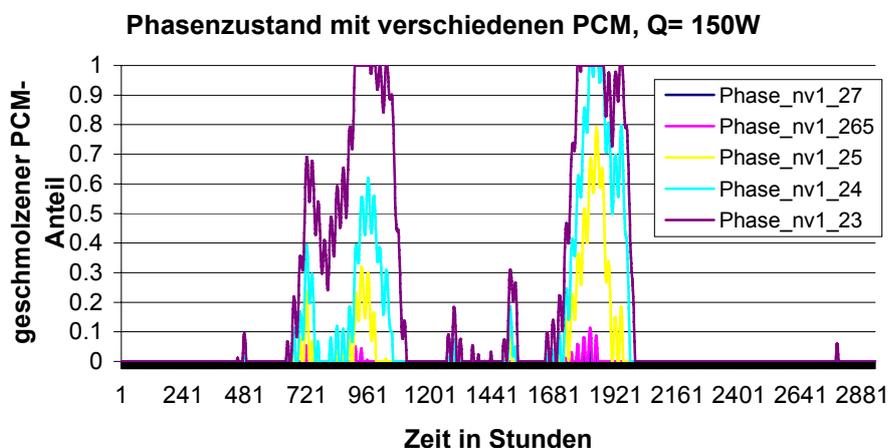


Abbildung 5-11 Phasenstatus mit PCM unterschiedlicher Phasenwechseltemperaturen

Im Vergleich zu PCM mit einer Phasenwechseltemperatur von 24°C ist PCM mit 23°C in vielen Tagen vollständig geschmolzen. Das heißt, die wärmespeichernde Wirkung bei Phasenwechsel ist für mehrere Tage ausgeschöpft.

Aus den durchgeführten Untersuchungen ist ersichtlich, dass unter verschiedenen Wärmelasten die optimale Phasenwechseltemperatur dieses Raums auch unterschiedlich ist, für 200W liegt sie bei 25°C und für 150W bei 24°C. Diese Ergebnisse zeigen, dass die optimale Phasenwechseltemperatur des PCM von der gesamten Wärmelast des betrachteten Objekts abhängt.

## 5.5 Hinterlüftung der PCM-Elemente

Im diesem Abschnitt wird der Einfluss der Hinterlüftung auf die PCM-Wirkung untersucht. Die mathematischen Grundlagen für die Wärmebilanzierung von Luftspalt und belüftetem Luftraum innerhalb eines Bauteils wurden bereits im Abschnitt 3.2.6 beschrieben.

Im Kapitel 5.3 war die Wirkung vom PCM-Einsatz untersucht worden. Mit 8 kg/m<sup>2</sup> PCM lag die maximale Raumtemperatur bei 29°C. Nachfolgend werden Untersuchungen mit Hinterlüftung von PCM durchgeführt, um den Einfluss der Hinterlüftung auf die Raumtemperatur zu untersuchen.

Für die Hinterlüftung werden folgende Parameter angenommen:

- Höhe des Luftraums: 0,25 m
- Lüftungsgeschwindigkeit  $v$ : 0,1 m/s

Bedingungen für die Einschaltung der Hinterlüftung seien:

```
IF PHASE <= 0,1, THEN  $v = 0$   
  ELSE IF  $T_{ext} < 22$ , THEN  $v = 0,1$   
    ELSE  $v = 0$ 
```

Die Gegenüberstellung der Raumtemperatur ohne Luftraum hinter dem PCM und der mit hinterlüftetem Luftraum ist in Abbildung 5-12 dargestellt.

Die erzielte Wirkung durch Belüftung des Hohlraums ist in Abbildung 5-12 deutlich abzulesen. Bei einer Lüftungsgeschwindigkeit von 0,1 m/s wird eine Temperaturabsenkung bis ca. 0,9°C erreicht.

In Abbildung 5-13 ist der geschmolzene PCM-Anteil für die Fälle mit und ohne Hinterlüftung dargestellt. Es ist ersichtlich, dass durch die Hinterlüftung weniger Anteile vom PCM geschmolzen sind als im Fall ohne Hinterlüftung. Durch die Belüftung wird mehr Wärme durch Konvektion abgeführt. Dadurch ist der geschmolzene Anteil vom PCM kleiner als beim unbelüfteten Luftspalt.

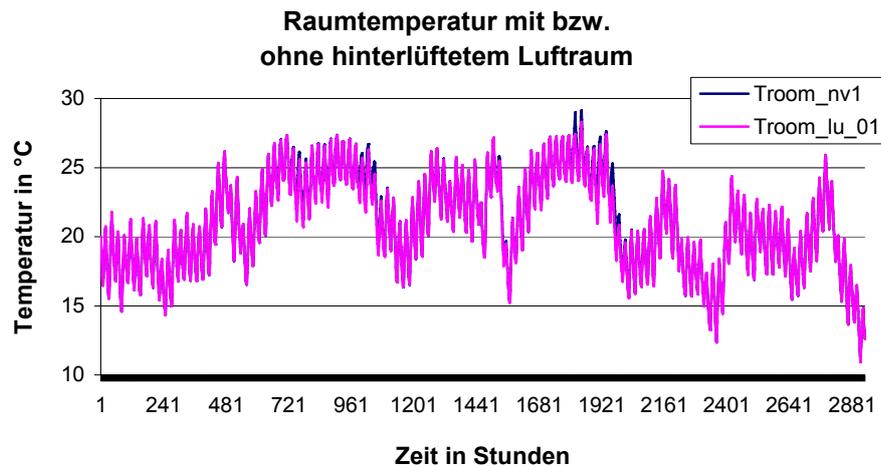


Abbildung 5-12 Raumtemperatur für mit und ohne hinterlüfteten Luftraum hinter PCM

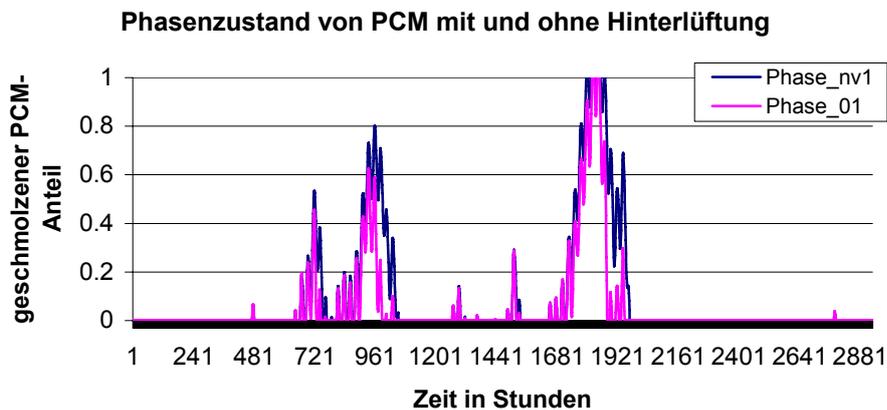


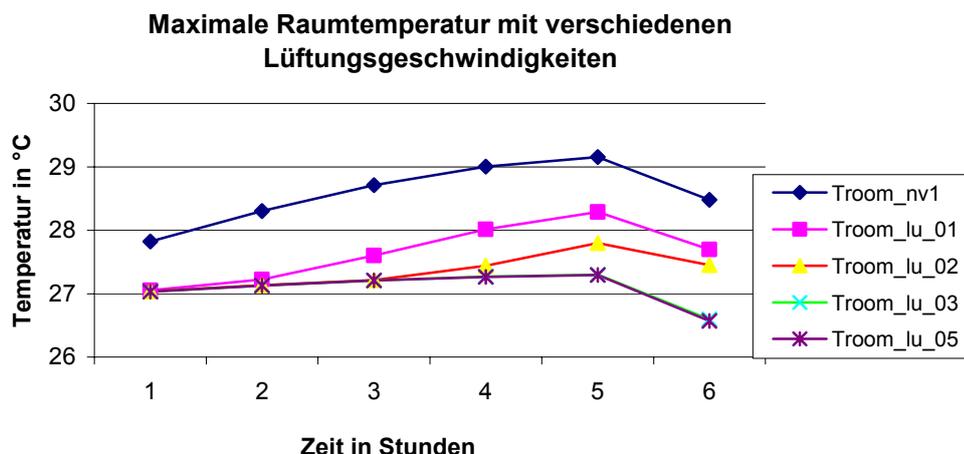
Abbildung 5-13 Phasenzustand von PCM mit und ohne Hinterlüftung von PCM

## 5.6 Einfluss der Lüftungsgeschwindigkeit der Hinterlüftung

Basierend auf der Untersuchung im Kapitel 5.5 ist es interessant zu wissen, wie weit die Hinterlüftung der PCM-Schicht die Raumtemperatur beeinflussen könnte. Nachfolgend wird der Einfluss der Lüftungsgeschwindigkeit auf die Raumtemperatur untersucht.

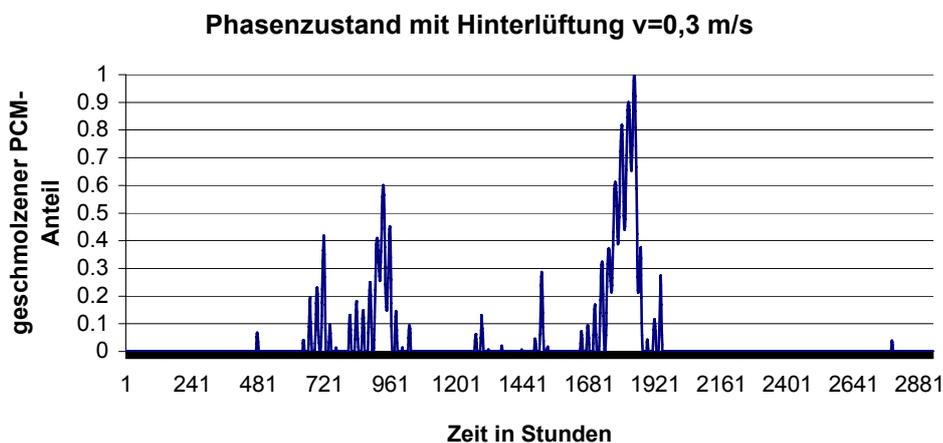
Es werden mit folgenden Lüftungsgeschwindigkeiten Simulationen durchgeführt,  $v = 0,1; 0,2; 0,3; 0,5$  m/s.

In Abbildung 5-14 ist der Temperaturverlauf bei maximaler Raumtemperatur für die untersuchte Lüftungsgeschwindigkeiten dargestellt. Die maximale Temperaturabsenkung bei der maximalen Raumtemperatur beträgt ca.  $1,9^{\circ}\text{C}$ .



**Abbildung 5-14 Zusammenstellung der maximalen Raumtemperatur für verschiedene Lüftungsgeschwindigkeiten**

Es ist ersichtlich, dass mit zunehmender Lüftungsgeschwindigkeit die maximale Raumtemperatur auch weiter absinkt, bis  $v = 0,3$  m/s. Ab dieser Lüftungsgeschwindigkeit bringt ein weiterer Anstieg der Geschwindigkeit fast keine weitere Temperaturabsenkung mehr. Das ist darauf zurückzuführen, dass bei einer Lüftungsgeschwindigkeit von  $0,3$  m/s das PCM nur für kurze Zeit zur Gänze geschmolzen ist, wie es Abbildung 5-15 darstellt. Im Vergleich zu anderen Fällen wird PCM optimal ausgenutzt. Deshalb fällt die Temperatur mit einer Lüftungsgeschwindigkeit von  $0,5$  m/s mit der von  $0,3$  m/s zusammen.



**Abbildung 5-15 Phasenzustand von PCM mit Lüftungsgeschwindigkeit von  $0,3$  m/s**

## 5.7 Zusammenfassung und Schlussfolgerung

In den vorhergehenden Unterkapiteln wurden anhand eines Rechenmodells folgende Einflussfaktoren auf das thermische Verhalten eines Raumes untersucht:

- Luftwechselrate
- Einzusetzende PCM-Menge
- Phasenwechseltemperatur von PCM
- Hinterlüftung der PCM-Schicht
- Hinterlüftungsgeschwindigkeit

### Luftwechselrate

Es wurden fünf Luftwechselraten untersucht. Anhand der Ergebnisse ist es ersichtlich, dass mit der variablen Luftwechselzahl, die sowohl von der Raumtemperatur als auch der Außenlufttemperatur abhängig ist, ein besserer temperatursenkender Effekt erzielbar ist.

Außerdem zeigen die Ergebnisse, dass ab einer bestimmten Luftwechselrate ein weiterer Anstieg keine Absenkung der maximalen Raumtemperatur bringt.

### Einzusetzende PCM-Menge

Die einzusetzende PCM-Menge wurde variiert. Es ist zu beobachten, dass ab einer bestimmten PCM-Menge ein weiterer Anstieg der PCM-Menge keine wesentliche Absenkung der Raumtemperatur bewirkt.

### Phasenwechseltemperatur von PCM

Aus den durchgeführten Untersuchungen ist ersichtlich, dass unter verschiedenen Wärmelasten die optimale Phasenwechseltemperatur dieses Raums auch unterschiedlich ist. Die optimale Phasenwechseltemperatur hängt vom geschmolzenen PCM-Anteil, eigentlich von der gesamten Wärmelast des betrachteten Objekts ab.

### Hinterlüftung der PCM-Schicht

Durch die Belüftung wird mehr Wärme durch Konvektion abgeführt, dadurch ist der geschmolzene Anteil der PCM-Menge kleiner als beim unbelüfteten Luftspalt. Dadurch wird mehr Wärme aus dem Raum aufgenommen als ohne Hinterlüftung.

### Hinterlüftungsgeschwindigkeit

Es zeigt sich, dass mit der zunehmenden Lüftungsgeschwindigkeit bis  $v = 0,3$  m/s die maximale Raumtemperatur auch weiter absinkt.

An den durchgeführten Untersuchungen ist erkennbar, dass unter gegebenen Umständen immer ein optimaler Wert für den untersuchten Einflussfaktor existiert. Er hängt immer mit dem geschmolzenen Anteil von PCM zusammen. Der optimale Wert für einzelne Einflussfaktoren hängt immer mit der optimalen Ausnutzung von PCM zusammen.

Anhand der Ergebnisse kann keine allgemeine Aussage über die optimalen Werte der Einflussfaktoren gemacht werden. Erst nach Bekanntgabe der physikalischen Kenndaten eines Objektes wird es möglich sein, sie zu ermitteln.

## 6 Anwendung von PCM im Passivhaus

### 6.1 Allgemeines über das Passivhaus

Ein Passivhaus ist ein Gebäude, in dem eine behagliche Temperatur sowohl im Winter als auch im Sommer ohne separates Heiz- bzw. Klimatisierungssystem zu erreichen ist. Es bietet erhöhten Wohnkomfort bei einem Heizwärmebedarf von weniger als 15 kWh/(m<sup>2</sup>a) und einem Primärenergiebedarf, einschließlich Warmwasser und Haushaltstrom, von unter 120 kWh/(m<sup>2</sup>a).

Das Passivhaus ist eine konsequente Weiterentwicklung des Niedrigenergiehauses (NEH). Im Vergleich zum NEH benötigt ein Passivhaus 80% weniger Heizenergie, im Vergleich zu einem konventionellen Gebäude über 90% weniger. Umgerechnet in Heizöl kommt ein Passivhaus im Jahr mit weniger als 1,5 l pro Quadratmeter aus.

Diese sensationelle Einsparung erreicht das Passivhaus allein durch seine beiden Grundprinzipien: Wärmeverluste vermeiden und freie Wärmegewinne optimieren!

Wärmeverluste vermeiden:

Eine sehr gut gedämmte Gebäudehülle mit Dämmstärken zwischen 25 und 40 cm und Fenster mit Dreifach-Wärmeschutzverglasung bewirken, dass die Wärme im Haus bleibt. Für Frischluft sorgt eine Komfortlüftung mit Wärmerückgewinnung.

Wärmegewinne optimieren:

Wärmegewinne erzielt das Passivhaus durch Fenster und die Wärmeabgabe von Personen und Haushaltsgeräten. Im Sommer verhindert eine Verschattung, z.B. Balkon oder Jalousien, die Überhitzung der Räume. In den kalten Wintermonaten wird über die Komfortlüftung außerdem noch die Zuluft erwärmt, dadurch kann auf ein separates Heizsystem verzichtet werden.

Die Realisierung von Passivhäusern stellt hohe Ansprüche an die verwendeten Komponenten:

- Bei der Dämmung: U-Werte unter 0,15 W/(m<sup>2</sup>K)
- Bei Bezug auf das Außenmaß: wärmebrückenfreie Ausführung
- Durch Drucktest nachgewiesene, ausgezeichnete Luftdichtheit: der Drucktestkennwert n<sub>50</sub> bei 50 Pa Über- und Unterdruck darf 0,6 h<sup>-1</sup> nicht übersteigen.
- Verglasungen mit U-Werten unter 0,8 W/(m<sup>2</sup>K) bei hohem Gesamtenergiedurchlassgrad (g ≥ 50 %), so dass auch im Winter Netto-Wärmegewinne möglich sind.
- Fenster mit Gesamt-U-Werten unter 0,8 W/(m<sup>2</sup>K)
- Höchst effiziente Lüftungswärmerückgewinnung ( $\eta_{\text{WRG}} \geq 75 \%$ ) bei niedrigem Stromverbrauch ( $\leq 0,4 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{h})$  befördertem Luftvolumen)
- Niedrigste Wärmeverluste bei der Brauchwasserbereitung und -verteilung
- Hoch effiziente Nutzung von elektrischem Haushaltstrom.

## 6.2 Darstellung des Rechenobjektes

Für ein Passivhaus in Wien wird der sommerliche Wärmeschutz überprüft. Nach ÖNORM B 8110-3 gilt die sommerliche Überwärmung als vermieden zu betrachten, wenn die empfundene Raumtemperatur in dem betrachteten Raum während einer Hitzeperiode festgelegte Grenztemperaturen nicht überschreitet. Zugrunde zu legen ist für den gegebenen Standort eine Überschreitungshäufigkeit der Außenlufttemperatur von 130 Tagen in 10 Jahren und eine Tagesamplitude von  $\pm 7^\circ\text{C}$ .

Diese Grenztemperatur  $t^*$  beträgt für die Nutzungszeit

am Tage	$+27^\circ\text{C}$
in der Nacht	$+25^\circ\text{C}$

Mit bereits durch Messung validiertem Rechenprogramm wird der Temperaturverlauf eines Dachraums berechnet. Es werden zwei Fälle betrachtet:

- Dachraum als Wohnbereich
- Dachraum als Büroraum

In Tabelle 6-1 sind die bauphysikalischen Eigenschaften der Bauteile zusammengefasst.

Tabelle 6-1 Bauphysikalische Eigenschaften der Bauteile

Konstruktionsaufbau der Bauteile				
	<b>d</b>	<b><math>\rho</math></b>	<b><math>c_p</math></b>	<b><math>\lambda</math></b>
	<b>m</b>	<b><math>\text{kg/m}^3</math></b>	<b><math>\text{J/kgK}</math></b>	<b><math>\text{w/mk}</math></b>
<b>Betonaußenwand gegen Außenluft</b>				
EPS	0.27	18	1450	0.04
Stahlbeton	0.18	2400	1080	2.1
Innenputz	0	1300	1000	0.87
<b>Trennwand zwischen versch Wohnungen</b>				
Stahlbeton	0.2	2400	1080	2.1
Mineralwolle	0.04	16	1030	0.04
GKBauplatte	0.01	900	1000	0.21
<b>Innenwand</b>				
GKBauplatte	0.01	900	1000	0.21
Mineralwolle	0.07	16	1030	0.04
GKBauplatte	0.01	900	1000	0.21
<b>Schrägdach</b>				
EPS 2	0.42	18	1450	0.04
Stahlbeton	0.2	2400	1080	2.1
Innenputz	0	1300	1000	0.87
<b>Trenndecke zwischen Wohnungen</b>				
Innenputz	0	1300	1000	0.7
Stahlbeton	0.2	2400	1080	2.1
XPS	0.04	45	1450	0.04
Estrich	0.05	1800	800	1.4

In **Tabelle 6-2** sind die Kenndaten des betrachteten Raumes zusammengefasst.

**Tabelle 6-2 Zusammenfassung der Kenndaten des Raumes**

Bauteile	Name	Fläche A in m <sup>2</sup>	d in m	U in W/(m <sup>2</sup> K)	Speicherkapazität in J/(m <sup>2</sup> K)
1	Südwand	19.99	0.45	0.125	82967
2	Nordwand(Innenwand)	38.02	0.09	0.5	11203
3	Aussenwand osten	4.88	0.45	0.125	82967
4	Aussenwand westen	4.88	0.45	0.13	82967
5	Trennwand osten	15.12	0.25	0.707	84267
6	Fenster	5.89		0.8	
7	Decke zw. Wohnung	36.31	0.29	0.843	53806
8	Dach	36.41	0.62	0.092	82005

### 6.3 Sommerlicher Wärmeschutz der Dachwohnung

Laut ÖNORM B 8110-3 werden für die Berechnung der Raumtemperatur die interne Wärmelast auf Null gesetzt. Die Sonnenstrahlung beeinflusst den Raumtemperaturverlauf. Es wird für folgende drei Fälle der sommerliche Wärmeschutz überprüft.

Fall 1:  $q_{\text{intern}} = 0$ ;  $n = 0,4 \text{ h}^{-1}$  von 0 – 24 Uhr.

Fall 2:  $q_{\text{intern}} = 0$   
 $n = 0,4 \text{ h}^{-1}$ : 8 - 17 Uhr  
 $n = 1,5 \text{ h}^{-1}$ : 0 - 8 Uhr und 17 -24 Uhr.

Fall 3:  $q_{\text{intern}} = 60 \text{ W}$  ( $2,1 \text{ W/m}^2 \cdot 29,05 \text{ m}^2$ ): für 6 – 8 Uhr und 17 – 22 Uhr  
 $n = 0,4 \text{ h}^{-1}$ : 8 - 17 Uhr  
 $n = 1,5 \text{ h}^{-1}$ : 0 - 8 Uhr und 17 -24 Uhr

Der Verlauf der Luftwechselzahl am Tag für den 2. und 3. Fall ist in **Abbildung 6-1** dargestellt. Der Verlauf der Wärmelast im Raum beim 3.Fall ist in **Abbildung 6-2** dargestellt.



**Abbildung 6-1** Luftwechselzahl am Tag beim Fall 2 und 3

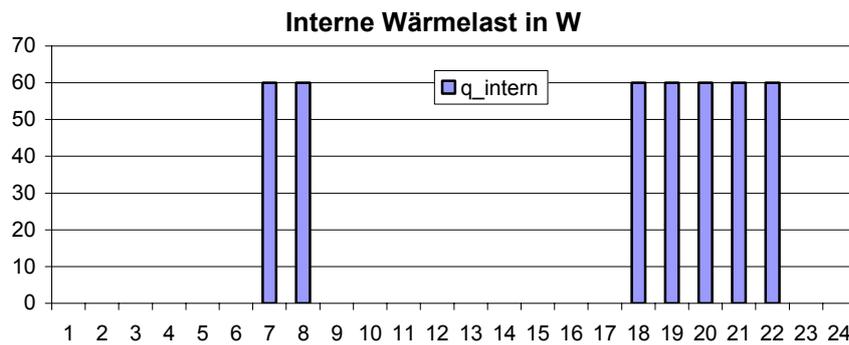


Abbildung 6-2 Interne Wärmelast am Tag beim Fall 3

Für die Berechnung wird ein Einzonenmodell verwendet. Es erfordert die Kenntnis der Bedingungen der angrenzenden Räume. Es werden die folgenden zwei Situationen betrachtet:

- angrenzender Raum unter gleichen Bedingungen (adiabatische Bedingungen);
- angrenzender Raum mit bekannter Lufttemperatur.

Um die mögliche erzielbare Raumtemperatur der angrenzenden Räume zu erfahren, wird mit Fall 1 die Raumtemperatur berechnet für eine Hitzeperiode von Juni bis September, ohne nächtliche Kühlung durch Öffnen der Fenster. Es ist ein worst case Szenario. Durch Vergleichen der Raumtemperatur von Fall 1 und 2 und auch aufgrund der guten Speicherkapazität der Trennwände werden adiabatische Bedingungen der angrenzenden Räume als plausibel angenommen.

Mit Fall 2 wird die Raumtemperatur des betrachteten Raumes berechnet unter adiabatischer Bedingungen. Nach ÖNORM B 8110-3 wird die interne Wärmelast gleich Null angesetzt.

In Anlehnung an die Veröffentlichung des Passivhaus Institutes Darmstadt in Deutschland, wird der dritte Fall untersucht, mit einer internen Wärmelast von  $2,1 \text{ W/m}^2$  Wohnfläche.

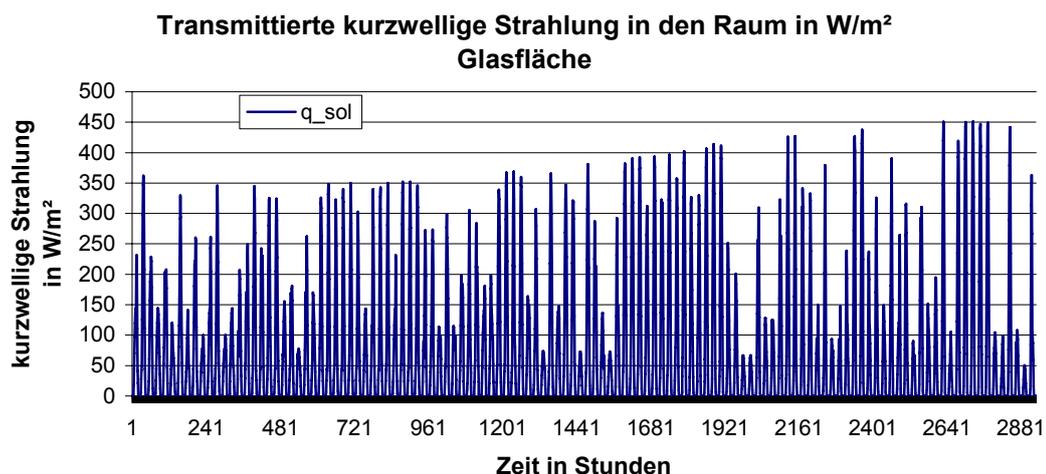


Abbildung 6-3: Solareintrag in den Raum

Für die Simulationsberechnung werden die Wetterdaten von Wien nach den Testreferenzjahren TRJ verwendet. In Abbildung 6-3 ist der Solareintrag im Raum dargestellt.

In Abbildung 6-4 sind die Stundenwerte der Außen- und Innentemperatur für den Fall1 dargestellt, für den Zeitraum Juni bis September.

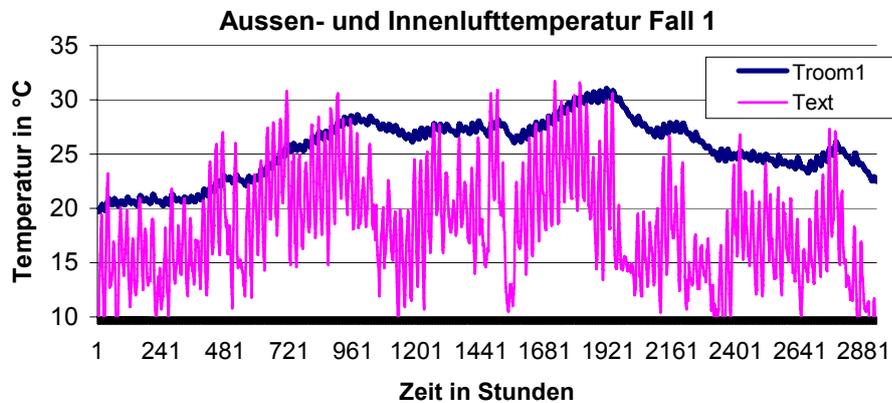


Abbildung 6-4: Außen- und Raumtemperatur Fall 1

In Abbildung 6-5 und Abbildung 6-6 sind die Stundenwerte der Außen- und Innentemperatur für den Fall2 und Fall3 dargestellt, für den Zeitraum Juni bis September.

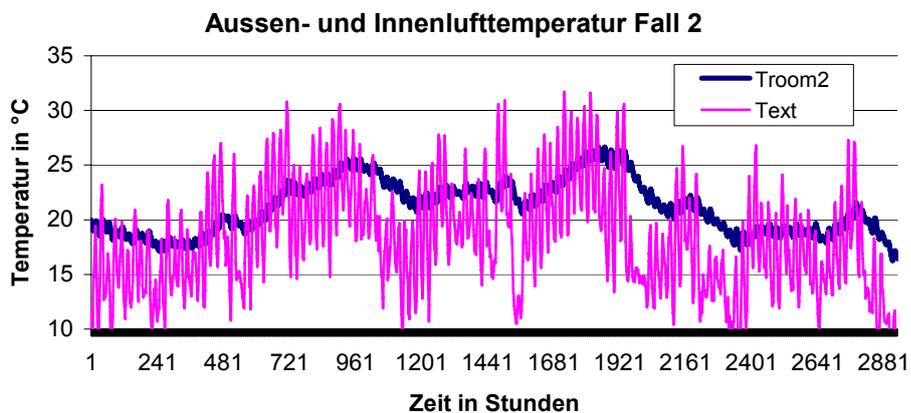


Abbildung 6-5 Außen- und Raumtemperatur Fall 2

Vergleicht man die Raumtemperatur in Fall1 und Fall2, die in Abbildung 6-4 und in Abbildung 6-5 dargestellt sind, bringt die variabelere Lüftungsrate eine Temperaturabsenkung von 4°C. Es ist ersichtlich, dass beim Fall2 die Raumtemperatur am Tage immer unter der 27°C Marke liegt, und in der Nacht die 25°C nicht überschritten hat außer einpaar Tage im August. Dass heißt, der sommerliche Wärmeschutz ist als erfüllt zu betrachten.

Betrachtet man den Temperaturverlauf vom Fall3, wie er in Abbildung 6-6 dargestellt, ist der sommerliche Wärmeschutz auch erfüllt. Aufgrund der großen Temperaturschwankung zwischen Tag und Nacht hat die Wärmelast am frühen Morgen und am Abend fast keine Rolle gespielt, im Vergleich zum Fall2 ohne Wärmelast im Raum.

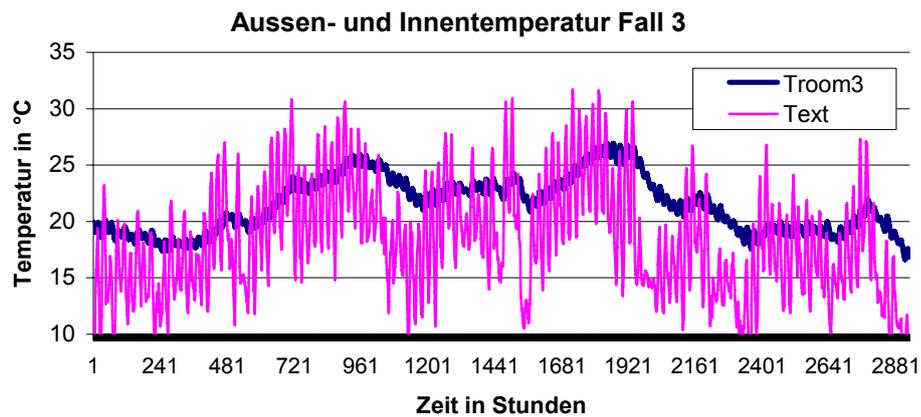


Abbildung 6-6: Außen- und Raumtemperatur im Sommer Fall 3

Der Temperaturverlauf der drei Fälle ist in Abbildung 6-7 zusammengestellt. Es ist anzumerken, dass in der Darstellung die Raumtemperatur von Fall 2 und Fall 3 in manchen Tagen im Juni und September die 20 °C Marke unterschritten hat.

Es ist darauf zurückzuführen, dass in der Berechnung die Luftwechselzahl  $n$  außerhalb der Bürozeit generell  $1,5 \text{ h}^{-1}$  angesetzt worden ist, ohne zu kontrollieren, welche Raumtemperatur gerade herrscht. In der Realität soll diese Situation nicht vorkommen, außer wenn das vom Raumnutzer gewünscht wird.

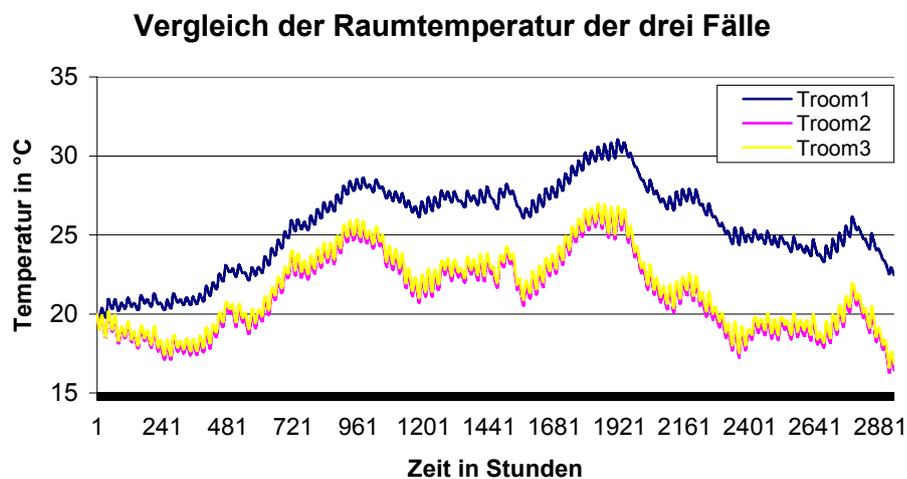


Abbildung 6-7 Zusammenstellung der Raumlufttemperatur der drei Fälle

In diesem Passivhaus ist eine zentrale Lüftungsanlage vorgesehen, für die eine Luftwechselzahl von  $0,4 \text{ h}^{-1}$  als realistisch anzusetzen ist anhand der Lüftungsgeschwindigkeit und Luftvolumen. Anhand der Ergebnisse aus dem Fall 1 ist es ersichtlich, dass mit dieser ständigen Luftwechselzahl die Raumtemperatur immer über der 20 °C Marke liegt. Die zusätzliche mögliche Luftwechselzahl ist abhängig von dem Nutzverhalten des Raumnutzers, sie ist nur durch Öffnen der Fenster realisierbar.

Aus der Gegenüberstellung der Raumtemperatur der drei Fälle in Abbildung 6-7 ist zu sehen, dass die Differenz zwischen Fall2 und Fall3 nicht groß ist. In Abbildung 6-8 ist die Differenz vergrößert dargestellt. Sie beträgt maximal  $0,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

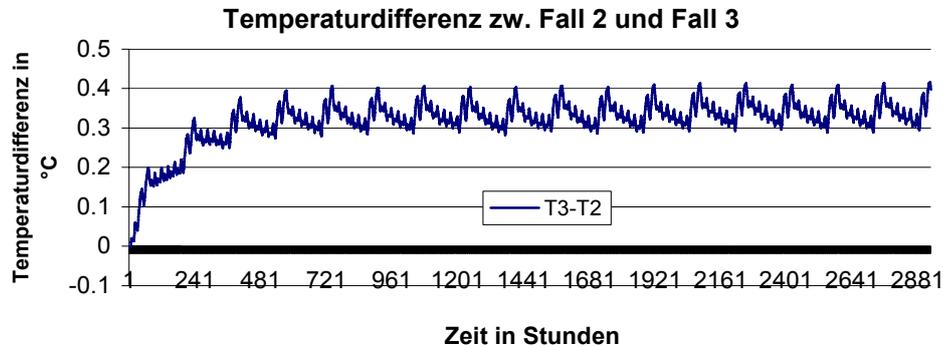


Abbildung 6-8 Temperaturdifferenz zwischen den Fall2 und Fall3

Im Fall3 ist die interne Wärmelast nur am Abend außerhalb der Bürozeit (8-17 Uhr) vorkommend. Aufgrund der niedrigen Außentemperatur am Abend und in der Nacht ist die Wärmelast großteils durch Öffnen der Fenster ausgeführt. Deshalb ist die Temperaturdifferenz zwischen Fall2 und Fall3 minimal.

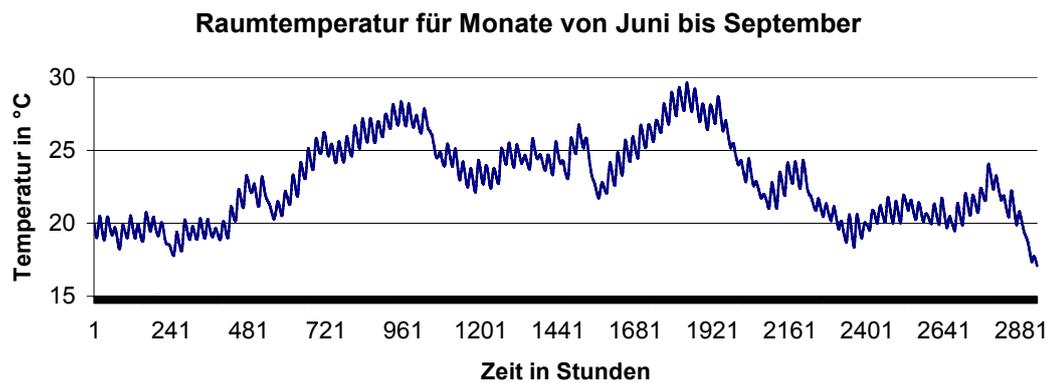
## 6.4 Sommerlicher Wärmeschutz des Dachbürraumes

Für den betrachteten Dachraum wird der sommerliche Wärmeschutz für die mögliche Nutzung als Büroraum untersucht. Die Raumtemperatur des betrachteten Raumes wird unter adiabatischen Bedingungen berechnet. Für die interne Wärmelast wird angenommen, dass im Raum drei Personen arbeiten.

Personen:	3 x 80W	=	240 W
Beleuchtung:	30m <sup>2</sup> x 3W/m <sup>2</sup>	=	90 W
PC:	3 x 100W	=	300 W
Summe der internen Wärmelast			630 W

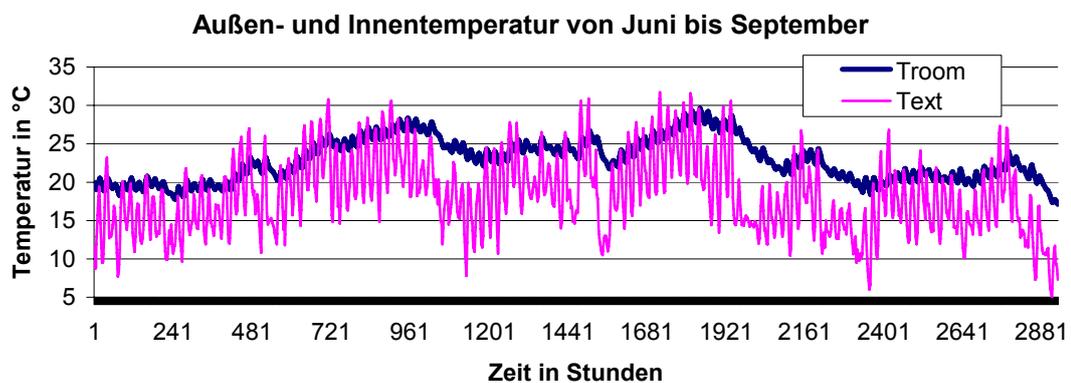
Die Luftwechselzahl  $n$  wird für die ganze Zeit mit  $1,5\text{ h}^{-1}$  angenommen.

In Abbildung 6-9 ist die Raumtemperatur dargestellt für den Zeitraum von Juni bis September. In den Monaten Juni und September ist die Raumtemperatur immer unter der  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$  Marke. Im Juli sind ca. 6 Tage und im August 8 Tage über der  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$  Marke.



**Abbildung 6-9 Raumtemperatur für Monate von Juni bis September für Büroraum**

Die Gegenüberstellung der Außenluft- und Raumtemperatur ist in Abbildung 6-10 dargestellt.



**Abbildung 6-10 Temperaturverlauf für Außenluft- und Raumtemperatur**

Um die Raumtemperatur abzusenken, wird der PCM-Einsatz als eine von möglichen Lösungen gegen die sommerliche Überwärmung im Raum in den Monaten Juli und August untersucht. Es werden folgende Fälle simuliert:

1. Luftwechselzahl  $n = 1,5 \text{ h}^{-1}$  für die ganze Zeit, PCM-Kühlelemente in Aluminiumplatte integriert und an der Stahlbetondecke angebracht
2. Wie im Fall 1, mit einer zusätzlichen Nachtlüftung von 0 bis 6 Uhr für den Raum,  $n_{\text{zusätz}} = 1 \text{ h}^{-1}$
3. Variable Luftwechselzahl für den Raum und Hinterlüftung für die PCM-Schicht: Luftwechselzahl  $n = 1,5 \text{ h}^{-1}$ , wenn die Raumtemperatur höher als  $24 \text{ °C}$  liegt, sonst  $0,6 \text{ h}^{-1}$ ; Hinterlüftung der PCM-Schicht wenn die Außenlufttemperatur niedriger als  $23 \text{ °C}$  ist.

### 6.4.1 Thermisches Verhalten des Raumes mit $n = \text{konstant}$

Die Ergebnisse der Simulation für den Fall 1 sind im Folgenden dargestellt.

In Abbildung 6-11 ist die Raumtemperatur für den Fall 1 dargestellt, im Vergleich mit der Raumtemperatur ohne PCM.

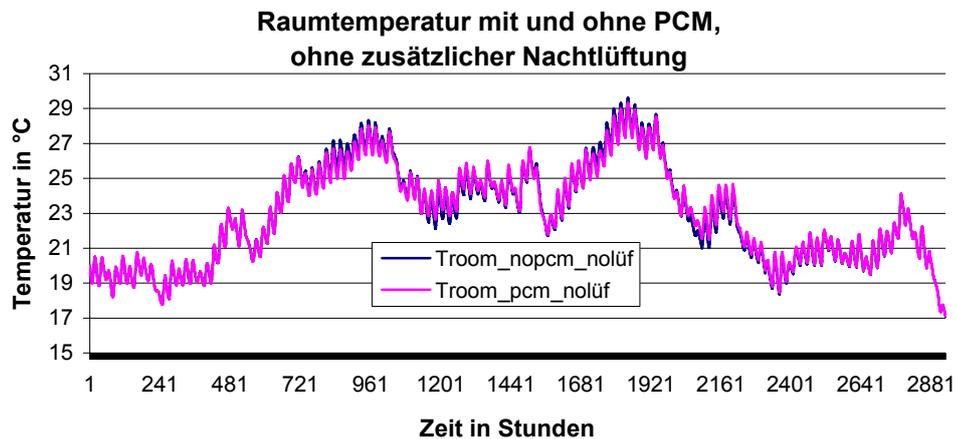


Abbildung 6-11 Temperatur ohne bzw. mit Einsatz von PCM Fall 1, von Juni bis September

In Abbildung 6-12 ist die Temperaturdifferenz vergrößert dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die erzielbare temperatursenkende Wirkung von PCM nur minimal ist. Durch Einsatz von PCM ist eine maximal  $0,6\text{ °C}$  niedrigere Raumtemperatur zu erwarten.

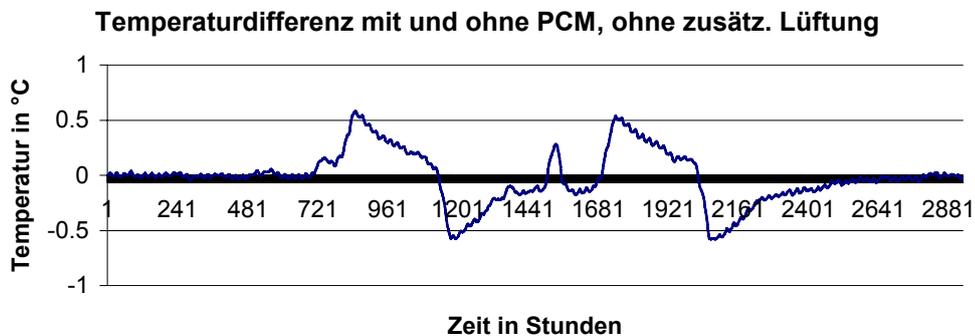


Abbildung 6-12 Temperaturdifferenz zwischen den Fällen mit und ohne PCM-Einsatz

Die minimale temperatursenkende Wirkung von PCM ist darauf zurückzuführen, dass die am Tag aufgenommene Wärme von PCM in der Nacht nicht an die Umgebung abgegeben werden kann bei der angenommenen Luftwechselzahl.

In Abbildung 6-13 ist der geschmolzene Anteil in PCM aus der Simulationsberechnung dargestellt. In den 6 Tagen im Juli und 8 Tagen im August ist der geschmolzene Anteil von PCM gleich 1, die große Menge von aufgenommener Wärme durch Phasenwechsel von festem zu flüssigem Zustand ist in PCM gespeichert. Deshalb ist der „Latenteffekt“ minimal.

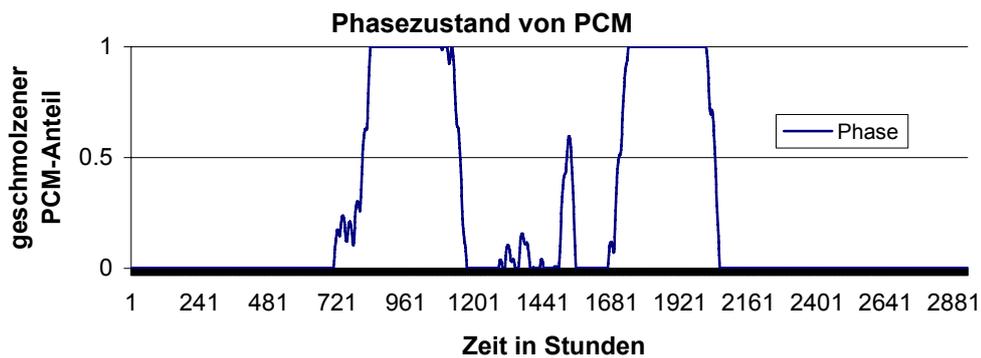


Abbildung 6-13 geschmolzener Anteil von PCM im Fall 1

### 6.4.2 Thermisches Verhalten des Raumes mit $n = \text{variabel}$

Als nächstes wird der Fall2 untersucht. Die Luftwechselrate eines Tages ist in Abbildung 6-14 dargestellt. Es wird versucht, durch die zusätzliche Lüftung in der Nacht die im PCM gespeicherte Wärme abzuführen.

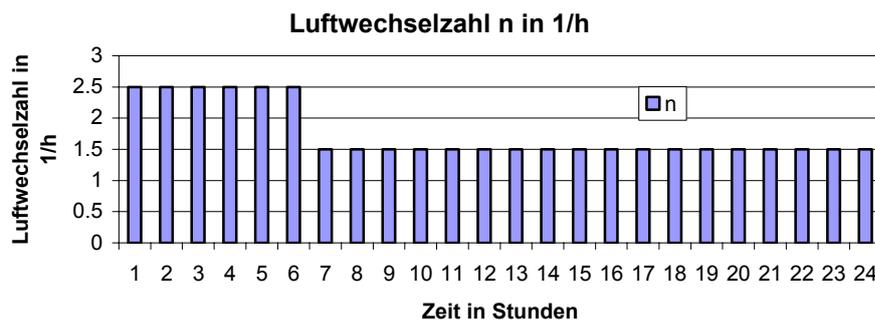


Abbildung 6-14 Luftwechselzahl eines Tages

In Abbildung 6-15 ist der Temperaturverlauf mit zusätzlicher Raumlüftung in der Nacht für die Fälle mit bzw. ohne PCM dargestellt.

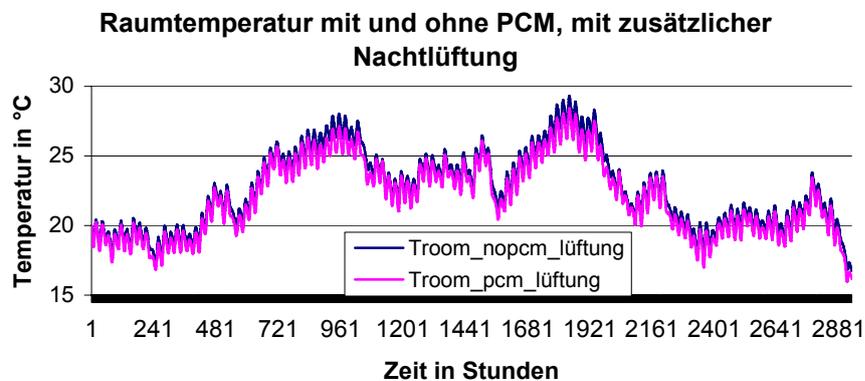
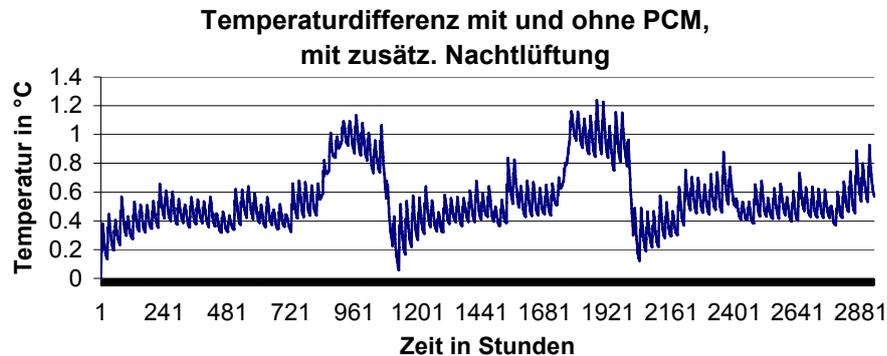


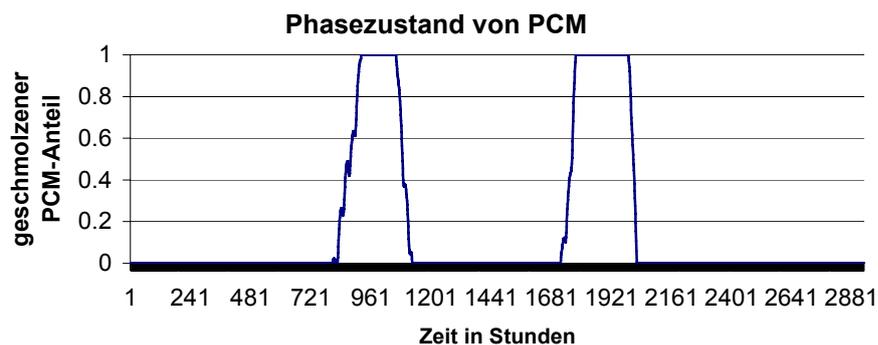
Abbildung 6-15 Temperatur ohne bzw. mit PCM Fall2, von Juni bis September mit zusätzlicher Lüftung in der Nacht

In Abbildung 6-16 ist die Temperaturdifferenz vergrößert dargestellt. Durch Einsatz von PCM ist eine maximal 1,2 °C niedrigere Raumtemperatur zu erwarten.



**Abbildung 6-16 Temperaturdifferenz zwischen den Fällen mit und ohne PCM-Einsatz, mit zusätzlicher Lüftung in der Nacht**

In Abbildung 6-17 ist der geschmolzene Anteil vom PCM dargestellt. Im Vergleich mit Abbildung 6-13 wird ersichtlich, dass die Anzahl der Tage mit dem geschmolzenen Anteil um 1 Tag weniger geworden ist. Trotzdem ist PCM über viele Tage zur Gänze geschmolzen.



**Abbildung 6-17 Geschmolzener Anteil von PCM im Fall 2**

### 6.4.3 Thermisches Verhalten des Raumes mit Hinterlüftung von PCM

Obwohl der Latenteffekt im Fall 2 besser geworden ist, sind im August immerhin noch 6 Tage über 27 °C. Es wird der dritte Fall simuliert, um die mögliche Wirkung der hinterlüfteten PCM zu untersuchen.

Nachfolgend werden die Simulationsergebnisse von Fall3 analysiert.

Beim Fall3 wird eine von der empfundenen Raumtemperatur abhängige variable Luftwechselzahl für den Raum gewählt, wie es in Abbildung 6-18 dargestellt ist. Natürlich kann man sie noch genauer steuern, in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur. In dieser Arbeit wird die Steuerung der Luftwechselzahl nicht weiter verfeinert, weil der Schwerpunkt auf dem Vergleich der temperatursenkenden Wirkung von PCM liegt.

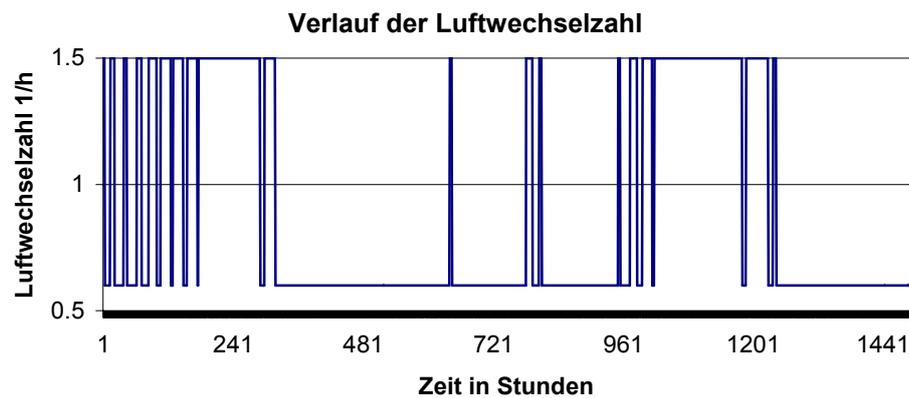


Abbildung 6-18 Darstellung der Luftwechselzahl im Sommer

Mit einem Ventilator wird die Hinterlüftung der PCM-Schicht realisierbar sein. Für die Berechnung wird angenommen, dass der Ventilator erst eingeschaltet wird, wenn die Außenlufttemperatur unter  $23\text{ }^{\circ}\text{C}$  liegt. Das heißt, die Temperaturdifferenz zwischen Phasenwechseltemperatur des PCMs und der Außenlufttemperatur beträgt mindestens  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

In Abbildung 6-19 ist dargestellt, wann der Ventilator für die Hinterlüftung von PCM eingeschaltet ist. „1“ bedeutet, dass der Ventilator eingeschaltet ist.

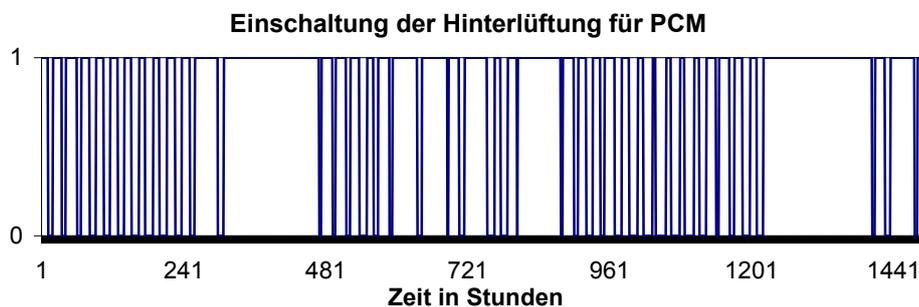


Abbildung 6-19 Einschaltung der Hinterlüftung für PCM, „1“ bedeutet eingeschalt, „0“ nicht

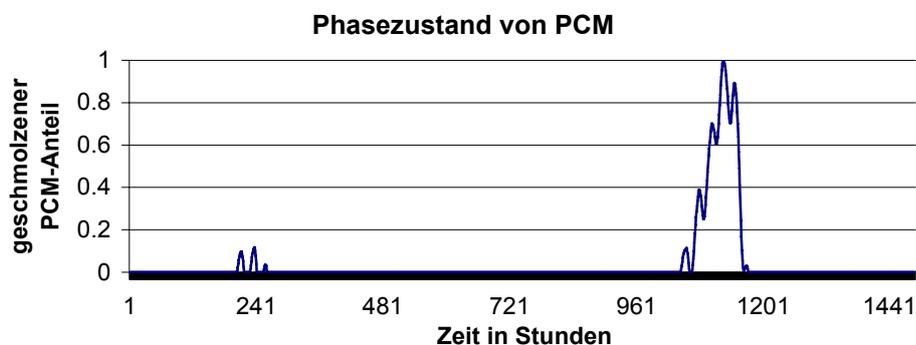
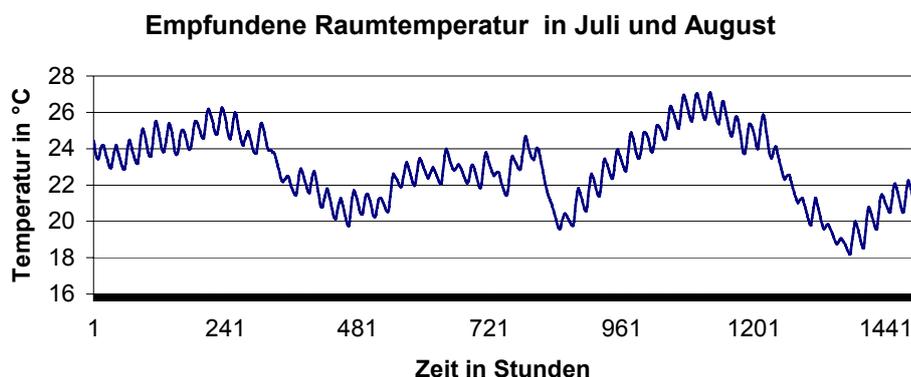


Abbildung 6-20 Darstellung des geschmolzenen Anteils des PCM im Juli und August, mit Hinterlüftung von PCM

In Abbildung 6-20 ist der geschmolzene Anteil von PCM dargestellt. Nur an einigen Tagen im August ist der größte Teil von PCM geschmolzen und an 3 Tagen im Juli sind ca. 100% geschmolzen. Außerhalb der erwähnten Periode ist das PCM nicht geschmolzen aufgrund der Hinterlüftung der PCM-Schicht.

Aus den beiden Diagrammen, Abbildung 6-19 und Abbildung 6-20, ist ersichtlich, dass die Hinterlüftung in vielen Fällen überdimensioniert ist. Basierend auf den bisherigen Simulationsergebnissen ist es vorstellbar, die Leistung der Hinterlüftung in Abhängigkeit vom geschmolzenen PCM-Anteil zu definieren, um die Latentwirkung von PCM noch besser auszunutzen. Dies wurde bereits für ein anderes Raummodell durchgeführt.



**Abbildung 6-21 Empfundene Raumtemperatur im Fall 3 für Juli und August**

Der Temperaturverlauf der empfundenen Raumtemperatur ist in Abbildung 6-21 dargestellt. Es sind lediglich drei Tage im August, in denen die Raumtemperatur die 27 °C Marke erreicht. Das heißt, die Anforderungen an den sommerlichen Wärmeschutz für diesen Dachbüroraum sind als erfüllt zu betrachten.

#### Energiebedarf für den Ventilator der Hinterlüftung der PCM-Schicht:

Wie die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen, ist durch eine Kombination von kontrollierter Raumlüftung und gesteuerter Hinterlüftung der PCM-Schicht eine Klimaanlage ersetzbar. Der zusätzliche Energieverbrauch des Ventilators für die Hinterlüftung der PCM-Schicht wird als nächstes ermittelt, um die Reduktion des Energiebedarfs im Sommer zu verdeutlichen.

Der Kühlbedarf des Raumes ist im Kapitel 7.2.2.2 ermittelt worden. Er beträgt 117 kWh im Jahr. Der Ventilator ist für 2414 Stunden im Jahr eingeschaltet. Der Luftvolumenstrom ist zu berechnen aus:

$$\dot{V} = v \cdot A = 0.1 \frac{m}{s} \cdot 0.1 m^2 \cdot 3600 \frac{s}{h} = 36 m^3 / h$$

Für die Abschätzung des gesamten Stromverbrauchs des Ventilators der Hinterlüftung wird angenommen, dass der Stromverbrauch 0,4 W/(m<sup>3</sup>/h) befördertem Luftstrom beträgt. Der gesamte Stromverbrauch für den Ventilator ist nach folgender Formel zu berechnen:

$$Q_{\text{ventilator}} = P \cdot \tau = 0,4 \frac{W}{m^3/h} \cdot \dot{V} \cdot 2414 h = 34,8 \text{ kWh}$$

Bei einem Kühlgerät kann man den Energieverbrauch nach dem Energiebedarf abschätzen:

$$Q_{\text{kühlgerät}} \approx \frac{1}{3} \text{Kühlleistung} = 39 \text{ kWh}$$

Vergleicht man die zwei Werte des Energieverbrauchs, ist ersichtlich, dass die Hinterlüftung speziell bei diesem Fall eine Einsparung der Energiekosten einbringt. Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass die Hinterlüftung hauptsächlich in der Nacht stattfindet, in der die Energiekosten üblicherweise günstiger sind als am Tag.

In Abbildung 6-22 ist die empfundene Raumtemperatur für den Fall 1, 2 und 3 gegenübergestellt. Mit variabler Luftwechselrate und Hinterlüftung der PCM-Schicht (Fall3) ist die beste temperatursenkende Wirkung im Vergleich zu Fall 2 und Fall 1 erzielt worden.

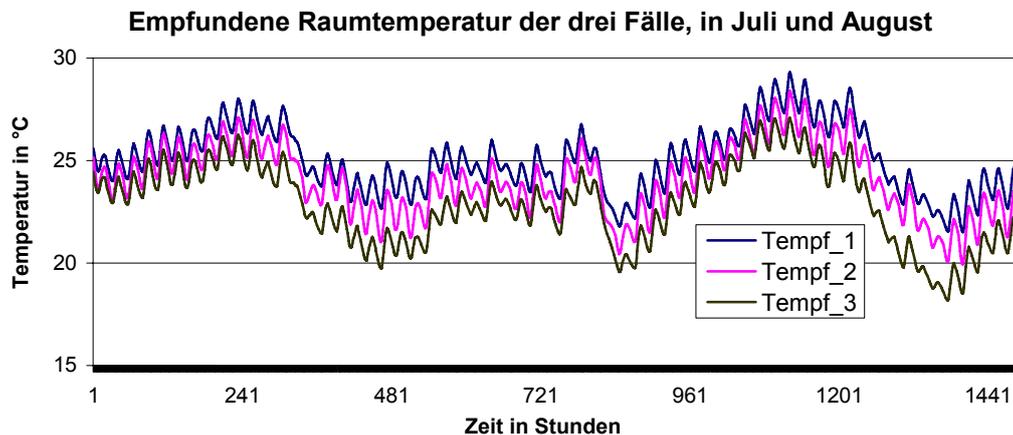


Abbildung 6-22 Zusammenstellung der empfundenen Raumtemperatur der drei Fälle

In Abbildung 6-23 ist die empfundene Raumtemperatur für den Fall ohne PCM und für den Fall mit PCM und Hinterlüftung der PCM-Schicht dargestellt. Die Absenkung bei der maximalen Raumtemperatur beträgt ca. 2,5 °C.

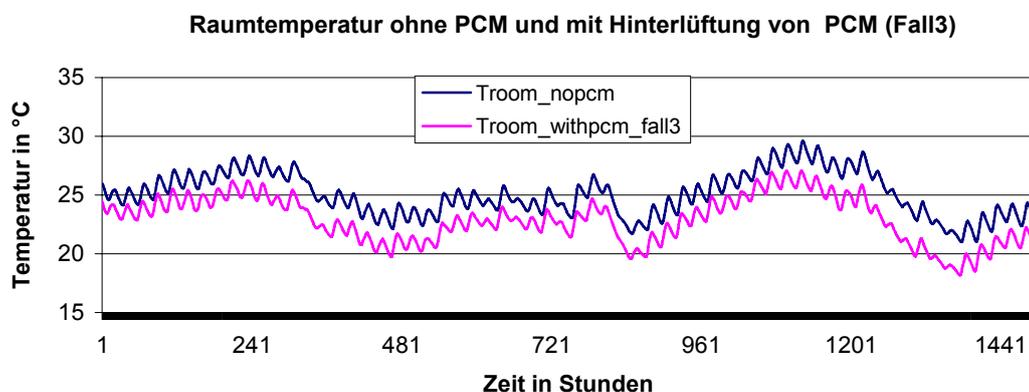


Abbildung 6-23 Raumtemperatur für ohne PCM und mit PCM und mit Hinterlüftung von PCM

## 7 Energieeinsparung unter Einsatz von PCM in Gebäuden

Im Kapitel 6.4 wurde der Einfluss des PCM-Einsatzes auf die Raumtemperatur des Büroraumes untersucht. An Hand der Ergebnisse ist die temperaturstabilisierende Wirkung von PCM eindeutig. Speziell im dritten Fall mit variabler Luftwechselzahl und Hinterlüftung der PCM-Kühlelemente ist es möglich, die maximal empfundene Raumtemperatur bis zu 27 °C zu halten. Aus dieser Sicht ist es interessant zu erfahren, wie viel Heizwärme- und Kühlbedarf dadurch erspart werden könnten, wenn PCM-Elemente verwendet würden.

Es werden für folgende zwei Raummodelle der Heiz- und Kühlenergiebedarf ermittelt:

- Büroraum mit Passivhausstandard, aus massiver Bauweise
- Klimakammer aus leichter Bauweise

### 7.1 Allgemeines über den Heizwärme- und Kühlbedarf

Für die Berechnung des Heizwärmebedarfs wurde folgende Logikprozedur verwendet:

$$\begin{aligned} &\text{if } (T_{\text{soll,H}} - T_{\text{empf}}) > 0 \\ &\text{than } Q_{\text{Heat}} = \int (T_{\text{soll,H}} - T_{\text{empf}}) * P_{\text{Heat},\dot{a}} dt \\ &\text{else } Q_{\text{Heat}} = 0 \end{aligned}$$

Für die Berechnung des Kühlbedarfs wurde folgende Logikprozedur verwendet:

$$\begin{aligned} &\text{if } (T_{\text{empf}} - T_{\text{soll,C}}) > 0 \\ &\text{than } Q_{\text{Cool}} = \int (T_{\text{empf}} - T_{\text{soll,C}}) * P_{\text{Cool},\dot{a}} dt \\ &\text{else } Q_{\text{Cool}} = 0 \end{aligned}$$

Dabei bedeuten:

$T_{\text{soll,H}}, T_{\text{soll,C}}$	Soll-Wert der empfundenen Raumtemperatur im Winter bzw. im Sommer in K, für die Berechnung: $T_{\text{soll,H}} = 20$ °C, $T_{\text{soll,C}} = 26,5$ °C
$T_{\text{empf}}$	per Simulation errechneter Wert der empfundenen Raumtemperatur in °C
$Q_{\text{Heat}}, Q_{\text{Cool}}$	zugeführte Wärmemenge für Heizen und Kühlen in W
$P_{\text{Heat},\dot{a}}, P_{\text{Cool},\dot{a}}$	die äquivalente Heiz- und Kühllast in W/K

Die Werte der äquivalenten Heiz- und Kühllast richteten sich nach der berechneten Heiz- und Kühllast. Die endgültigen Werte sind die, mit der die Raumtemperatur den winterlichen und sommerlichen Wärmeschutz erfüllt.

Die Ausgangswerte der äquivalenten Heiz- und Kühllast werden wie folgt mit den Kennwerten vom Büroraum eines Passivhauses berechnet.

Die Heiz- und Kühllast zur Berechnung des Heizwärme- und Kühlbedarfs wird nach dem Wärmeverlust dieses Büroraums für Winter und Sommer berechnet.

Transmissionsverlust mit Vernachlässigung der Wärmebrücken:

$$H_T = \sum U_K \cdot A_K = 11,8 \quad \text{W/K}$$

Lüftungswärmeverlust  $H_V = \rho \cdot c \cdot n \cdot V / 3600 \quad \text{W/K}$

Für die Sommermonate Juli, August und September,  $n = 1,5 \text{ h}^{-1}$ :  $H_V = 47,84 \text{ W/K}$

Für die restliche Jahreszeiten,  $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$ :  $H_V = 15,95 \text{ W/K}$

Die Heizlast  $P_{Heat} = (H_T + H_{V,Winter}) \cdot (T_{soll,H} - T_{min,au\beta en}) = 888 \text{ W}$

Die Kühllast  $P_{Cool} = (H_T + H_{V,Sommer}) \cdot (T_{soll,C} - T_{max,au\beta en}) = -550 \text{ W}$

## 7.2 Heizwärme- und Kühlbedarf für den Büroraum

Nachfolgend werden Untersuchungen für den Büroraum mit Passivhaus-Standard durchgeführt, um die Wirkung des PCM-Einsatzes auf den Heizwärme- und Kühlbedarf zu veranschaulichen. Der einzige Unterschied zu der Passivhaus-Planung liegt darin, dass für diese Berechnung keine Wärmerückgewinnung berücksichtigt wird, um einerseits die PCM-Wirkung zu verdeutlichen und andererseits die Ergebnisse zu verallgemeinern.

Die bauphysikalischen Eigenschaften des Raumes bleiben unverändert wie im Kapitel 6.2 beschrieben.

Die Lüftungsrate für das Jahr ist wie folgt definiert:

- $n = 1,5 \text{ h}^{-1}$  für die Sommermonate Juli, August und September
- $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$  für die restliche Jahreszeiten

Der interne Wärmegewinn beträgt in der Bürozeit 630 W, sonst 0. Die genaue Aufstellung dafür siehe Kapitel 6.4. Als Wetterdaten wird die von Wien TRY95 verwendet.

### 7.2.1 Heizwärme- und Kühlbedarf für den Büroraum ohne Einsatz von PCM

Um die Energieeinsparpotenziale unter Einsatz von PCM zu untersuchen, wird als erstes der Energiebedarf für Heizung und Kühlung ohne PCM ermittelt.

In Abbildung 7-1 ist der Temperaturverlauf für den Fall ohne bzw. mit Heizung im Winter und Kühlung im Sommer dargestellt. Diese Ergebnisse bestätigen, dass allein durch die Erfüllung der U-Werte die Anforderung nach Passivhaus-Standard ohne die Wärmerückgewinnung der winterliche und sommerliche Wärmeschutz nicht erfüllt werden könnte.

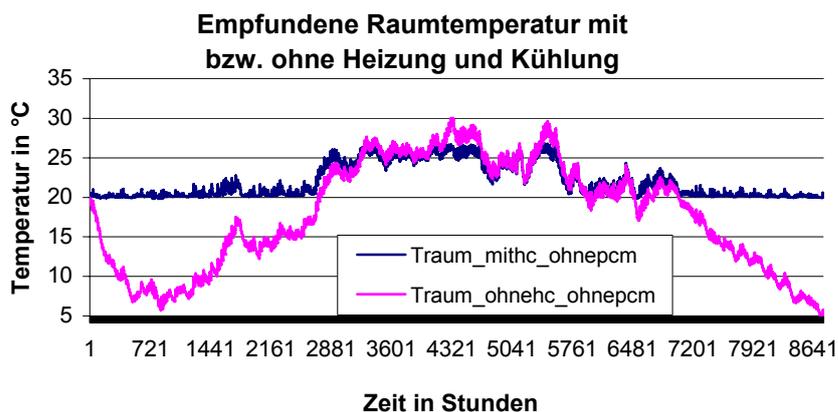


Abbildung 7-1 Empfundene Raumtemperatur ohne bzw. mit Heizung und Kühlung für ein ganzes Jahr, ohne Einsatz von PCM

In Abbildung 7-2 ist die Heiz- und Kühlleistung im Zeitverlauf dargestellt. In den Übergangsjahreszeiten sollten eigentlich weder Heiz- noch Kühlleistungen anfallen. Bei den durch Simulationsmodelle beschriebenen thermischen Verhalten zeigt sich, dass sowohl Heiz- als auch Kühlleistungen anfallen können. Dies hängt auch vom Nutzerverhalten bzw. von den in den Modellen gewählten Simulationsbedingungen ab.

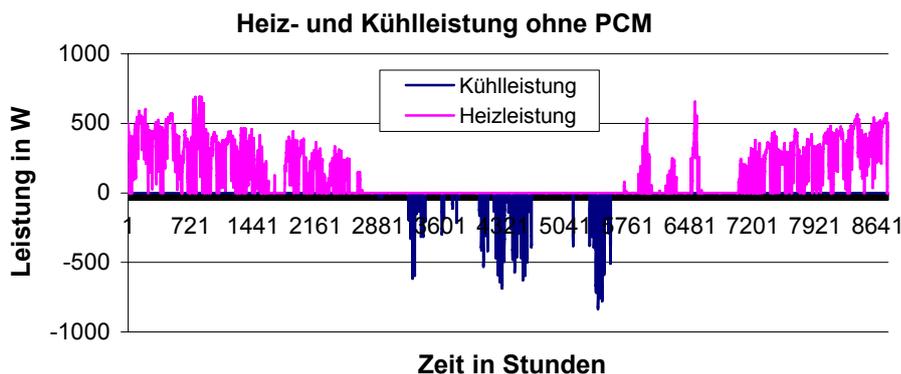


Abbildung 7-2 Verlauf der Heiz- und Kühlleistung im Jahr, ohne PCM-Einsatz

Der Verlauf des Heizwärme- und Kühlbedarfs im Jahr ist in Abbildung 7-3 und Abbildung 7-4 zu sehen.

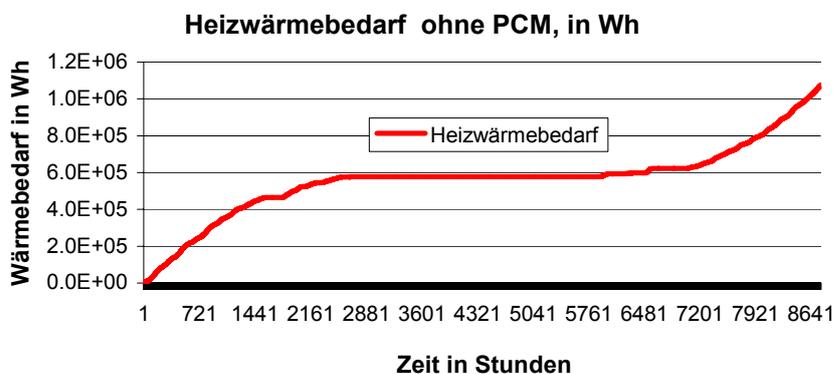


Abbildung 7-3 Verlauf des Heizwärmebedarfs im Jahr ohne PCM-Einsatz

Der Heizwärmebedarf für das ganze Jahr beträgt 1070 kWh, umgerechnet auf 29,5 kWh/(m<sup>2</sup>a). Der Kühlbedarf für das ganze Jahr beträgt 121 kWh, umgerechnet auf 3,3 kWh/(m<sup>2</sup>a).

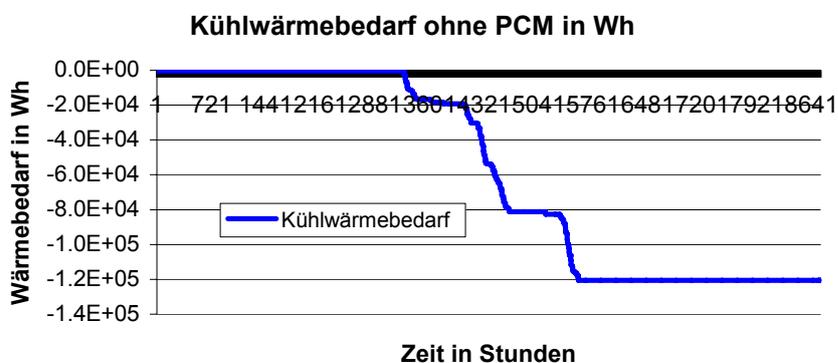


Abbildung 7-4 Verlauf des Kühlbedarfs im Jahr ohne Einsatz von PCM

## 7.2.2 Energiebedarf unter Anwendung von PCM

Im Kapitel 6.4 über den sommerlichen Wärmeschutz dieses Büroraumes wurden 3 Fälle untersucht, um die erzielbare temperaturstabilisierende Wirkung der PCM-Komponente zu erforschen.

- 1) Luftwechselzahl  $n = 1,5 \text{ h}^{-1}$  für die ganze Zeit, PCM-Kühlelemente in Aluminiumplatte integriert und an der Stahlbetondecke angebracht;
- 2) wie im Fall 1, mit einer zusätzlichen Nachtlüftung von 0 bis 6 Uhr für den Raum,  $n_{\text{zusätz}} = 1 \text{ h}^{-1}$
- 3) Variable Luftwechselzahl für den Raum und mit Hinterlüftung für PCM-Schicht: Luftwechselzahl  $n = 1,5 \text{ h}^{-1}$ , wenn die Raumtemperatur höher als 24 °C liegt, sonst 0,6 h<sup>-1</sup>; Hinterlüftung der PCM-Schicht, wenn die Außenlufttemperatur niedriger als 23 °C ist.

Beim Fall 1 und 2, anhand des Temperaturverlaufs ist ersichtlich, dass der sommerliche Wärmeschutz nicht erfüllt werden kann.

Im Fall 3, mit kontrollierter Raumlüftung und zusätzlicher Hinterlüftung der PCM-Schicht, liegt in der ganzen Sommerzeit die Raumtemperatur nicht über 27 °C, der sommerliche Wärmeschutz ist erfüllt. Das heißt, speziell bei diesem Fall ist es möglich, durch eine PCM-Anwendung eine Klimaanlage zu ersetzen. Der Einfluss des PCM-Einsatzes auf den Heizwärmebedarf wird nachfolgend untersucht.

### 7.2.2.1 Heizwärmebedarf mit Anwendung von PCM

Es ist interessant zu wissen, wie weit die PCM-Anwendung den winterlichen Wärmeschutz beeinflussen würde. Nachfolgend werden am gleichen Rechenmodell für diesen Büroraum Simulationen durchgeführt für folgende Fälle:

- Ohne PCM
- Mit PCM unterschiedlicher Phasenwechseltemperatur: 18, 19, 20, 21, 22, 23 und 24 °C.

Nachfolgend werden die Ergebnisse analysiert. In Abbildung 7-5 ist der Heizwärmebedarf für das ganze Jahr dargestellt, mit Einsatz von PCM unterschiedlicher Phasenwechseltemperatur. Es zeigt sich, dass das PCM mit einer Phasenwechseltemperatur von 21°C den geringsten Heizwärmebedarf anbietet.

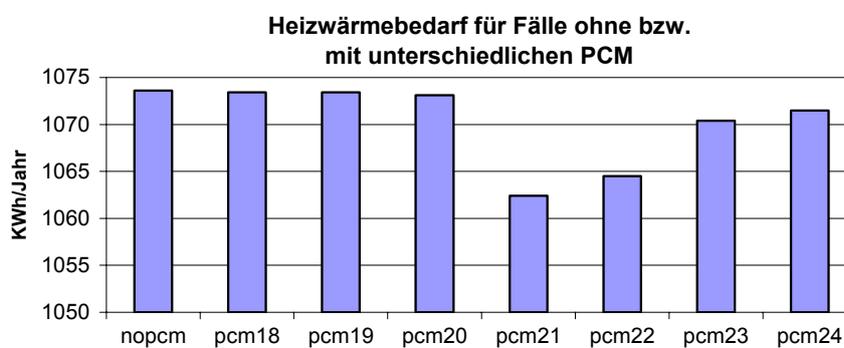


Abbildung 7-5 Heizwärmebedarf der untersuchten Fälle

### 7.2.2.2 Kühlbedarf mit Anwendung von PCM

Eine Gegenüberstellung des Kühlbedarfs der untersuchten Fälle zeigt Abbildung 7-6. Speziell bei diesem Rechenmodell bietet das PCM mit der Phasenwechseltemperatur von 24 °C den geringsten Kühlbedarf an.

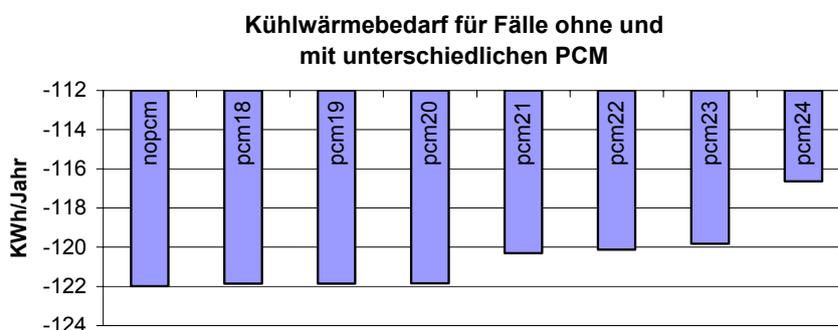


Abbildung 7-6 Kühlbedarf der untersuchten Fälle

Generell sind der Heizwärmebedarf bzw. der Kühlbedarf mit Einsatz von PCM niedriger geworden im Vergleich zu dem ohne PCM. Das heißt, durch die Erhöhung der Speicherkapazität ist der Wärmebedarf für die Heizung und Kühlung reduziert worden.

Es ist hier zu erwähnen, dass der Kühlbedarf vorhanden ist wie in Abbildung 7-6 darstellt, aufgrund der Anbringungsart der PCM und fehlenden Hinterlüftung von PCM. Um den Kühlbedarf weiter zu reduzieren, wurde im Kapitel 7.2.2 untersucht.

Aus Abbildung 7-5 ist ersichtlich, dass PCM mit der Phasenwechseltemperatur von 21°C den niedrigsten Heizwärmebedarf erzielt. Für die Kühlung, wie in Abbildung 7-6 dargestellt, ist das PCM mit der Phasenwechseltemperatur von 24°C das optimale Produkt.

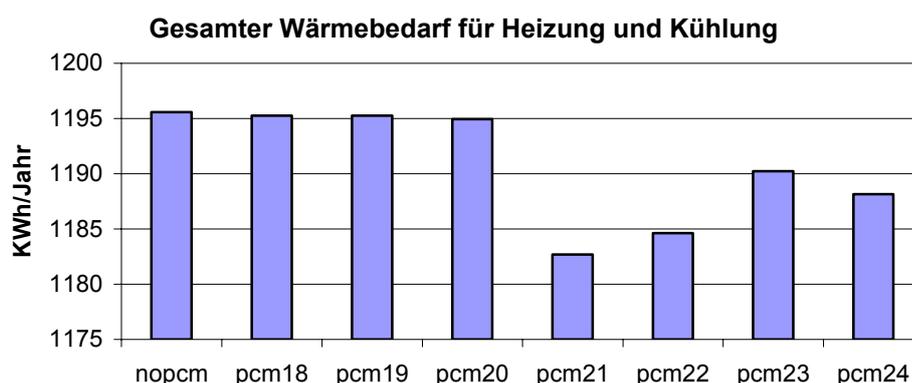
Bei Betrachtung des gesamten Wärmebedarfs für die Heizung und Kühlung ist zu erwähnen, dass die optimale Phasenwechseltemperatur von PCM von der Gewichtung der Wärmelast im Sommer und Winter abhängen würde.

### 7.2.3 Energieeinsparung unter Einsatz von PCM für den Büroraum

In Abbildung 7-7 ist der gesamte Wärmebedarf für Heizung und Kühlung dargestellt.

Die optimale Phasenwechseltemperatur die sich daraus für das ganze Jahr ergibt ist 21°C, dieselbe wie bei den anderen Beispielen für den Winter. Es ist darauf zurückzuführen, dass für den betrachteten Raum in Wien der Heizwärmebedarf viel größer ist als der Kühlbedarf. Die Gewichtung des Heizwärme- und Kühlbedarfs im Jahr spielt bei den untersuchten Fällen die entscheidende Rolle.

Unter Einsatz von PCM ist der Energiebedarf sowohl für die Heizung als auch für die Kühlung reduziert worden, wie die Ergebnisse im vorigen Kapitel gezeigt haben.



**Abbildung 7-7 Gesamter Wärmebedarf für Heizung und Kühlung**

Speziell für das verwendete Rechenmodell, ein Büroraum in Wien in Passivhaus-Standard ohne Wärmetauscher, werden Untersuchungen durchgeführt mit PCM unterschiedlicher Phasenwechseltemperatur. Die optimale Phasenwechseltemperatur liegt bei 21°C.

In Tabelle 7-1 sind der Energiebedarf bzw. die Energieeinsparung für Heizen und Kühlen zusammengefasst.

**Tabelle 7-1 Zusammenfassung der Energieeinsparung durch Einsatz von PCM**

	<b>Ohne PCM in kWh</b>	<b>Mit PCM in kWh</b>	<b>Energieein- sparung in kWh</b>	<b>Energieein- sparung in %</b>
<b>Wärmebedarf für Heizung</b>	1074	1062	12	1,1%
<b>Wärmebedarf für Kühlung</b>	122	120	2	1,6%
<b>Gesamter Wärmebedarf</b>	1196	1182	14	1,1%

Wie in Tabelle 7-1 dargestellt, beträgt die Energieeinsparung im ganzen Jahr durch Einsatz von PCM 14 kWh, was etwa 1% des gesamten Wärmebedarfs für Heizung und Kühlung entspricht.

### 7.3 Energiebedarf für das Messobjekt2

Nachfolgend werden Untersuchungen für das Messobjekt2 aus leichter Bauweise durchgeführt, um die Wirkung des PCM-Einsatzes auf den Heizwärme- und Kühlbedarf zu veranschaulichen.

Die bauphysikalischen Kennwerte für das Messobjekt2 sind im Kapitel 4.2.1 beschrieben.

Die Lüftungsrate für das Jahr ist wie folgt definiert:

- $n = 1,5 \text{ h}^{-1}$  für die Sommermonate Juli, August und September
- $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$  für die restlichen Jahreszeiten

Der interne Wärmegewinn beträgt in der Bürozeit 200 W, sonst 0. Als Wetterdaten wird die von Wien TRY95 verwendet.

Um den Einfluss des PCM-Einsatzes auf den Energiebedarf des Messobjekts zu untersuchen, werden Simulationen für folgende Fälle durchgeführt:

- Ohne Einsatz von PCM
- Einsatz von PCM folgender unterschiedlicher Phasenwechseltemperaturen: 19, 20, 21, 22, 23, 24 und 25°C

#### 7.3.1 Heizwärme- und Kühlbedarf für Messobjekt2 ohne PCM

Als erstes wird der Energiebedarf für die Heizung und Kühlung ohne PCM ermittelt.

In Abbildung 7-8 ist die Heiz- und Kühlleistung ohne PCM im Jahr dargestellt.

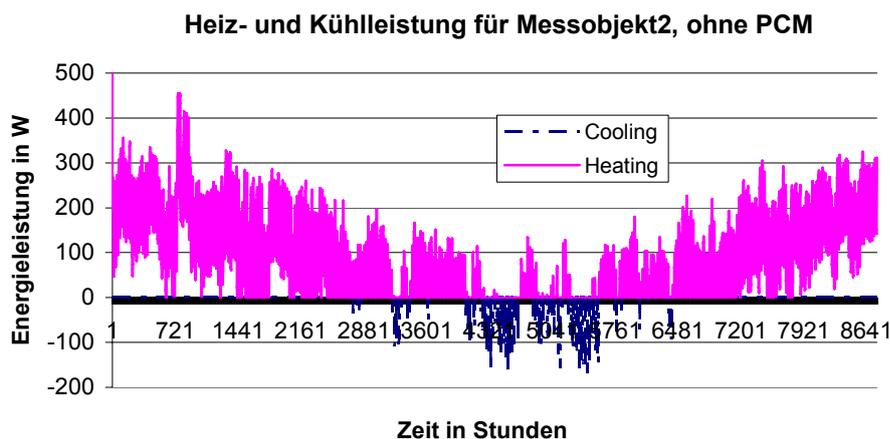


Abbildung 7-8 Verlauf der Heiz- und Kühlleistung im Jahr, ohne PCM-Einsatz

Der Verlauf des Heizwärme- und Kühlbedarfs im Jahr ist in Abbildung 7-9 und Abbildung 7-10 zu sehen.

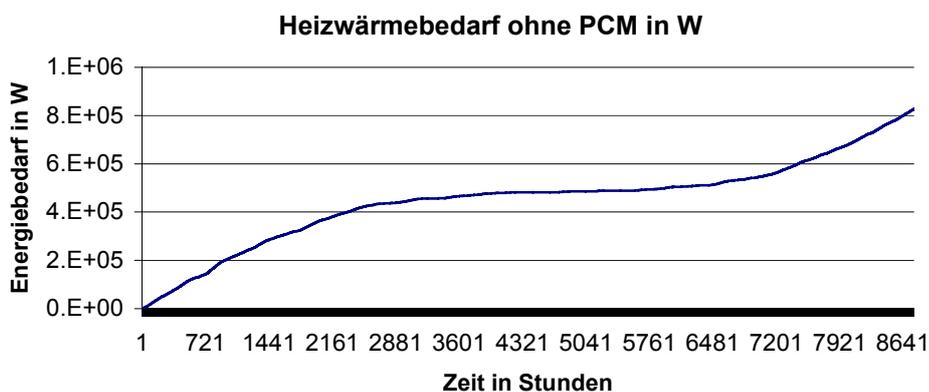


Abbildung 7-9 Heizwärmebedarf für Messobjekt2 ohne PCM

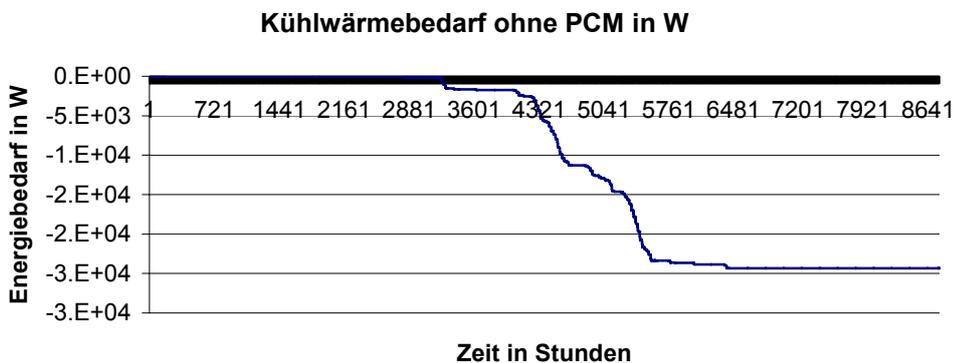


Abbildung 7-10 Kühlbedarf für Messobjekt2 ohne PCM

Der Heizwärmebedarf für das ganze Jahr beträgt 827,08 kWh, umgerechnet 82,7 kWh/(m<sup>2</sup>a).

Der Kühlbedarf für das ganze Jahr beträgt 24,33 kWh, umgerechnet 2,43 kWh/(m<sup>2</sup>a).

### 7.3.2 Energiebedarf für Messobjekt2 unter Anwendung von PCM

Der Energiebedarf für die Heizung und Kühlung wird mit PCM unterschiedlicher Phasenwechseltemperatur berechnet. Nachfolgend werden die Ergebnisse analysiert.

In Abbildung 7-11 ist der Heizwärmebedarf für das ganze Jahr dargestellt, mit Einsatz von PCM unterschiedlicher Phasenwechseltemperatur. Sie zeigt, dass PCM mit einer Phasenwechseltemperatur von 21°C den geringsten Heizwärmebedarf hat.

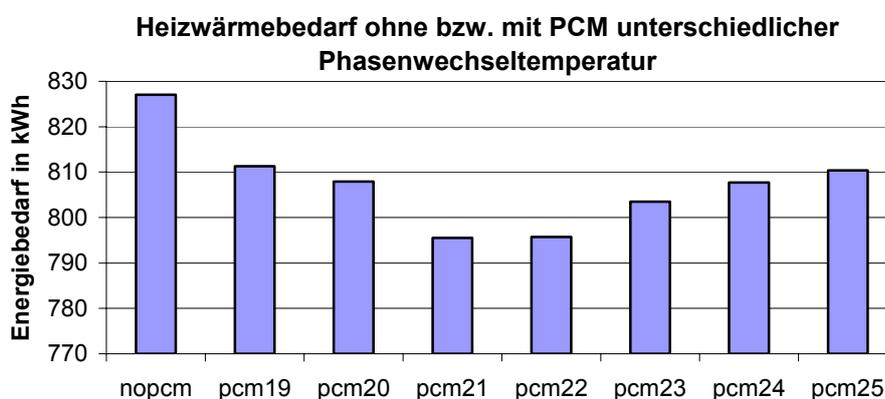


Abbildung 7-11 Heizwärmebedarf der untersuchten Fälle für Messobjekt2

In Abbildung 7-12 ist der Kühlbedarf für das ganze Jahr dargestellt, mit Einsatz von PCM unterschiedlicher Phasenwechseltemperatur. Sie zeigt, dass das PCM mit einer Phasenwechseltemperatur von 24°C den geringsten Kühlbedarf anbietet.

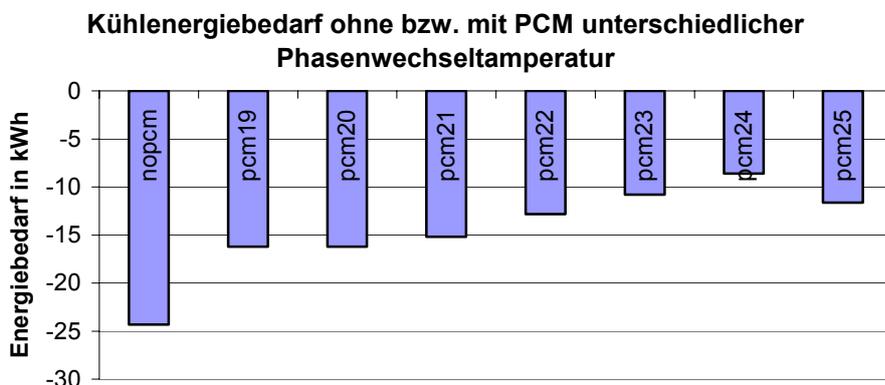


Abbildung 7-12 Kühlbedarf der untersuchten Fälle für Messobjekt2

### 7.3.3 Energieeinsparung unter Einsatz von PCM für Messobjekt2

In Abbildung 7-13 ist der gesamte Wärmebedarf für Heizung und Kühlung dargestellt.

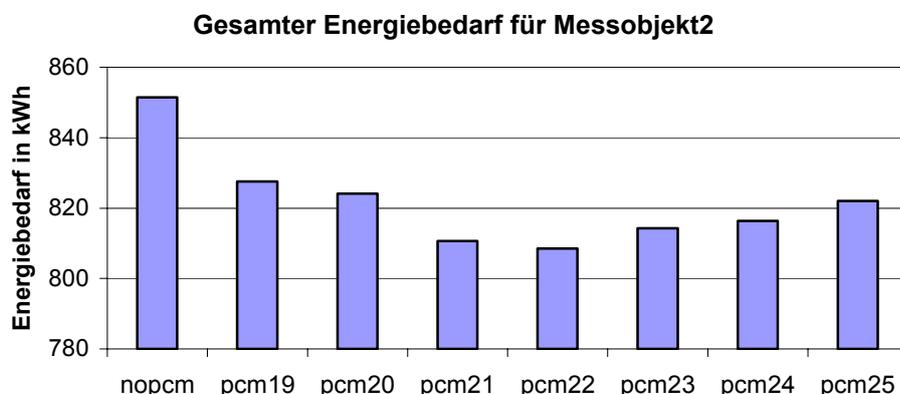


Abbildung 7-13 Gesamter Wärmebedarf für Heizung und Kühlung für Messobjekt2

Aus dem Energiebedarf ist ersichtlich, dass speziell für das verwendete Rechenmodell, ein Leichtbau in Wien, die optimale Phasenwechseltemperatur bei 22°C liegt.

Tabelle 7-2 Zusammenfassung der Energieeinsparung durch Einsatz von PCM

	Ohne PCM in kWh	Mit PCM in kWh	Energieein- sparung in kWh	Energieein- sparung in %
<b>Wärmebedarf für Heizung</b>	827,08	795,73	31,35	4%
<b>Wärmebedarf für Kühlung</b>	24,33	12,81	11,52	47%
<b>Gesamter Wärmebedarf</b>	851,41	808,54	42,87	5%

In Tabelle 7-2 ist die Energieeinsparung für den Heizwärme- und Kühlbedarf angegeben. Die gesamte Energieeinsparung im ganzen Jahr durch Einsatz von PCM beträgt 43 kWh, was etwa 5% des gesamten Wärmebedarfs für Heizung und Kühlung entspricht.

## 7.4 Zusammenfassung

In den vorhergehenden Unterkapiteln dieses Kapitels wurde der Energiebedarf für die Heizung und Kühlung an folgenden zwei Rechenmodellen untersucht:

- Büroraum in einem Passivhaus in Massivbauweise und
- Messobjekt2 in Leichtbauweise.

Für die zwei Modelle wurde zuerst der Energiebedarf ohne Einsatz von PCM, als nächstes dann unter Einsatz von PCM unterschiedlicher Phasenwechseltemperatur ermittelt.

Anhand der Ergebnisse der untersuchten Fälle kommt man zu folgenden Schlussfolgerungen:

- 1) Einsatz von PCM in Gebäuden bringt allgemein eine Reduktion des Energiebedarfs.
- 2) Unter mitteleuropäischen Klimaverhältnissen, z.B. in Wien, ist es für einen Büroraum möglich, durch einen intelligenten PCM-Einsatz eine Klimaanlage zu ersetzen.
- 3) Über das Potenzial der Energieeinsparung durch PCM-Einsatz ist keine allgemeine Aussage zu treffen. Bei den zwei verwendeten Modellen reichte die maximale Einsparung bis zu 1% bei Massivbauten bzw. bis zu 5% bei Leichtbauten.
- 4) Die optimale Phasenwechseltemperatur unter Betrachtung des minimalen Energiebedarfs ist unterschiedlich. Sie hängt von der Gewichtung des Heizwärmebedarfs und des Kühlbedarfs ab. Diese sind durch folgende Gegebenheiten zu beeinflussen:
  - a. Bauweise
  - b. Interner Wärmegewinn und Klimabedingungen.
- 5) PCM-Einsatz für winterlichen Wärmeschutz: ohne Integration alternativer Energien wie Solarenergie oder Wärmepumpe bringt der Einsatz von PCM in Gebäuden für den Winter keinen großen Effekt, wie die Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen zeigen. Bei den untersuchten Modellen beträgt die Energieeinsparung beim Heizen bis zu 4% beim Leichtbau, bzw. bis zu 1% beim Massivbau.

## 8 Literaturverzeichnis

- [1] Awbi H.B., A.Hatton: Natural convection from heated room surfaces. *Energy and Buildings* 30 (1999) pp. 233-244
- [2] Baehr H.D., K.Stephan: Wärme- und Stoffübertragung,4.Auflage, Springer Verlag 2003.
- [3] Baumgarth, Hörner, Reeker: Handbuch der Klimatechnik, Band 1, C.F.Müller Verlag, 1999
- [4] Bednar Thomas: Beurteilung des feuchte- und wärmetechnischen Verhaltens von Bauteilen und Gebäuden, Dissertation am Institut für Bauphysik und Baustofflehre und Brandschutz, TU Wien, 2000
- [5] Bruno Frank : Using Phase Change Materials for space heating and cooling in buildings, 2004 AIRAH performance enhanced buildings environmentally sustainable design conference
- [6] Clarksean R., Chen Y., Marangiu M., An analysis of heat flux limits for electronic components on a finned substrate containing a PCM, EEP-Vol. 26-2, Advanced in Electronic packaging-1999, Volume 2, ASME (1999), 1611-1616.
- [7] Costa M., Buddhi, D., Oliva, A., Numerical simulation of latent heat thermal energy storage system with enhanced heat conduction, *Energy Convers. Mgmt*, 39, Nro 3/4, (1998), 319-330.
- [8] Deen M. William: Analysis of Transport Phenomena, Oxford University Press 1998
- [9] Dibowski Hans-Gerd: Auf Basis umfangreicher Messdatensätze experimentell und numerisch validierte Regeln zur optimierten Auslegung von Luft-Erdwärmetauschern, Dissertation am Institut für technische Thermodynamik in der Abteilung Solarforschung des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt in Köln.
- [10] Dreyer J.: Skriptum Bauphysik II
- [11] Dreyer Jürgen : Regulation of temperature and humidity by phase change materials, *Healthy Buildings* 2006
- [12] Feist Wolfgang : Thermische Gebäudesimulation, kritische Prüfung unterschiedlicher Modellansätze, Verlag C.F. Müller, 1994
- [13] Feist Wolfgang: CEPHEUS wissenschaftliche Begleitung und Auswertung, Endbericht, Fachinformation PHI-2001/9
- [14] Feist Wolfgang: Passivhaus Sommerklima Studie, Fachinformation PHI-1998/10
- [15] Glück B.: Effizienter Umweltenergiesatz bei Wohnbauten, Forschungsbericht an RUD. OTTO MEYER-Umweltstiftung 2004
- [16] Hagentoft C.E.: Building Physics Fundamentals, Report an Chalmers Institute Of Technology, Sweden 1999
- [17] Hawes D.W., D.Feldman and D. Banu: Latent heat storage in building materials. *Energy and Buildings* 20 (1993) pp. 77-86
- [18] Hehling M., L.F. Cabeza, S. Hippeli, S. Hiebler, PCM-module to improve hot water heat stores with stratification, *Renewable Energy* 28 (2003) 699–711.
- [19] Heim D., J A Clarke: Numerical modeling and thermal simulation of phase change materials with ESP-R, 8th International IBPSA Conference in Eindhoven Netherlands, pp. 459-466

- [20] Jachan Christian: Hygienischer Tauglichkeitsnachweis und Optimierung der bauphysikalischen Performance von Gebäuden in Passivbauweise, Dissertation am Institut für Bauphysik und Baustofflehre und Brandschutz, TU Wien, 2003
- [21] K.C.W.Ip, Solar thermal storage with phase change materials in domestic buildings, <http://freespace.virgin.net/m.eckert/cib98paper.pdf>
- [22] Kalagasidis Angela Sasic: H-Tools, International Building Physics Toolbox, Department of Building Physics, Chalmers Institute of Technology, Sweden, 2002
- [23] Kalousek M., D.Beckovsky: Thermal comfort of lightweight building in summer time. Healthy Buildings 2006, in Lisboa, Proceedings Vol.II pp. 21-24
- [24] Lamberg P., Siren K., Analytical model for melting in a semi-infinite PCM storage with an internal fin. Heat and mass transfer, Published in electrical version, (2002).
- [25] Lin Kunping, Yinping Zhang, Xu Xu, Hongfa Di, Rui Yang, Penghua Qin: Experimental study of under-floor electric heating system with shape-stabilized PCM plates, Energy and Building 37 (2005) pp. 215-220
- [26] Lutz, Jenisch, Klopfer, Freymuth, Krampf: Lehrbuch der Bauphysik, Teubner Verlag, 1985
- [27] Manz Heinrich, Peter W.Egolf: Simulation of radiation induced melting and solidification in the bulk of a translucent building façade, Building Simulation 1995 pp.252-258
- [28] Mehling H., L.F.Cabeza, S. Hippeli, S. Hiebler, Improvement of stratified hot water stores using PCM module, in: Proceedings of EuroSun 2002, Bologna, Italy, 2002.
- [29] Merkel Holger : Untersuchungen zum thermischen Verhalten von Latentwärmespeichernden Bauteilen mit transparenter Wärmedämmung, Bauphysik 13 1991 Seite 225-229, Wilhelm Ernst & Sohn Verlag für Architektur und technische Wissenschaften
- [30] Nielsen T. R., Ruut Peuhkuri, Peter Weitzmann, Charlotte Gudum: Modeling Building Physics in Simulink, Danmarks Tekniske Universitet, 2002
- [31] ÖNORM EN 832: Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden, Berechnung des Heizenergiebedarfs, Wohngebäude
- [32] ÖNORM EN ISO 13786 : Thermal performance of building components – Dynamic thermal characteristics – Calculation methods, Österreichisches Normungsinstitut, 2005
- [33] ÖNORM EN ISO 13789: Thermal performance of buildings – Transmission and Ventilation heat transfer coefficients – Calculation method, Österreichisches Normungsinstitut, 2005
- [34] ÖNORM EN ISO 13790: Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden – Berechnung Des Heizenergiebedarfs, Österreichisches Normungsinstitut, 2003
- [35] ÖNORM EN ISO 6946: Bauteile, Wärmedurchlaßwiderstand und Wärmedurchgangs-koeffizient, Berechnungsverfahren, 1997
- [36] ÖNORM prEN ISO 13791: Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden – sommerliche Raumtemperaturen bei Gebäuden ohne Anlagentechnik – Allgemeine Kriterien und Validierungsverfahren, Österreichisches Normungsinstitut, 2004

- [37] ÖNORM prEN ISO 13792: Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden – Sommerliche Raumtemperaturen bei Gebäuden ohne Anlagentechnik – Vereinfachtes Berechnungsverfahren, Österreichisches Normungsinstitut, 2004
- [38] Öttinger Oswin, PCM/Graphitverbund-Produkte für Hochleistungswärmespeicher, ZAE Symposium, München, 4. – 5. März 04
- [39] Raib W.: Heiz- und Klimatechnik, Band 1: Grundlagen, Systeme, Ausführung, C.F.Müller Verlag 1968
- [40] Rietschel H.: Raumklimatechnik, Band 1 Grundlagen, Springer-Verlag, 1994
- [41] Ruth Kelly: Latent heat storage in building materials, [http://www.cibse.org/pdfs/Latent% 20heat%20storage.pdf](http://www.cibse.org/pdfs/Latent%20heat%20storage.pdf)
- [42] Schütz Peter: Ökologische Gebäudeausrüstung, neue Lösungen, Springer Verlag 2002
- [43] Siegel R., J.R. Howell: Thermal Radiation Heat Transfer, 4th Edition, Taylor & Francis Verlag
- [44] Stetiu Corina , Helmut E. Feustel: Phase change wallboard and mechanical night ventilation in commercial buildings, <http://epb.lbl.gov/thermal/pcm2.pdf>
- [45] Stritih U. , V. Butala: Improving indoor comfort with PCM cold storage, Proceedings of Healthy Buildings 2006, Seite 73-76
- [46] Stritih U., V. Butala: Improving indoor comfort with PCM cold storage. Healthy Buildings 2006, in Lisboa, Proceedings Vol.II pp. 73-76
- [47] Stritih U.: Heat transfer enhancement in latent heat thermal storage system for buildings. Energy and Buildings 35 (2003) pp. 1097-1104
- [48] VDI 3789 Blatt2: Umweltmeteorologie – Wechselwirkungen zwischen Atmosphäre und Oberflächen – Berechnung der kurz- und der langwelligen Strahlung, 1994, Herausgeber: Kommission Reinhaltung der Luft im VDI und DIN – Normenausschuss
- [49] Virgone J., F.Kuznik: Effect of PCM internal temperature: experiments in the test room MINIBAT. Healthy Building 2006 in Lisboa, Proceedings Vol.II pp. 63-56
- [50] Völker Conrad, Oliver Kornadt: Experimentelle und numerische Untersuchung zur Reduktion sommerlicher Überhitzung durch Phasenübergangsmaterialien, WKS B Heft 56, 2006
- [51] Welty James R., Charles E. Wicks, Robert E. Wilson: Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer, 3. Edition. John Wiley & Sons Verlag, 1983
- [52] Wirtz R.A., Ning Zheng, Dhanesh Chandra: Thermal management using “dry” phase change materials, 5th IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 1990, pp.74-82
- [53] Xu Xu, Yinping Zhang, Kunping Lin, Hongfa Di, Rui Yang: Modeling and simulation on the thermal performance of shape-stabilized phase change material floor used in passive solar buildings, Energy and Buildings 37 (2005)
- [54] ZAE BAYERN: Leitprojekt „Innovative PCM-Technologie“, Ergebnisse aus der Forschung und Entwicklung, ZAE BAYERN 2003
- [55] Zubillaga.O, J.Marcos, F.Cano, L.F.Cabeza: Microencapsulated Phase Change Materials for Energyefficient Buildings. Healthy Buildings 2006 in Lisboa, Abstracts 260
- [56] Urtel Melanie: Wachs in der Wand sorgt für Wohlfühlklima, Wissenschaft popular, Infoservice der BASF