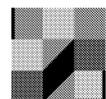


Christof Stölzel, Doreen Kalz, Jan Wienold, Martin Fischer

**Evaluierung der Energieeffizienz  
von aktiv durchströmten  
Wandkühlflächen mit  
Phasenwechsellmaterial in  
Wohngebäuden in Kombination  
mit einer Zisternenkühlung  
und Optimierung des Betriebes  
durch Entwicklung geeigneter  
Regelstrategien**



## F 2715

Bei dieser Veröffentlichung handelt es sich um die Kopie des Abschlußberichtes einer vom Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung -BMVBS- im Rahmen der Forschungsinitiative »Zukunft Bau« geförderten Forschungsarbeit. Die in dieser Forschungsarbeit enthaltenen Darstellungen und Empfehlungen geben die fachlichen Auffassungen der Verfasser wieder. Diese werden hier unverändert wiedergegeben, sie geben nicht unbedingt die Meinung des Zuwendungsgebers oder des Herausgebers wieder.

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

Die Originalmanuskripte wurden reprototechnisch, jedoch nicht inhaltlich überarbeitet. Die Druckqualität hängt von der reprototechnischen Eignung des Originalmanuskriptes ab, das uns vom Autor bzw. von der Forschungsstelle zur Verfügung gestellt wurde.

© by Fraunhofer IRB Verlag

2009

ISBN 978-3-8167-8065-6

Vervielfältigung, auch auszugsweise,  
nur mit ausdrücklicher Zustimmung des Verlages.

### **Fraunhofer IRB Verlag**

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

Postfach 80 04 69

70504 Stuttgart

Nobelstraße 12

70569 Stuttgart

Telefon 07 11 9 70 - 25 00

Telefax 07 11 9 70 - 25 08

E-Mail [irb@irb.fraunhofer.de](mailto:irb@irb.fraunhofer.de)

[www.baufachinformation.de](http://www.baufachinformation.de)

[www.irb.fraunhofer.de/bauforschung](http://www.irb.fraunhofer.de/bauforschung)



# **Evaluierung der Energieeffizienz von aktiv durchströmten Wandkühlflächen mit Phasenwechselmaterial in Wohngebäuden in Kombination mit einer Zisternenkühlung und Optimierung des Betriebes durch Entwicklung geeigneter Regelstrategien**

Projektleitung

Christoph Stölzel  
Variotec GmbH  
Weißmarterstr. 3  
D-92318 Neumarkt i.d. Opf.

Projektbearbeitung

Dipl.-Ing. Doreen Kalz  
Dipl.-Ing. Jan Wienold  
Dipl.-Ing. Martin Fischer  
Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE  
Abteilung für Thermische Anlagen und Gebäudetechnik  
Gruppe Solares Bauen  
Heidenhofstraße 2  
79110 Freiburg

Dieser Bericht umfasst 93 Seiten.

Der Forschungsbericht wurde mit Mitteln der Forschungsinitiative „Zukunft Bau“ des Bundesamtes für Bauwesen und Raumordnung gefördert (AZ:Z6-10.08.18.7-06.21/ I13-F20-06-015). Die Verantwortung für den Inhalt des Berichtes liegt bei den Autoren.

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE  
Abteilung Thermische Anlagen und Gebäudetechnik

Freiburg, 23. Juni 2009

Dipl.-Ing. Doreen Kalz  
Bearbeitung

Dipl.-Ing. Sebastian Herkel  
Gruppenleiter Solares Bauen

## Inhalt

<b>Abstract</b>	<b>5</b>
<b>1 Kurzfassung Teil A: Evaluierung der messtechnischen Untersuchung</b>	<b>7</b>
<b>2 Kurzfassung Teil B: Modellbasierte Auswertung und Optimierung</b>	<b>10</b>
<b>3 Zusammenfassung und Schlussfolgerung</b>	<b>11</b>
<b>Teil A: Evaluierung der messtechnischen Untersuchung</b>	
<b>4 Einleitung, Ziele und Methodik</b>	<b>14</b>
<b>5 Gebäude- und Systembeschreibung</b>	<b>21</b>
5.1 Lage und Beschreibung	21
5.2 Energiekonzept und Gebäudetechnische Anlagen	21
<b>6 Erweiterung des Messkonzept</b>	<b>28</b>
<b>7 Zusammenfassung der messtechnischen Bewertung Langzeitmessung: Januar 2006 bis Dezember 2007</b>	<b>31</b>
7.1 Thermische Energiebilanz im Kühlfall	31
7.2 Elektrische Energiebilanz	34
7.3 Energieeffizienz	40
7.4 Zusammenfassung und Schlussfolgerung	41
<b>8 Zusammenfassung der messtechnischen Bewertung Kurzzeitmessung: Mai 2007 bis August 2007</b>	<b>42</b>
8.1 Grundlegende Maßnahmen	43
8.2 Übersicht der Ergebnisse	45
8.3 Raumtemperaturen im Obergeschoss	47
8.4 PCM im Obergeschoss	48
8.5 Thermische Performance der Kühlzisterne	50
8.6 Strombezug einzelner Verbraucher	53
8.7 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen der Kurzzeitmessungen	56

<b>9</b>	<b>Bewertung des thermischen Komforts im Sommer</b>	<b>57</b>
<b>10</b>	<b>Optimierung</b>	<b>62</b>
10.1	Hydraulisches System	63
10.1.1	Umwälzpumpen der Geschosse	63
10.1.2	Pumpe an der Kondensatorseite der Wärmepumpe	68
10.1.3	Pumpe an der Verdampferseite der Wärmepumpe	69
10.2	Wärmepumpe	71
10.2.1	Leistungszahl	71
10.3	Temperaturhub	72
10.4	Solaranlage und Notkühlung	73
10.5	Regelungsparameter der TABS	74
10.6	Zusammenfassung der Optimierungsmaßnahmen	75

## **Teil B: Modellbasierte Auswertung und Optimierung**

<b>11</b>	<b>Ziele und Methodik</b>	<b>76</b>
<b>12</b>	<b>Simulation: Gebäude- und Anlagenmodell</b>	<b>77</b>
12.1	Validierung des Gebäude- und Anlagenmodells	78
12.1.1	Gebäudemodell	79
12.1.2	Anlagenmodell	80
12.2	Modelle für die Optimierungsphase: Gebäude und Anlagen	84
<b>13</b>	<b>Optimierung des Kühlsystems</b>	<b>85</b>
13.1	Beschreibung der untersuchten Betriebsweisen und Regelungsalgorithmen	85
13.2	Evaluierung der untersuchten Betriebsweisen und Regelungsalgorithmen	87

## Abstract

This work introduces and evaluates a novel heating and cooling concept employing thermo-active building systems and environmental energy harnessed from 22-m<sup>3</sup> rainwater cisterns for a 290-m<sup>2</sup> low energy residential building in Germany. The building strives for a significantly reduced primary energy use with carefully coordinated measures such as high quality building envelope by means of vacuum insulated panels, supply and exhaust air system with heat recovery, reduced solar heat gains (solar shading), and the integration of thermal solar collectors and photovoltaic in the plant system. On this premise, a comprehensive long-term monitoring over the course of two years in high time resolution was carried out with an accompanying commissioning of the building performance. Measurements comprise the energy use for heating, cooling, and ventilation, as well as the auxiliary equipment, the performance of the environmental heat source/sink, thermal comfort, air quality, and local climatic site conditions.

The analysis focuses on the performance and the efficiency of the rainwater cisterns as natural heat source and sink as well as the heat pump system. First, the paper discusses the performance of the thermo-active building systems, investigates the occupant thermal comfort, determines the efficiency of the heating/cooling system, and evaluates the total end and primary energy use of the building. Second, various operation and control strategies for the cooling plant are investigated by means of a validated building and plant model in the dynamic simulation environment TRNSYS. The optimization is carried out in terms of energy efficiency, occupant thermal comfort and the availability of the rainwater cisterns over the summer months.

The central findings of the analysis of the energy and efficiency performance of the HVAC according to four defined balance boundaries are the following:

*Rainwater cistern as environmental source und sink:* The energy balance of the cisterns is mainly influenced by the heat loss and gain to the surrounding ground. The volume of the cistern has to be dimensioned adequately in accordance with the required heating and cooling load of the building. In the cooling mode, a volume of 12 m<sup>3</sup> is available which is sufficient (cooling power 0.5 - 2 kW), but requires a load management, since continuous cooling results in a fast depletion of the energy reservoir (temperatures of the cold cistern above 18°C in summer). However, in the heating mode, the cisterns are not sufficiently sized (heating power 2 - 5 kW) which requires long operation time

of the electrical heater as back-up system. Due to the high auxiliary energy use of the submerged pump in the open-loop system, the SPF in heating mode is poorer  $4.9 \text{ kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{end}}$  as against  $6.9 \text{ kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{end}}$  in cooling mode.

*Energy distribution and delivery by thermo-active building systems:* The analysis of the auxiliary energy use reveals great potential for savings. The submerged and the circulation pumps are oversized according to the pressure drops. Further, the three installed circulation pumps (one for each floor) can be replaced by one pump, reducing the auxiliary energy use. Moreover, the control unit for the TABS has re-implemented standard features usually used in conventional cooling systems (e.g., nighttime set-up) which cause longer operation hours and are, therefore, disadvantageous for the efficiency performance.

*End and primary energy use of the building:* The primary energy use for heating, cooling and ventilation (without lighting) amounts to  $55 \text{ kWh}_{\text{prim}}/\text{a}$ . Therewith, the auxiliary energy contributes 28% to the total primary energy use ( $15 \text{ kWh}_{\text{prim}}/\text{a}$ ). This reveals optimization and saving potential.

*Operation and control:* The surface-near thermo-active building system requires a operation during the day. Considering an optimum of thermal occupant comfort, energy efficiency and availability of the rainwater cistern, a control of the water supply temperature in accordance with the ambient air is most favorable. The control of the system considering the adaptive comfort model of the EN 15251:2007-08 (operative room temperatures in accordance with the running mean of the ambient air temperature) benefits the availability of moderate water temperature in the cistern. The rainwater cistern as heat sink is then available for cooling over then entire summer period.

*Keywords:* residential building, long-term monitoring, thermal comfort, environmental heat source/sink, thermo-active building systems, energy efficiency, rainwater cisterns

## 1 Kurzfassung Teil A: Evaluierung der messtechnischen Untersuchung

Aufbauend auf den messtechnischen Untersuchungen der haustechnischen Anlagen im Nullheizenergie-Wohnhaus Voggenthal des vorangegangenen BMWi-Projektes zur Entwicklung von Vakkumdämmsystemen wurden Langzeitmessungen im Betrachtungszeitraumes März 2006 bis Dezember 2007 hinsichtlich der thermischen und elektrischen Energiebilanz im Kühlfall analysiert und bewertet.

- Im Betrachtungszeitraum März 2006 bis März 2007 wurde ca.  $3,4 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGF}}$  Kälte in das Gebäude eingebracht. Dabei wurde im Obergeschoß mit insgesamt 2,5 und im Erdgeschoß mit  $0,47 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGF}}$  gekühlt. Das Souterrain wurde mit ähnlich viel Kühlenergie ( $0,39 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGF}}$ ) versorgt, wobei die aktive Kühlung nur für einen Raum im Souterrain genutzt und für den Sommer 2007 komplett deaktiviert wurde. Eine genaue Energiebilanz über die Kombizisternen ist erst mit Erweiterung des Messkonzeptes (Frühjahr 2007) möglich.
- Der Jahresverbrauch an elektrischer Energie für die gesamten haustechnischen Anlagen beträgt 6.408 kWh. Der Bedarf an Hilfsenergie aller Pumpen für das Heizen und Kühlen beträgt 21% des gesamten Energiebedarfs für den Betrieb des Gebäudes. Dies ist im Vergleich zu Wohngebäuden ähnlichen Standards sehr groß, sodass beim Bezug an Hilfsenergie noch großes Einsparpotential zu erwarten ist.
- Der Strombezug aller Pumpen der haustechnischen Anlagen im Betrachtungszeitraum beträgt 1.125 kWh. Auf den Heizfall entfallen 757 kWh (67%) und auf den Kühlfall 368 kWh (33%).
- Die Messung der Raumtemperaturen im Gebäude zeigt, dass ganzjährig ein sehr hoher Komfort im Gebäude gegeben ist. Dabei wurde der sommerliche Komfort durch den Einsatz der Kühlzisterne maßgeblich positiv beeinflusst. Die operative Temperatur lag nur an 53 h über  $26^\circ\text{C}$ .

Um das Kühlkonzept bestehend aus den Kombi-Regenwasserzisternen und der thermoaktiven Bauteilsysteme energetisch genau zu bilanzieren und im Rahmen des Gebäudemonitorings bewerten zu können, wurden die Wärme- und die Kältezisterne im März 2007 mit zusätzlicher Messtechnik (Wassertemperaturen, Temperaturschichtung, zu- und abfließende Regen- und Frischwassermengen) versehen.

Auf Basis der bisherigen Messdatenauswertung wurde eine vierwöchigen Testphase sowie Kurzzeitmessungen durchgeführt, um die Energieeffizienz des

Kühlkonzeptes und die einzelnen Strombezüge der Pumpen detaillierter zu untersuchen.

- Die Jahressumme an Standby-Strom für die haustechnischen Anlagen beträgt ca.780 kWh/a.
- Anhand der ermittelten Messwerte für die Stromaufnahme der Haushaltsgeräte kann der momentan vorliegende jährliche Stromverbrauch für den Standby-Betrieb der Haushaltsgeräte auf ca. 5.000 kWh/a abgeschätzt werden.
- Für den Zeitraum der Testwoche wurde eine Energiebilanz für die Kühlzisterne erstellt. Der größte Anteil an der Kältezisterne zugeführten Wärme (289 kWh) wurde an das umgebende Erdreich abgegeben. Nur ein geringer Anteil des Wärmeverlustes der Kältezisterne entfällt auf das zugeführte Frisch- und Regenwasser.
- Die Zisternenkapazität wurde in der Testphase nahezu ausgeschöpft, da die Wassertemperatur zeitweise bei 20°C lag. Dies ist auf den dauerhaft geöffneten Sonnenschutz und die aktive Kühlung des gesamten Obergeschosses während der Testphase zurückzuführen. Durch Niederschlag und geringe Kühlungsleistung über neun Tage wurde die Temperatur der Zisterne um drei Kelvin abgesenkt. Das zeigt, dass die Kühlkapazität der Zisterne begrenzt ist. Dies muss in der Betriebsweise berücksichtigt werden.
- Großes Optimierungspotential enthält das hydraulische System und die zugehörigen Förderpumpen, da diese einen hohen Anteil der Stromaufnahme der Haustechnik verursachen (bis zu 28%). Daher sollte nach Möglichkeiten gesucht werden, diese eingesetzte Hilfsenergie entscheidend zu minimieren. Dies ist zum einen durch Änderungen der Leitungsführung oder -dimensionierung im Bereich der Hydraulik sowie durch den Einsatz von Hocheffizienzpumpen möglich.
- Über den Bilanzierungszeitraum von März 2006 bis Februar 2007 ergibt sich aus 988,6 kWh Kältemenge und 252 kWh Pumpenstrom eine Jahresarbeitszahl (JAZ) für die Gebäudekühlung von  $3,92 \text{ kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{el}}$ . Dabei befinden sich die Arbeitszahlen der einzelnen Sommermonate in einem Bereich von maximal 5,05 bis minimal 2,97  $\text{kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{el}}$ . Ziel sollte eine JAZ von 10  $\text{kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{el}}$  sein. Um diesen Zielwert zu erreichen, müssen sowohl die eingesetzten Komponenten als auch Betriebs- und Regelalgorithmen optimiert werden.

Es werden Maßnahmen aufgezeigt und bewertet, die ein hohes Einsparpotential an elektrischer und thermischer Energie aufweisen:

- Das Führungsmodul im Kühlmodus, das vergleichbar mit einer Heizkurve ist, kann deaktiviert werden. So kann unabhängig von der Außentemperatur die von der Zisterne entnommen Vorlauftemperatur ausgenutzt und durch die größere Temperaturdifferenz ein schnelleres Abkühlen des Raumes erreicht werden. Dies führt wiederum zu kürzeren Pumpenlaufzeiten und Stromeinsparung.
- Auf diese Anhebung der Solltemperatur im Kühlbetrieb kann verzichtet werden. Dadurch können die Pumpenlaufzeiten zum Erreichen der vorgegeben Raumtemperatur reduziert werden. Bislang wird im Kühlfall die Solltemperatur zeitgesteuert während der Nachtstunden angehoben.
- Durch einen intermittierenden Betrieb mit größerer Schalthysterese oder durch den Pumpenaustausch zu hocheffizienten Energiesparpumpen kann der Pumpenbetrieb optimiert werden. Diese mit dem Energielabel A ausgezeichneten Pumpen können den Hilfsenergiebedarf gegenüber herkömmlichen Pumpen nach Herstellerangaben um bis zu 80% reduzieren.
- Denkbar wäre auch eine Demontage der drei unregelten Umwälzpumpen (Leistungsaufnahme der drei Pumpen auf Stufe 1 insgesamt 138 W), welche die einzelnen Stockwerke versorgen und den Hauptteil an Hilfsenergie der Pumpen benötigen. Dieser große Strombedarf könnte durch den Umbau der Anlage und die Versorgung durch nur eine geregelte Hocheffizienzpumpe deutlich reduziert werden. Nach einer ersten Abschätzung liegt der maximale Leistungsbereich der Pumpe zwischen 30– 40 W. Dies würde ca. 800 kWh Energie sparen (bei ca. 8000 Betriebsstunden der Pumpe im Heiz- und Kühlfall).

Über den Bilanzierungszeitraum von Januar 2007 bis Dezember 2007 ergeben sich abschließend folgende Kennzahlen:

- Die Energieeffizienz im Kühlfall (JAZ) konnte für das Betriebsjahr 2007 auf  $6.9 \text{ kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{el}}$  erhöht werden.
- Der monatliche Endenergiebezug für die technische Gebäudeausrüstung (Heizen, Kühlen and Lüften) variiert zwischen 0.5 and  $6 \text{ kWh}_{\text{end}}/(\text{m}_{\text{NGF}}^2\text{Monat})$ . Der jährliche Primärenergiebezug für die Gebäudetechnik liegt bei  $52 \text{ kWh}_{\text{prim}}/\text{m}_{\text{NGF}}^2\text{a}$ , wobei ein Anteil von 28% auf den Hilfsenergiebezug für die Pumpen im Primär- und Sekundärkreis entfällt (Heizen und Kühlen).

## 2 Kurzfassung Teil B: Modellbasierte Auswertung und Optimierung

Durch intensives Langzeitmonitoring des Anlagen- und Gebäudebetriebes im Sommer 2006 und 2007 konnte der Kühlfall energetisch und thermisch bewertet werden. Mit Hilfe einer modellbasierten Auswertung der Ergebnisse aus der Langzeitmessung wird der bisherige Kühlbetrieb bewertet und optimiert. Dazu wird in der Simulationsumgebung TRNSYS ein dynamisches Gebäude- und Anlagenmodell erstellt und mit den Ergebnissen aus den Langzeit- und Kurzzeitmessungen validiert.

Auf Grundlage von Modellrechnungen werden verschiedene Regelstrategien und Betriebsweisen in Bezug auf Energieeffizienz, bereitgestellte Kühlenergie, thermischen Raumkomfort und den Betrieb der Kühlzisterne (Kühlpotential über die gesamte Sommerperiode) untersucht und bewertet.

Die zentralen Ergebnisse der Simulationsstudie stellen sich wie folgt dar:

- Tagbetrieb und Nachtbetrieb: Ein alleiniger Nachtbetrieb des thermoaktiven Bauteilsystems von 22 bis 6 Uhr wirkt sich nachteilig auf den Raumkomfort aus (höchste Überschreitungshäufigkeiten einer Raumtemperatur von 25,5°C). Das Gebäude stellt keine ausreichend große thermische Speichermasse zur Verfügung, um im Nachtbetrieb „Kühlenergie“ in die Bauteile einzuspeichern und diese während des Tages bereitzustellen.
- Unter Berücksichtigung der zu optimierenden Parameter Komfort, Energieeffizienz und Kühlpotential der Kältezisterne erzielt eine Regelung der Vorlauftemperatur der thermoaktiven Bauteilsysteme nach der Außentemperatur die besten Ergebnisse. Hohe Außentemperaturen bedingen dabei eine geringere Vorlauftemperatur bis minimal 16°C. Dies führt zur Abfuhr höherer Wärmelasten und damit zu kürzeren Pumpenlaufzeiten, was sich günstig auf die Energieeffizienz des Systems auswirkt.
- Das recht schnell reagierende thermoaktive Bauteilsystem (oberflächennahes System) erfordert keinen retrospektiven oder prädiktiven Regler.
- Die Regelung der Sollwerte der operativen Raumtemperatur gemäß des adaptiven Komfortmodells (DIN EN 15251:2007-08) nach dem gleitenden Mittel der Außentemperatur führt zu höheren Temperaturniveaus zwischen 24 und 28°C. Da nach dem Komfortmodell höhere Temperaturen zulässig sind, wird aber weniger Kühlenergie

erforderlich. Dies begünstigt das ein über die gesamte Sommerperiode zur Verfügung stehendes Kühlpotential der Zisterne.

### 3 Zusammenfassung und Schlussfolgerung

Seit Januar 2006 werden in dem als Nullheizenergie geplanten Wohnhaus in Voggenthal im Rahmen eines Gebäudemonitorings Temperaturen und Energieflüsse des Gebäudes und der haustechnischen Anlagen messtechnisch erfasst, um das Kühlkonzept über die Regenwasserzisternen und thermoaktiven Bauteilsysteme energetisch bilanzieren und bewerten zu können. Durch ein Langzeitmonitoring des Anlagen- und Gebäudebetriebes im Sommer 2006 und 2007 konnte der Kühlfall energetisch und thermisch bewertet werden.

*Thermischer Raumkomfort:* Die Messung der Raumtemperaturen im Gebäude zeigt, dass ganzjährig ein sehr hoher Komfort im Gebäude gegeben ist. Besonders im Bereich der Gebäudekühlung während der Sommermonate ergeben sich bei der Einbindung der Regenwasserzisternen große Vorteile. Der erreichte sommerliche Komfort wurde durch den Einsatz der Kühlzisterne maßgeblich positiv beeinflusst.

*Energieeffizienz:* Der Einsatz einer Regenwasserzisterne als Wärmesenke für die Gebäudekühlung zeichnet sich durch eine hohe Effizienz und einen geringen Einsatz von Primärenergie aus. Die Energieeffizienz des Kühlbetriebs wird als Jahresarbeitszahl (JAZ) ausgedrückt und stellt das Verhältnis von Nutzenergie zu elektrischem Energiebezug (Hilfsenergie) dar. Das Kühlsystem weist für das Betriebsjahr 2007 eine Energieeffizienz (JAZ) von  $7,0 \text{ kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{el}}$  auf und ist damit um einen Faktor 2,5 besser als konventionelle Kühlsysteme (luftgeführte Systeme in Kombination mit einer Kältemaschine, COP 3  $\text{kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{el}}$ ). Großes Optimierungspotenzial besteht beim hydraulischen System und den zugehörigen Förderpumpen, da diese den entscheidenden Anteil des Strombezugs der Haustechnik im Kühlfall verursachen. Unerlässlich ist die korrekte hydraulische Dimensionierung des Systems sowie die richtige Auswahl der Systemkomponenten. Durch den Einsatz von hocheffizienten Pumpen kann die Anlageneffizienz entscheidend verbessert werden (für das vorliegende Projekt eine Jahresarbeitszahl bis zu  $20 \text{ kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{el}}$ ).

*Betrieb der Kühlzisterne:* Eine genaue Planung und Auslegung des Energiekonzeptes sowie der Einsatz effizienter Systemkomponenten haben den entscheidenden Einfluss auf die Energieeffizienz und den Primärenergieeinsatz des Systems und damit die Energiekosten. Dann spielt der Betrieb und die Regelung des Kühlsystems eher eine untergeordneter Rolle. Ein kontinuierlicher

Betrieb des Kühlsystems wirkt sich jedoch ungünstig auf das Kühlpotential der Zisterne aus, d.h. ein kontinuierlicher Kühlbetrieb führt bei Regenwasserzisternen mit relativ geringem Volumen um 12 m<sup>3</sup> zum raschen Anstieg der Zisternentemperatur, sodass effektives Kühlen über die gesamte Sommerperiode kaum möglich ist. Somit ist die richtige Betriebsweise und Regelung des Anlagensystems für eine effektive und auch effiziente Kühlung wichtig. Unter Berücksichtigung der zu optimierenden Parameter Komfort, Energieeffizienz und Kühlpotential der Kältezisterne erweist sich eine Regelung der Vorlauftemperatur der thermoaktiven Bauteilsysteme nach der Außentemperatur im Tagbetrieb als optimal.

Die *multifunktionale Nutzung* der Regenwasserzisternen vereint sowohl Aufgaben der Gebäudeheizung und -kühlung, Regenwassernutzung für die Gartenbewässerung, Grauwassernutzung und als Wärmesenke für die Stillstandsvermeidung der solarthermischen Kollektoranlage (Vermeidung von Überhitzung). Diese Kombination stellt ein dezentral regeneratives, energieeffizientes und damit zukunftsfähiges Wasser- und Energienutzungssystem dar.

*Kosten und Erschließung:* Umweltenergie aus Regenwasser und dem angrenzenden Erdreich der Zisternen lässt sich kostengünstig erschließen. Das primärenergetisch effiziente Kühlsystem zeichnet sich durch relativ niedrige Betriebs- und Wartungskosten aus. Die Umsetzung dieses System ist sowohl im Gebäudeneubau als auch in Sanierungsprojekten möglich.

*Weiterer Forschungsbedarf:*

- Im vorliegenden Projekt wurde eine handelsübliche Zisterne installiert. Weiter Optimierungsbedarf liegt im Design, Aufbau und im verwendeten Material der Zisternen. Es muss untersucht werden, mit welchen Maßnahmen die Zisterne thermisch besser an Erdreich gekoppelt werden kann. Der Einsatz von externen Wärmetauschern kann eine Möglichkeit darstellen.
- Die Effizienz des Heizbetriebes ist noch nicht zufrieden stellend. Die Effizienz des Wärmepumpenbetriebs ist abhängig von der Temperatur der Wärmequelle. Mit absinkender Temperatur in der Regenwasser-/Wärmезisterne reduziert sich auch die Effizienz des Wärmepumpenbetriebs. Für die Bereitstellung des erforderlichen Heizwärmebedarfs des Gebäudes muss die Auslegung der Kombi-Regenwasserzisternen weiter optimiert und dem Heizwärmebedarf des Gebäudes angepasst werden.
- Weiterhin ist der Einfluss unterschiedlicher geologischer Parameter auf die Kühl- und Heizleistung der Regenwasserzisterne zu untersuchen.

- Der Einsatz eines hocheffizienten multifunktionalen Regenwassersystems für die Gebäudebeheizung und –kühlung sowie der Wassernutzung muss noch für Mehrfamilienhäuser bzw. kleinere Nichtwohnungsgebäude untersucht werden. Es sollte bewertet werden, inwieweit ein Wassernutzungssystem im Rahmen eines integralen Infrastruktursystems für Wasser, Abwasser, Energie (Wärme, Kälte, Solar) und Abfall geschaffen werden kann.

## 4 Einleitung, Ziele und Methodik

### **Motivation und Ziele**

In Deutschland werden Wohngebäude üblicherweise nicht aktiv gekühlt, da es einerseits keine verpflichtenden normativen Anforderungen hinsichtlich der Komfortbedingungen in Wohngebäuden gibt und andererseits der Einsatz bauphysikalischer Maßnahmen wie Bauschwere in Kombination mit Sonnenschutz und Nachtlüftung in der Regel ausreichend Komfort bietet.

Diese Randbedingungen, die das Thema Kühlung von Wohngebäuden maßgeblich beeinflussen, sind derzeit durch steigende Ansprüche an den thermischen Komfort und Klimaänderungen einem Wandel unterzogen. Der heiße Sommer 2003 und der Juli 2006 deuten daraufhin, dass es auch in Deutschland häufiger zu länger anhaltenden Hitzeperioden kommen wird. Durch die weitgehende Einführung und Akzeptanz von Klimaanlage im Fahrzeugbereich steigen in der Bevölkerung auch die Ansprüche an den thermischen Komfort in Wohngebäuden.

Im Jahrhundertsommer 2003 war zu beobachten, dass viele elektrische Umluftgeräte mit schlechtem Wirkungsgrad und hohem Energieverbrauch verkauft und installiert wurden. Allein in den letzten zehn Jahren ist die gekühlte Fläche in Deutschland von 70 Mio. m<sup>2</sup> (1995) auf 230 Mio. m<sup>2</sup> (2005) gestiegen. Nach einer Studie der Energy Efficiency of Room Air-Conditioners (EERAC) ([2]) werden sich im Gewerbe- und Wohnungsbau die klimatisierten Flächen insbesondere im südlichen Europa von 1996 bis 2020 vervielfachen. Sichtbar wird dies durch einen exponentiell wachsenden Markt für kleine elektrisch angetriebene Kühlaggregate, sogenannte Splitgeräte. Innerhalb von 6 Jahren (1990 bis 1996) stieg die Zahl der jährlich verkauften Geräte in Europa von 144.000 auf 526.100 [1].

Um dieser sich abzeichnenden Entwicklung Rechnung zu tragen, ist die Entwicklung von energieeffizienten und in der Baupraxis einfach umzusetzenden Kühlkonzepten notwendig, die möglichst natürliche Wärmesenken wie zum Beispiel das Erdreich, Grundwasser oder auch die Außenluft nutzen.

Will man das niedrigere Temperaturniveau der natürlichen Wärmesenken direkt zum Kühlen der Räume einsetzen, sind großflächige Wärmeübergabesysteme (thermoaktive Bauteilsysteme) erforderlich, um bei geringen Temperaturunterschieden zwischen Bauteil und Raumluft eine entsprechende Heiz- bzw. Kühlleistung zu erzielen.

### **Aufgabenstellung**

Für das Nullheizenergie-Wohnhaus wurde ein innovatives Kühlsystem entwickelt und realisiert, das aus folgenden Komponenten besteht:

- *Umweltenergie als Wärmesenke*: Als natürliche Wärmesenke steht eine Regenwasserzisterne mit einem Volumen von 11 m<sup>3</sup> zur Verfügung. Mittels eines in der Zisterne integrierten Rohrwärmetauschers kann die aus dem Gebäude abgeführte Wärme in die Zisterne und damit dem angrenzenden Erdreich gespeichert werden. Die Energiebilanz der Regenwasserzisterne wird zudem durch die Menge an zugeführtem Frischwasser beeinflusst.
- *Energieverteilung*: Die Energieverteilung im Kühlfall erfolgt über das hydraulische Verteilnetz der Heizung. Das System musste somit lediglich um Umschaltventile erweitert werden.
- *Nutzenergieübergabe* an den Raum: Mittels wassergeführten thermoaktiven Bauteilsystemen (in Wand- und Deckenflächen integrierte Rohrsysteme) werden solare und interne Lasten aus den Räume abgeführt.
- *Thermischer Speicher*: Um die thermische Speicherfähigkeit des Gebäudes zu erhöhen sind latente Wärmespeichermaterialien (Phasenwechselmaterialien) in den Wänden und Decken eingesetzt worden. Während der sommerlichen Tagen kann damit Wärme gespeichert und zu einem späteren Zeitpunkt mittels des wasserdurchströmten TABS System wieder abgeführt werden.

Gegenstand dieses Forschungsvorhabens ist die Evaluierung des Kühlkonzeptes bestehend aus Regenwasserzisterne als natürliche Wärmesenke, thermoaktiven Bauteilsystemen und Phasenwechselmaterialien für den Einsatz in Wohngebäuden. Im Rahmen dieses Projektes soll das innovative Kühlsystem hinsichtlich des Energieverbrauchs, der Energieeffizienz und des thermischen Komforts im Sommer analysiert und bewertet werden.

#### *Stand der Technik: Thermoaktive Bauteilsysteme (TABS)*

Mit dem Einsatz von thermoaktiven Bauteilsystemen (TABS) kann der Energiebezug im Heiz- und Kühlfall bedeutend reduziert werden, ohne die thermische Behaglichkeit zu beeinträchtigen. Aus diesem Grund haben TABS-Systeme in den letzten 10 Jahren sowohl im Nichtwohnungsbau als auch im Wohnungsbau an Bedeutung gewonnen ([3] - [13]).

Erfahrungen mit der Auslegung, der Installation und dem Betrieb von thermoaktiven Bauteilsystemen liegen vor ([5], [10]). Im Jahre 2001 waren in Deutschland mehr als 60 Nichtwohngebäude mit einer BKT im Bau oder bereits in Betrieb. Bereits 2003 wurde der Anteil der gewerblichen Neubauten, bei denen inzwischen Systeme zur Betonkerntemperierung geplant oder realisiert wurden, auf bis zu ein Drittel geschätzt. Aufgrund der Konstruktionsvielfalt können TABS-Systeme (Betonkerntemperierung, Fußbodentemperierung,

oberflächennahe Bauteiltemperierung) sowohl in Sanierungsprojekten als auch im Neubau eingesetzt werden.

Des Weiteren liegen für TABS-Systeme theoretische Untersuchungen und Simulationsstudien vor, die sowohl den Einfluss des Rohrsystems auf das Bauteil [22] als auch Betriebsweisen und Regelstrategien untersuchen ([9]-[24]). Detaillierte mathematische Modelle für TABS-Systeme sowie deren Implementierung in dynamische Gebäudesimulationsmodelle sind verfügbar [25]-[33]).

Im Nichtwohnungsbau wurden thermoaktive Bauteilsysteme in Kombination mit Umweltenergie schon messtechnisch untersucht und hinsichtlich des Energiebezugs, der Energieeffizienz und des thermischen Komforts bewertet ([4], [7], [11], [19], [21]). Diese messtechnischen Untersuchungen und Auswertungen fehlen für den Bereich des Wohnungsbaus.

#### *Stand der Technik: Natürliche Umweltquellen und Umweltsenken*

Prinzipiell kann die Energiebereitstellung für thermoaktive Bauteilsysteme auf alle Arten erfolgen mit denen Heiz- und Kühlenergie üblicherweise in Gebäuden bereitgestellt wird. Aus ökologischen Gründen sollte jedoch darauf geachtet werden, dass die Vorzüge des Systems genutzt werden, um den Primärenergiebedarf des Gebäudes durch das System TABS so gering wie möglich und damit niedriger als bei konventionellen Heiz- und Kühlsystemen zu halten. Der Vorteil der BKT liegt in der thermischen Aktivierung einer großen wärme- /kälteübertragenden Fläche (Decke, Wand, Fußboden), die es ermöglicht, bei gleicher Kühl- /Heizleistung den Unterschied der Temperatur des kühlenden/wärmenden Mediums gegenüber der Raumtemperatur zu verringern. Die Kühlwassertemperaturen betragen häufig 18 bis 22°C, die Heizwassertemperaturen maximal 27 bis 29°C. Aufgrund der verhältnismäßig niedrigen Betriebstemperaturen zur Heizung und der hohen Temperaturen zur Kühlung kann die thermische BKT optimal mit regenerativen Wärme- und Kälteerzeugern kombiniert werden. Umweltenergie – Erdreich, Grundwasser, Außenluft - kann zum Kühlen direkt wirtschaftlich eingesetzt werden.

Bei der Dimensionierung des Wärme-/ Kälteerzeugers und der eventuelle Einsatz von zusätzlichen Heiz- und Kühlsystemen stehen vor allem Fragen der Verfügbarkeit und des Temperaturniveaus der Quelle/Senke sowie die erforderliche Heiz- bzw. Kühlleistung im Vordergrund. Oft bildet die Untersuchung von verschiedenen Systemvarianten hinsichtlich des Primär- und Endenergiebedarfs, der Wirtschaftlichkeit sowie der Investitionskosten die Grundlage dafür, welches Konzept letztendlich zum Einsatz kommt.

Für den Einsatz von Umweltenergie aus dem Erdreich (Erdwärmesonden, Energiepfähle), aus dem Grundwasser (Brunnensystem) und aus der Außenluft

(Kühltürme) liegen messtechnische Untersuchungen und Bewertungen hinsichtlich der Energiebereitstellung und deren Effizienz vor [19].

Für den Einsatz und die Effizienz von Umweltenergie aus Regenwasser liegen bisher nur sehr wenige Untersuchungen vor (bisher meistens nur Testanlagen) ([35] - [37]).

#### *Stand der Technik: Phasenwechselmaterialien (PCM)*

Das thermische Verhalten eines Gebäudes wird durch die thermischen Speichermassen, die Fensterfläche, die Dämmung, den sommerlichen Wärmeschutz, die Lüftung und die internen Lasten beeinflusst. In Gebäuden, denen aufgrund ihrer leichten Bauweise die thermische Speichermasse fehlt, können insbesondere im Sommer durch solare und auch interne Lasten hohe Raumtemperaturen auftreten, die zu einer Einschränkung des Wohnkomforts führen.

Um die thermische Speicherfähigkeit des Gebäudes zu erhöhen sowie die Pumpenlaufzeiten des Heiz-/Kühlsystems zu minimieren, können Phasenwechselmaterialien (PCM, mikroverkapselte Paraffine, englisch Phase Change Materials) eingesetzt werden.

In Baustoffen integrierte Phasenwechselmaterialien (eng. Phase Change Materials, PCM) in Form von mikroverkapselten Paraffinen stellen eine Möglichkeit dar, tagsüber anfallende thermische Lasten in einem definierbaren Temperaturbereich isotherm aufzunehmen und Spitzen zu dämpfen ([16]). An Tagen mit hohen Außentemperaturen und starker solarer Einstrahlung steigt die Raumtemperatur. Durch das Schmelzen des Paraffins wird der PCM-Speicher geladen. Dadurch wird ein Temperaturanstieg im Raum abgepuffert. Ein entscheidender Vorteil von PCM liegt somit in der Komfortverbesserung durch Stabilisierung der Raumtemperaturen. Durch ein Absenken der Oberflächentemperatur wird das PCM wieder entladen, dabei erstarrt das Paraffin. Die Entladung des PCM-Speichers kann sowohl luftgeführt d.h. passiv als auch aktiv über ein wassergeführtes System erfolgen. Diese Entladungsvarianten werden im Weiteren noch genau beschrieben.

Phasenwechselmaterialien sind in verschiedenen Schmelztemperaturen erhältlich. Im Gebäudebereich wird typischerweise ein Temperaturbereich von 23- 26°C gewählt. Dabei ist entscheidend, wie der thermische Speicher entladen werden kann und welche Anforderungen der Nutzer an das Raumtemperaturniveau im Kühlfall vorgibt ([14] - [18]).

### *Potential für weitere Forschung*

Erste Untersuchungen und Ergebnisse weisen darauf hin, dass weiteres Optimierungspotential im Betrieb und in der Regelung von TABS Systemen zu finden ist. Dabei ist der Hilfsenergieverbrauch für die Energiegewinnung und – Verteilung von großer Bedeutung für weitere Analysen.

Trotz integraler Planung der Gebäude und technischer Anlagensysteme erreichen Gebäude oftmals nicht die geplante hohe Energieeffizienz. Dafür gibt es mehrere Ursachen wie zum Beispiel Installationsfehler, ungeeignete Anlagenkomponenten, fehlende Betriebsüberwachung und –analyse sowie fehlende Rückmeldung des Energiebezugs und somit der Anlageneffizienz. Ungenügende Betriebsweisen können zu erheblichen Energiebezug – insbesondere Hilfsenergiebezug – und somit Energiekosten führen.

### **Methodik**

In einem vom Bundesministerium für Wirtschaft [34] geförderten Projekt wurden vom Fraunhofer ISE für die Planung des Nullheizenergiehauses in Voggenthal umfangreiche Berechnungen durchgeführt, die den Planungsprozess begleiteten. Im Anschluss daran wurde das Gebäude und die haustechnischen Anlagen messtechnisch bewertet. Gegenstand des BMWi geförderten Projektes waren dynamische Simulationen zur Auslegung und Bewertung der haustechnischen Anlagen, die energetische Bewertung des Gebäude- und Anlagenkonzeptes, die Untersuchung von Wärmebrücken und die Bewertung der Vakuum-Isolations-Paneele.

Im Rahmen des vom BBR geförderten Projektes soll darüber hinaus der Betrieb der haustechnischen Anlagen auf Basis von Langzeitmessungen, Kurzzeitmessungen und modellbasierter Datenauswertung (Simulationen) für das Kühlkonzept (Umweltenergie und thermoaktive Bauteilsysteme) detailliert untersucht, bewertet und anschließend optimiert werden. Schwerpunkt ist zum einen die Bewertung der eingesetzten Komponenten der haustechnischen Anlagen auf Basis von messtechnischen Untersuchungen (Teil A) und zum anderen die Analyse und Optimierung geeigneter Regelstrategien und Betriebsweisen (Teil B). Dazu hat das Fraunhofer ISE die nachfolgend dargestellten Bereiche bearbeitet:

### **TEIL A: Evaluierung der messtechnischen Untersuchung**

- (i) Aufbereitung der für den Kühlfall relevanten Messdaten aus den Langzeitmessungen sowie deren Analyse und Auswertung: Zunächst erfolgt eine umfangreiche Analyse der Messwerte. Gegenwärtige Fehlkonfigurationen, fehlerhafte Regelungseinstellungen und Schwachstellen können so aufgedeckt und behoben werden. Aus den

Messwertaufzeichnungen der Wärmemengenzähler werden die regelungstechnischen Parameter überprüft und zusätzlich das hydraulische Verteilnetz bewertet. Die Energieströme der Kälteversorgung sowie der Strombezug werden ausgewertet und die Effizienz innerhalb der Teilbereiche Kälteerzeugung, -verteilung, und -übergabe sowie Gesamtsystem bewertet. Insbesondere werden dabei auch die Temperaturen und das Raumklima beurteilt. Weiterhin kann die Funktion und Effizienz des Phasenwechsellmaterials unter den gegebenen Randbedingungen evaluiert werden.

- (ii) Erweiterung des Messkonzeptes und erforderliche Installation zusätzlicher Messtechnik: Um das Kühlkonzept bestehend aus den Kombizisternen und der thermoaktiven Bauteilsysteme energetisch genau zu bilanzieren und im Rahmen des Gebäudemonitorings bewerten zu können, wurden die Wärme- und die Kältezisternen mit zusätzlicher Messtechnik versehen.
- (iii) Aufbereitung und Auswertung durchgeführter Kurzzeitmessungen: Auf Basis der bisherigen Messdatenauswertung und Analysen wurden verschiedene Regelungsansätze und Betriebsweisen für das thermische Kühlsystem in Kombination mit Phasenwechselmaterialien während einer vierwöchigen Testphase durchgeführt und getestet, um die Energieeffizienz der Anlage unter Aufrechterhaltung bzw. Verbesserung des thermischen Komforts zu steigern.
- (iv) Aufgrund des hohen Strombezugs im Gebäude wurde eine genaue Aufschlüsselung der Stromaufnahme aller Elektroanschlüsse des Haushalts und der Haustechnik nötig, um Geräte mit hohem Standbystrom zu identifizieren.
- (v) Bewertung des Energiebezugs und der Energieeffizienz im Kühlfall, ausgedrückt als Jahresarbeitszahl (JAZ).
- (vi) Maßnahmen zur Optimierung des Systems: Es werden Maßnahmen aufgezeigt und bewertet, die ein hohes Einsparpotential an elektrischer und thermischer Energie aufweisen.

## **Teil B: Modellbasierte Auswertung und Optimierung**

- (vii) Mit Hilfe einer modellbasierten Auswertung der Ergebnisse aus der Langzeitmessung wird der bisherige Kühlbetrieb bewertet. Dazu wird in der Simulationsumgebung TRNSYS ein dynamisches Gebäude- und Anlagenmodell erstellt und mit den Ergebnissen aus den Langzeit und Kurzzeitmessungen validiert.

- (viii) Mit einem validierten Gebäude- und Anlagenmodell werden auf Grundlage von Modellrechnungen verschiedene Regelstrategien und Betriebsweisen in Bezug auf die Energieeffizienz, den Energiebezug, den thermischen Raumkomfort und den Betrieb der Kühlzisterne untersucht und bewertet.

## TEIL A Evaluierung der Messtechnischen Untersuchung

### 5 Gebäude- und Systembeschreibung

#### 5.1 Lage und Beschreibung

Das Nullheizenergie-Wohnhaus Voggenthal dient als Demonstrationsprojekt für die Anwendung von Vakuumdämmpaneelen im Wohnungsbau. Darüber hinaus soll die Energieeffizienz des innovativen Heiz- und Kühlkonzeptes bewertet und optimiert werden.

Das Wohnhaus liegt ca. 35 km östlich von Nürnberg in einem Stadtteil von Neumarkt i.d. Opf. Jedes der Geschosse (Souterrain, Erdgeschoss und Dachgeschoss) hat eine Bruttofläche von 100 m<sup>2</sup>, die Nettofläche des gesamten Hauses beträgt 294 m<sup>2</sup>. Die Energiebezugsfläche des Hauses beträgt 285 m<sup>2</sup>. Die Hauptfassade ist südsüdwestlich orientiert. Das Dach besteht aus zwei Teilen. Auf der Westseite ein Flach- und auf der Ostseite ein Satteldach.



Bild 5-1: Nullenergiehaus Voggenthal; Quelle: VARIOTEC.

#### 5.2 Energiekonzept und Gebäudetechnische Anlagen

Das Gebäude wird sowohl im Heiz- als auch im Kühlfall mit Umweltenergie (Quelle und Senke ist Regenwasser) versorgt.

*Heizfall:* Im Heizfall werden die thermoaktiven Bauteilsysteme über einen Schichtenspeicher versorgt, der primär durch Solarenergie und sekundär durch eine Wärmepumpe erwärmt wird. Ist die Temperatur im Schichtenspeicher für den Heizbetrieb nicht ausreichend (wenige oder keine Nutzung von Solarenergie) und ist kein Wärmepumpenbetrieb auf Grund der geringen Wassertemperatur der Wärmequelle von unter 4°C in der Wärmezisterne

möglich, so kann eine Erwärmung des Pufferwasser über einen im Schichtenspeicher integrierten elektrischen Heizstab erfolgen. Der Wärmepumpe stehen zwei Regenwasserzisternen mit einem Volumen von 23 m<sup>3</sup> einschließlich dem umgebenden Erdreich als natürliche Wärmequelle zur Verfügung.

*Kühlfall:* Im Kühlfall werden die thermoaktiven Bauteilsysteme direkt über einen in der Regenwasserzisterne (Volumen 12 m<sup>3</sup>) integrierten Rohrwärmetauscher mit Kälteenergie versorgt. Bild 5-2 stellt schematisch den Bezug von Umwelt- und Endenergie des Gebäudes für Wärme, Kälte und Strom dar. Bild 5-3 und Bild 5-4 zeigen ein vereinfachtes Schemata der haustechnischen Anlagen und der Wärme- und Kälteversorgung. In den folgenden Unterkapitel werden die einzelnen Komponenten der haustechnischen Anlage für den Kühlfall beschrieben. Die kompletten haustechnische Anlage für die Bereiche Heizen, Kühlen und Lüften ist ausführlich in [34] beschrieben.

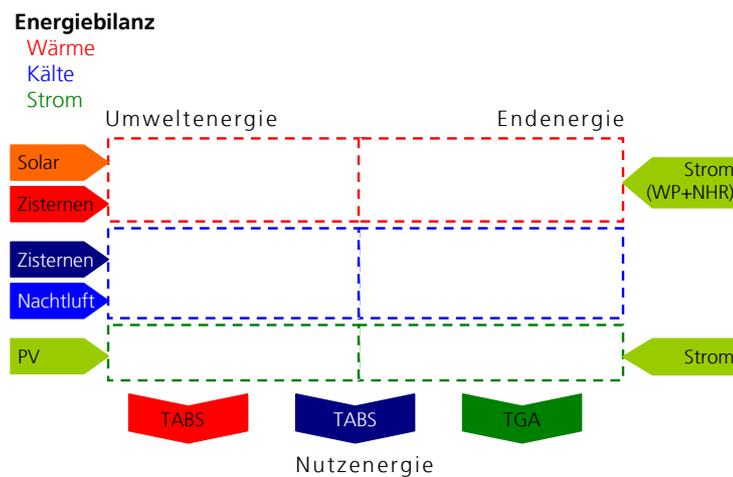


Bild 5-2: Konzept der Wärme- und Kälteversorgung (Umweltenergie, Endenergie und Nutzenergie) Thermoaktive Bauteilsysteme (TABS), Wärmepumpe (WP), Nachheizregister (NHR), Photovoltaik (PV), haustechnische Anlagen (TGA). Die einzelnen Komponenten der Haustechnik werden im Folgenden beschrieben. Der Strombezug für die Hilfsenergien (Pumpen und Ventilatoren) ist im Schemata nicht gesondert ausgewiesen.

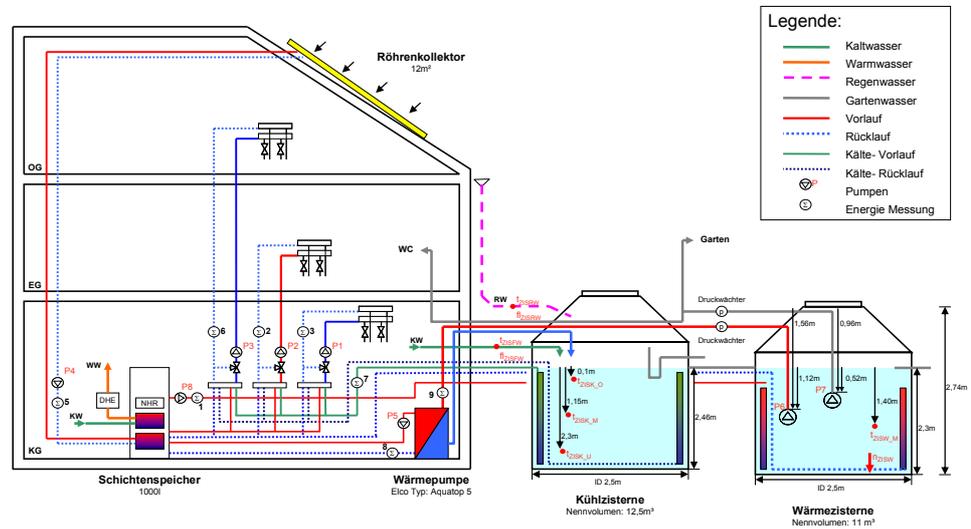


Bild 5-3: Schematischer Gebäudeschnitt der Wärme-/ Kälteversorgung einschliesslich der Kombizisternen.

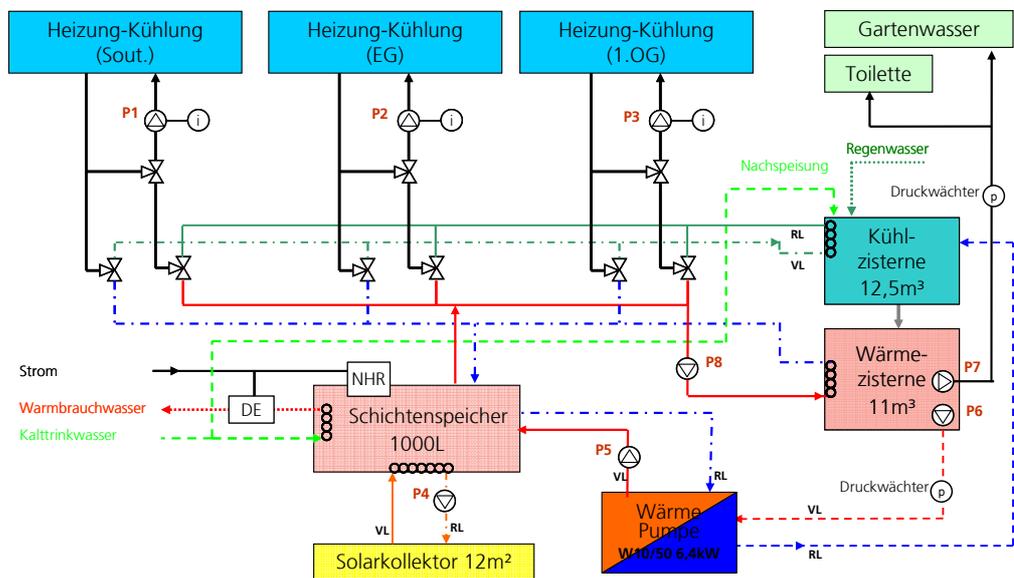


Bild 5-4: Schema der Wärme-/ Kälteversorgung.

### Wasser/Wasser-Wärmepumpe

Für die Deckung der Restheizwärme ist eine Wasser/Wasser-Wärmepumpe installiert. Als Wärmequelle dient eine der Zisternen („Wärmezisterne“). Deren

Wasser wird in einem offenen Kreislauf zur Wärmepumpe gefördert, von dort aus strömt das abgekühlte Wasser in eine zweite Zisterne („Kältezisterne“).

### **Lüftungsanlage**

Im Gebäude ist eine Lüftungsanlage (kontrollierte Be- und Entlüftung) mit Wärmerückgewinnung (WRG) mit einem mittleren gemessenen Wirkungsgrad von 88% installiert. Die Außenluft wird durch einen Erd-Luft-Register angesaugt und durch diesen vorgewärmt, so dass die Gefahr der Vereisung der Wärmerückgewinnung im Winter minimiert wird. Im Sommer wird die Zuluft dann durch die im Erdreich verlegte Zuluftleitung des Erd-Luft-Registers gekühlt. Die Wärmerückgewinnung der Lüftungsanlage ist dann außer Betrieb. Die Lüftungsanlage versorgt die einzelnen Aufenthaltsräume über ein Kanalsystem mit einem Gesamtnennvolumenstrom von 200 m<sup>3</sup>/h. In den Nassräumen, der Küche und im Technikraum wird die Abluft entnommen.

### **Thermoaktive Bauteilsysteme (TABS)**

Das Gebäude wird durch Thermoaktive Bauteilsysteme (TABS) geheizt und gekühlt. Zirkulierendes Wasser wird in den TABS als Arbeitsmedium eingesetzt. Solche wasserführende Rohrsysteme sind schon seit mehr als 10 Jahre im Einsatz. Dennoch hat sich hierfür noch keine allgemein akzeptierte Bezeichnung durchgesetzt. Zur Vereinheitlichung ist der Oberbegriff „Thermoaktive Bauteilsysteme“ geeignet, um diese Systeme zusammenzufassen, die durch ihre Bauweise die Gebäudestruktur aktiv in das Energiemanagement des Gebäudes mit einbeziehen.

Die TABS sind im Decken- und Wandbereich in allen drei Geschossen integriert. Die Oberfläche dient damit als Wärmeübertragungsfläche. Das System wird sowohl zur Beheizung als auch zur Kühlung genutzt. Die einzelnen Stockwerke werden einzeln über je eine Pumpe (P1-P3) versorgt und über eine Beimischschaltung geregelt (Bild 5-4). Durch den Einsatz dieser hydraulischen Schaltung ergeben sich ein variabler Volumenstrom im Erzeugerkreis und ein konstanter Volumenstrom mit variabler Temperatur im Verbraucherkreis. Die einzelnen Verbraucherkreise werden über EIB- Stellventile geregelt.

Im Heizfall werden die TABS über den Schichtenspeicher gespeist. Im Kühlfall wird ein Wassermassenstrom direkt vom Röhrenwärmetauscher der Kühlwasserzisterne durch die TABS gefördert. Durch die Umschaltung der Ventile vom Heiz- auf den Kühlmodus (also vom Schichtenspeicher auf den Wärmeübertrager in der Kühlzisterne) erhöht sich der Druckverlust im Kühlfall gegenüber dem im Heizfall. Die eingesetzten Pumpen müssen auf den höheren Druckverlust im Kühlfall ausgelegt werden, obwohl die Betriebszeit im Heizfall mit ca. 75% deutlich überwiegt (siehe Kapitel 10.1).

## Regenwasserzisternen

Auf dem Grundstück sind zwei Kombi-Zisternen mit einer Tiefe von 3 m eingebaut. Gespeist werden die Zisternen durch das auf der ca. 80 m<sup>2</sup> großen Satteldachfläche anfallendes Regenwasser. Zunächst fließt das Regenwasser über einen Filterkorb in die so genannte „Kühlzisterne“ und mittels eines Überlaufs in die so genannte „Wärmezisterne“ (Bild 5-3). Eine Wasserentnahme für Gartenbewässerung und WC-Spülung erfolgt ausschließlich aus der Wärmezisterne. Unterschreitet deren Füllstand einen Mindestpegel von 1,8 m, wird Frischwasser in die Kühlzisterne nachgespeist, um die Förderpumpe für das WC-Wasser vor dem Trockenlauf zu schützen. Durch die Nachspeisung in die Kältezisterne steht das Kühlpotential des Frischwassers wieder der Gebäudekühlung zur Verfügung. Die Wärme- und Kühlzisterne haben ein Fassungsvermögen von 11 m<sup>3</sup> bzw. 12,5 m<sup>3</sup>.

Die Wärmezisterne dient als Wärmequelle für die Wärmepumpe im Heizbetrieb. Im Sommer steht die Kältezisterne als Wärmesenke für den Kühlbetrieb zur Verfügung. Mittels eines in der Kühlzisterne installierten Wärmeübertragers wird Kühlwasser für das TABS System bereitgestellt. In Bild 5-6 ist die Wasserversorgung schematisch dargestellt.



Bild 5-5: Thermoaktive Bauteilsysteme in Decken- und Wandausführung.

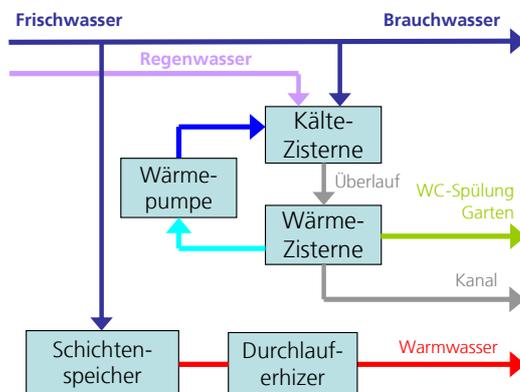


Bild 5-6: Schema der Wasserversorgung.

### Phasenwechselmaterialien (PCM)

Im Nullheizenergie-Wohnhaus Voggenthal wurde PCM-Material in zwei Ausführungen eingesetzt. Ein PCM-Gipsputz (Tabelle 5-1) und PCM-Trockenbauplatten (Tabelle 5-2).

#### *PCM im Gipsputz*

Um die thermische Speicherfähigkeit der Wandflächen zu erhöhen, ist ein PCM Nassputz vom Typ Clima 26 der Fa. Maxit mit einem Schmelzbereich von 23- 26°C und einem Volumenanteil von 30% PCM in den Bauteilen des Erdgeschosses integriert (Tabelle 5-1).

Tabelle 5-1: Eigenschaften des Gipsputzes auf den Wandflächen mit 30% mikroverkapselten Phasenwechselmaterialien (PCM).

Physikalische Eigenschaften des PCM-Gipsputz im Erdgeschoss	
Material	Paraffin
Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	1000
Thermische Leitfähigkeit [W/(mK)]	0,18
Masse bei 15,0 mm Dicke [kg/m <sup>2</sup> ]	15
Sensible spezifische Wärmekapazität [kJ/(kgK)]	1,2
Latente Wärme [kJ/kg]	ca. 330
Schmelzbereich [°C]	24 - 27

#### *PCM in Trockenbauplatten*

In die durch die Holzbauweise mit Vakuum-Isolations-Paneelen leichte Bausubstanz im ersten und zweiten Obergeschoss wurden PCM-Gipsputzplatten (Abmessungen 2000 x 1250 x 15 mm) mit einem Flächengewicht von 11,5 kg/m<sup>2</sup> (in den Decken- und Wandbereich) eingebaut. Diese von der Fa. BASF entwickelten Gipsbauplatten vom Typ Smartboard eignen sich speziell für den Einsatz im Trockenbau. Sie sind leicht zu bearbeiten und können beliebig angepasst werden. Der Schmelzbereich der Platten liegt im Bereich von 23-26°C. Ihr Volumenanteil an PCM beträgt 28%, was ca. 3 kg PCM pro Quadratmeter entspricht.

Tabelle 5-2: Thermodynamische und physikalische Eigenschaften der PCM-Gipsputzplatten in Decken- und Wandmontage mit 28% mikroverkapselten Phasenwechselmaterialien (PCM).

Physikalische Eigenschaften des PCM-Gipsputz im Obergeschoss 1 und 2	
Material	Paraffin
Thermische Leitfähigkeit [W/(mK)]	0,18
Masse bei 15,0 mm Dicke [kg/m <sup>2</sup> ]	11,5
Sensible spezifische Wärmekapazität [kJ/(kgK)]	1,2
Latente Wärme [kJ/kg]	ca. 330
Schmelzbereich [°C]	23 - 25

### *Aktiver und Passiver Einsatz des PCM*

Zur vollständigen Entladung des PCM muss bei luftgeführter (passiver) Betriebsweise ein hoher Luftwechsel im Bereich von 3 bis 5 h<sup>-1</sup> während der Nacht gewährleistet werden. Dies kann durch manuelles oder automatisches Öffnen von Fenstern oder über eine mechanische Lüftungsanlage erreicht werden. Bei Lüftungsgeräten steigt bei einem erhöhten Luftwechsel die elektrische Antriebsenergie allerdings stark an. Dabei erhöht sich die elektrische Leistungsaufnahme in der dritten Potenz zum geförderten Volumenstrom. Die Lüftung über Fensteröffnung ist u.U. weniger effizient, da ein gleichmäßiger und notwendiger Luftwechsel von bis zu 5 h<sup>-1</sup> nicht immer gewährleistet werden kann.

Bisher wurden PCM in Gebäuden in Verbindung mit passiven Kühlkonzepten eingesetzt. Dabei wurde das PCM passiv durch Nachtlüftung entladen. Experimentelle Untersuchungen und Simulationsstudien zeigen ([13], [16]), dass durch das PCM die Raumtemperaturen nicht so deutlich ansteigen und durch einen ausreichend hohen Luftwechsel nachts wieder entladen werden können.

Ebenso wird deutlich, dass die passive Entladung der PCM im Wesentlichen zwei Restriktionen unterliegt, welche die Effizienz der PCM mindern können. (i) Zum einen limitiert der konvektive Wärmeübergang (Annahme 8 W/(m<sup>2</sup>K)) zwischen Raumluft und Bauteil die Wärmemenge, die in einem 24-h-Zyklus den PCM-Speicher beladen und vor allem auch wieder entladen werden kann. (ii) Zum zweiten ist die Nachtlüftung beim passiven Entladen durch Nachtlüftung die einzig verfügbare Wärmesenke. Gerade bei höheren Außenlufttemperaturen (>18°C) in den Nachtstunden kann dies dazu führen, dass der Latentwärmespeicher auf Grund von zu geringen Temperaturdifferenzen zwischen Innen- und Außentemperaturen nicht entladen werden kann und somit am nächsten Tag nicht mehr zur Verfügung steht.

Die in [13] zu Grunde liegenden Simulationen zeigen jedoch, dass die aktive wassergeführte Durchströmung eines PCM-Speichers zu dessen vollständiger Entladung führt, so dass dieser innerhalb eines 24-h-Zyklus voll einsatzfähig ist. Experimente in Testräumen zeigten bereits, dass ein Hybridsystem aus PCM und Kapillarrohrmatten die geforderten Eigenschaften erfüllt [15]. Dazu werden Kapillarrohrmatten, die mit Wasser durchströmt werden in die Putzschicht eines Deckenaufbaus integriert. Die Spachtelmasseschicht enthält mikroverkapseltes PCM, welches die tagsüber anfallende Wärmelast passiv speichert. Nachts kann der Latentwärmespeicher über die Kapillarrohrmatten aktiv entladen werden. Da dieses Flächenkühlsystem eine große Wärmeübertragungsfläche hat, können die Vorlauftemperaturen nahe am Raumtemperaturniveau liegen. Somit können auch natürliche Wärmesenken wie das Erdreich genutzt werden, welches über Erdwärmesonden erschlossen werden kann. Aus diesen Gründen kann der Hilfsenergiebezug die Kühlung von Räumen (Strombezug für Pumpen und Ventilatoren) reduziert werden. So kann primärenergetische Aufwand verringert und u. U. die ökonomischen Vorteile von Nachtstromtarifen genutzt werden.

Im Nullenergiehaus Voggenthal wird in den Sommermonaten insgesamt 147 m<sup>2</sup> PCM-Material mit einer Schichtdicke von 15 mm über einen erhöhten Luftwechsel durch manuelle Fensteröffnung thermisch entladen. Im Folgenden wird hierfür der Ausdruck „passives PCM“ verwendet.

Das „aktive PCM“ wird über das wassergeführte thermoaktive Bauteilsystem aktiv thermisch entladen. Im Folgenden wird hierfür der Ausdruck „aktives PCM“ verwendet.

## 6 Erweiterung des Messkonzept

Die schon vorhandene Messtechnik und Messdatenerfassung wurde im Rahmen des Forschungsvorhaben erweitert. Um das Kühlkonzept über die Kombizisternen und die thermoaktiven Bauteilsysteme energetisch genau zu bilanzieren und im Rahmen des Gebäudemonitorings bewerten zu können, wurden die Wärme- und die Kältezisterne mit zusätzlicher Messtechnik versehen. Des Weiteren wurden am Schichtenspeicher Anlegetemperaturfühler installiert, um die Temperaturschichtung im Speicher dokumentieren zu können.

Energiemengen und Temperaturen werden für folgende Komponenten und Bilanzbereiche erfasst: Heizkreispumpen inklusive Regelung, Lüftungsanlage, Nachheizregister im Schichtenspeicher und Durchlauferhitzer, Wärmepumpe, Zisternenpumpe inklusive Regelung für Gartenwasser/ WC, Solarkreis inklusive Regelung und die Stromversorgung für das EIB- Bussystem. Auch der

Gesamtbezug des Wohnhauses und die Einspeiseenergie der Photovoltaikanlage werden über EIB- Zähler gemessen.

Darüber hinaus werden die Zuflussmenge an Regenwasser, die in die Kältezisterne nachgespeiste Menge an Frischwasser sowie der Füllstand der Wärmezisterne aufgezeichnet. Auch die mittlere Wassertemperatur der Wärmezisterne und die Temperaturschichtung der Kältezisterne sowie des Schichtenspeichers werden erfasst (Bild 6-1 und Bild 6-2).

Des Weiteren wurde in die Wärmezisterne eine Regenwasser-Hebeanlage installiert, um die zufließende Menge an Regenwasser genauer bestimmen zu können. Wird ein Pegelstand von 2,20 m in der Wärmezisterne überschritten, geht eine Tauchpumpe in der Wärmezisterne in Betrieb und senkt den Wasserspiegel um 10 cm ab, was einer Menge von ca. 490 Liter entspricht. Über einen Ringkolben-Wasserzähler mit Impulsschnittstelle wird diese Wassermenge zuverlässig gemessen und in den Abwasserkanal geleitet. So wird verhindert, dass bei gefüllten Zisternen eine unbilanzierbare Wärmemenge in die Regenwasserspeicher gelangt. Die Frischwasser-Nachspeisung, die das Trockenlaufen der Tauchpumpe (P7, Bild 6-2) verhindert, wird eingeschaltet, wenn der Wasserspiegel ausgehend vom Höchststand um 50 cm abgesunken ist. Die Nachspeisung wird abgeschaltet, wenn der Wasserstand in der Zisterne wieder um 20 cm angestiegen ist. Ein Temperatursensor vom Typ Pt100 zur Feststellung der Temperaturdifferenz ist über eine Tauchhülse am Zulauf des Regenwassers in der Kältezisterne montiert.

Zur messtechnischen Erfassung und der Bilanzierung der Energiemengen in den Regenwasserzisternen wurden in der Kältezisterne drei Temperaturfühler vom Typ HTF Pt100 in feuchtedichter Ausführung angebracht. Diese sind in den Höhen 2,36 m, 1,31 m und 0,16 m vom Zisternenboden ausgehend in der Zisterne befestigt (Bild 6-2), um die Schichtung innerhalb der Zisterne zu bestimmen.

Zur Erfassung der Nachspeisemenge an Frischwasser in die Kühlzisterne sind in der Nachspeiseleitung zur Kältezisterne ein Ringkolben-Wasserzähler mit Impulsausgang (1 Impuls pro 10 Liter Wasser) und ein Temperaturfühler über eine Tauchhülse eingebaut. Die Menge des entnommenen Wassers zur Gartenbewässerung und für die WC- Spülung wird ebenfalls über einen Ringkolben-Wasserzähler mit Impulsausgang (1 Impuls pro 10 Liter Wasser) gemessen.

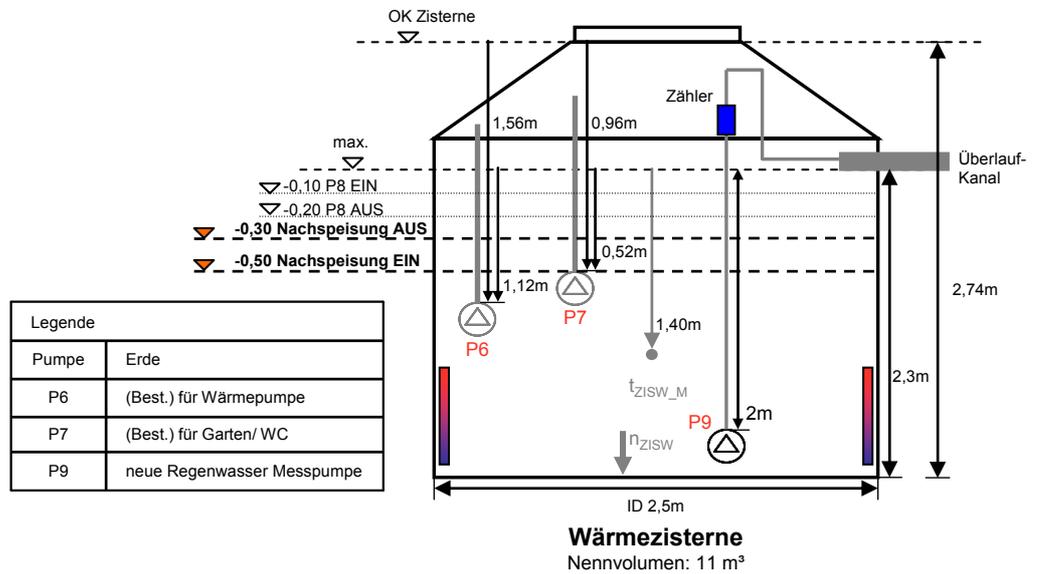


Bild 6-1: Höhenangaben der Regenwassermessung in der Wärmezisterne.

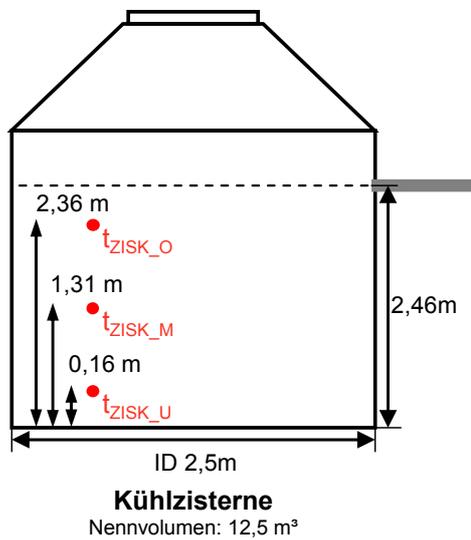


Bild 6-2: Messung der Temperaturschichtung in der Kältezisterne (rot dargestellt: die Temperatursensoren oben ( $t_{ZISK\_O}$ ), Mitte ( $t_{ZISK\_M}$ ) und unten ( $t_{ZISK\_U}$ )).

## 7 Zusammenfassung der messtechnischen Bewertung Langzeitmessung: Januar 2006 bis Dezember 2007

### 7.1 Thermische Energiebilanz im Kühlfall

Im Betrachtungszeitraum 2006 wurden ca.  $3,5 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGFa}}$  und im Jahr 2007  $3,3 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGFa}}$  Kühlenergie in das Gebäude eingebracht. Dabei wurde das zweite Obergeschoß (Wohnbereich) mit insgesamt 7,4 bzw. 6,9 und das erste Obergeschoß (Schlaf- und Arbeitsbereich) mit 1,5 bzw. 2,9  $\text{kWh/m}^2_{\text{NGFa}}$  gekühlt. Die aktive Kühlung im Erdgeschoß wurde nur für einen Raum genutzt und für den Sommer 2007 komplett deaktiviert wurde. Die Kältebilanz über den Betrachtungszeitraum 2006 bis 2007 ist im Bild 7-1, Bild 7-2 und in den Tabellen 6-1 und 6-2 dargestellt.

Der bereitgestellten Kühlenergie durch die Regenwasserzisterne von  $4,0 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGFa}}$  steht eine Nutzenergie für das gesamte Gebäude von ca.  $3,5 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGFa}}$  (2006) gegenüber. Dies ist auf Energieverluste in den Rohrleitungen und auf die Beimischregelung der Geschosse zurückzuführen, die die Vorlauftemperatur auch im Kühlfall regelt und eine Taupunktunterschreitung verhindert.

Durch die schätzungsweise hohe nachgespeiste Frischwassermenge in die Kältezisterne, die erforderlich ist, um die entnommene Menge an Gartenwasser auszugleichen, wurde entsprechend viel Kühlpotential in die Zisterne eingebracht. Im Sommer 2006 wurde noch keine Messung der entnommenen Wassermenge zur Gartenbewässerung/ WC- Spülung und der nachgespeisten Frischwassermenge durchgeführt. Aufgrund dessen ist keine genaue energetische Bilanzierung der Kältezisterne möglich. Mit der Erweiterung des Messkonzeptes wurde erforderliche Messtechnik in den Zisternen nachgerüstet (Kapitel 6). Mittels Kurzzeitmessungen wurden alle Energieströme in und von den Zisternen gemessen und eine Gesamtenergiebilanz aufgestellt (Kapitel 8.5).

Tabelle 7-1: Monatliche thermische Energiebilanz des Kältebezuges [ $\text{kWh}/\text{m}^2_{\text{NFG}}\text{Monat}$ ] für das Gebäude (Erdgeschoss und Obergeschoss 1 und 2), 2006.

<b>Kühlen: Energiebezug pro Geschoss in [<math>\text{kWh}/\text{m}^2_{\text{NFG}}\text{Monat}</math>], 2006</b>													
	Jan	Feb	Mrz	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dez	Jahr
EG	-	-	-	-	-	-	0,7	0,1	0,3	-	-	-	1,2
OG 1	-	-	-	-	-	-	0,7	0,2	0,6	-	-	-	1,5
OG 2	-	-	-	-	-	2,6	3,4	0,3	1,0	-	-	-	7,4
Gebäude	-	-	-	-	-	0,9	1,7	0,2	0,6	-	-	-	3,5

<b>Kühlen: Energiebereitstellung durch Kühlzisterne [<math>\text{kWh}/\text{m}^2_{\text{NFG}}\text{Monat}</math>], 2006</b>													
Zisterne	-	-	-	-	-	1,0	1,9	0,3	0,8	-	-	-	4,0

<b>Kühlen: Effizienz der Energiebereitstellung als Jahresarbeitszahl (JAZ) [<math>\text{kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{el}}</math>], 2006</b>													
JAZ	-	-	-	-	-	5,0	4,3	2,2	3,0	-	-	-	3,9

Tabelle 7-2: Monatliche thermische Energiebilanz des Kältebezuges [ $\text{kWh}/\text{m}^2_{\text{NFG}}\text{Monat}$ ] für das Gebäude (Erdgeschoss und Obergeschoss 1 und 2), 2007.

<b>Kühlen: Energiebezug pro Geschoss in [<math>\text{kWh}/\text{m}^2_{\text{NFG}}\text{Monat}</math>], 2007</b>													
	Jan	Feb	Mrz	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dez	Jahr
EG	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
OG 1	-	-	-	0,1	0,1	0,7	1,0	0,9	-	-	-	-	2,9
OG 2	-	-	-	-	1,4	2,0	1,5	1,9	-	-	-	-	6,9
Gebäude	-	-	-	-	0,5	0,9	0,8	0,9	-	-	-	-	3,3

<b>Kühlen: Energiebereitstellung durch Kühlzisterne [<math>\text{kWh}/\text{m}^2_{\text{NFG}}\text{Monat}</math>], 2007</b>													
Zisterne	-	-	-	0,1	0,6	1,0	1,0	1,0	-	-	-	-	3,7

<b>Kühlen: Effizienz der Energiebereitstellung als Jahresarbeitszahl (JAZ) [<math>\text{kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{el}}</math>], 2007</b>													
JAZ	-	-	-	3,2	8,8	6,0	5,7	6,8	6,4	-	-	-	6,3

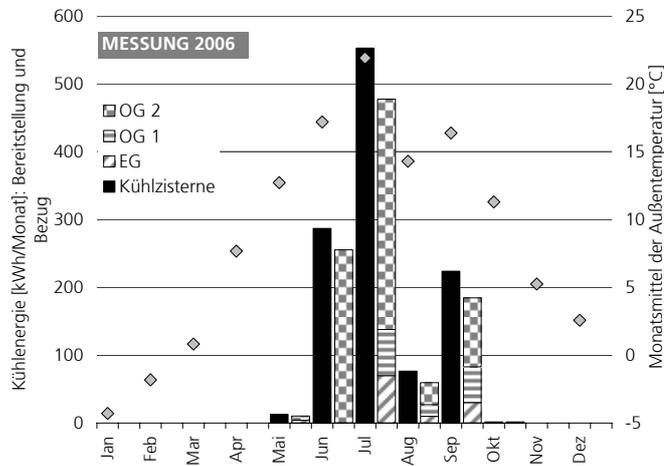


Bild 7-1: Kühlen: Monatliche thermische Energiebilanz [kWh/Monat] für das Gebäude (Erdgeschoss, Obergeschoss 1, 2) und Monatsmittel der Außentemperatur [°C], 2007.

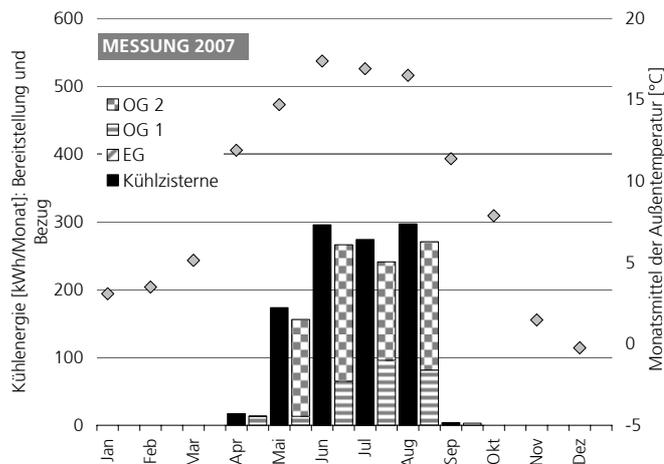


Bild 7-2: Kühlen: Monatliche thermische Energiebilanz [kWh/Monat] für das Gebäude (Erdgeschoss, Obergeschoss 1, 2) und Monatsmittel der Außentemperatur [°C], 2007.

Im Betriebsjahr 2007 wurden der Kühlzisterne 1.060,8 kWh/a entnommen. Die monatliche Kühlenergie der Zisterne in den Sommermonaten ist in Bild 7-3 dargestellt (in kWh/Monat: Apr 17,1; Mai 173,4; Juni 295,6; Juli 273,9; Aug 297,0). In den Monaten Juni bis August 2007 wird eine annähernd gleichgroße Kühlenergie rund 290 kWh entzogen. Dafür ist ein elektrischer Energiebezug von rund 152 kWh über die gesamte Kühlperiode notwendig.

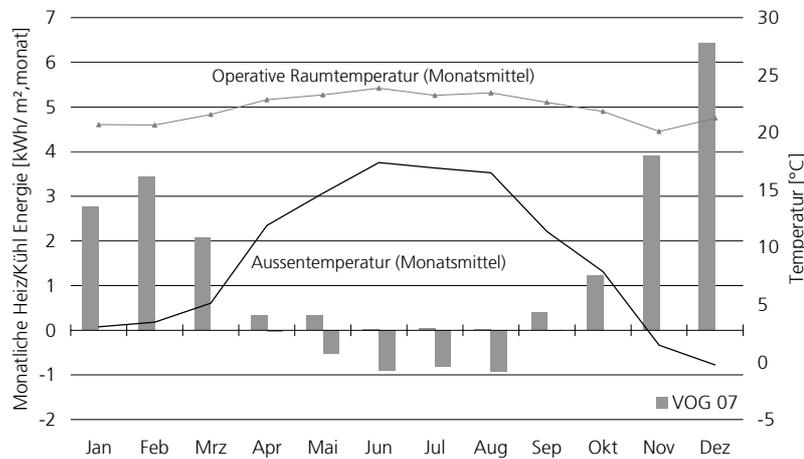


Bild 7-3: Monatliche Heiz- und Kühlenergie [kWh/m²Monat], monatliche operative Raumtemperatur [°C] und Monatsmittel der Außentemperatur [°C] für das Jahr 2007.

## 7.2 Elektrische Energiebilanz

Der Jahresverbrauch 2007 an elektrischer Energie für die gesamten haustechnischen Anlagen beträgt 5.176 kWh/a. Darin enthalten sind der Stromverbrauch des Durchlauferhitzer und Nachheizregisters, Wärmepumpe und Tauchpumpe in der Wärmezisterne, Lüftung, Pumpen der thermoaktiven Bauteilsysteme und der Messwerterfassung (Tabelle 7-3).

Aus der Strombilanz für das Jahr 2006 ist zu erkennen, dass die Anlage bestehend aus Wärmepumpe, Primärpumpe und Nachheizregister bisher noch nicht ausreichend effizient betrieben wurde. So wurde zum Beispiel ein Großteil der benötigten Wärme im Winter durch das im Schichtenspeicher integrierte Nachheizregister gedeckt. Dies führte zu einem hohen Strombedarf im Betriebsjahr 2006: Nachheizregister ( $12,2 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGF}\cdot\text{a}}$ ), Wärmepumpe ( $5,2 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGF}\cdot\text{a}}$ ) und Primärpumpe in der Wärmezisterne ( $2,7 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGF}\cdot\text{a}}$ ). Der gesamte Hilfsstrombezug (Verteilpumpen, Primärpumpe in der Wärmezisterne) für den Heizfall beläuft sich auf  $5,4 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGF}\cdot\text{a}}$ . Dies stellt 10 bis 40% des Strombezugs für die gesamten haustechnischen Anlagen dar und ist in der gleichen Größenordnung wie der Strombezug für die Wärmepumpe.

Im Betriebsjahr 2007 konnte der Strombezug für den Heizfall bedeutend reduziert werden: Nachheizregister ( $6,3 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGF}\cdot\text{a}}$ ) und Wärmepumpe ( $4,0 \text{ kWh/m}^2_{\text{NGF}\cdot\text{a}}$ ).

Weiterhin zeigt sich, dass der „Haushaltsstrom“ und der „Standby-Haushaltsstrom“ (Gesamtstromverbrauch abzüglich des restlichen

Stromverbrauches) zusammen durchgehend mit über 500 kWh im Monatsmittel sehr hoch ist. In weiteren Schritten musste die Zuordnung der Verbraucher zu den einzelnen Stromzählern geklärt werden. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass der Bedarf an Hilfsenergie der gesamten Pumpen für das Heizen und Kühlen 21% des gesamten Energiebedarfs für den Betrieb des Gebäudes beträgt. Der Strombezug aller Pumpen der haustechnischen Anlagen im Betrachtungszeitraum beträgt 1125 kWh. Auf den Heizfall entfallen 757 kWh (67%) und auf den Kühlfall 368 kWh (32%). Dies ist im Vergleich zu Wohngebäuden ähnlichen Standards sehr groß, sodass beim Bezug an Hilfsenergie noch großes Einsparpotential zu erwarten ist. Dieser Bedarf lässt sich durch (i) Abstimmung des Betriebs der haustechnischen Anlagen, (ii) optimierte Betriebs- und Regelalgorithmen und (iii) durch effizientere Pumpen reduzieren.

In den nachfolgenden Graphiken sind die Strombezüge für den Auswertungszeitraum 2006 und 2007 dargestellt und bewertet.

Folgende Ergebnisse in Kurzdarstellung:

- Der Gesamtstrombezug für TGA und Haushalt sank um 30% von 14.767 kWh/a in 2006 auf 10.239 kWh/a 2007
- Der Strom für die TGA (Heizen, Kühlen, Lüften) ist um 35% reduziert: 8.204 kWh/a in 2006 und 5.261 kWh/a in 2007.
- Auch der Strombezug für den Haushaltsbereich wurde von 6.563 kWh/a in 2006 auf 4.978 kWh/a in 2007 reduziert.
- Aus den Grafiken ist ersichtlich, dass in den Sommermonaten der Strombezug pro Monat jetzt um 500 kWh/Monat liegt.
- Für die Wintermonate war der monatliche Strombezug um rund 1000 bis 1500 kWh/Monat niedriger.

Die jährlichen Strombezüge für die einzelnen Verbraucher der TGA sind in Tabelle 7-3 aufgelistet. In den Bereichen Hydraulik, Wärmepumpe und Nachheizregister lag der Bezug entscheidend niedriger. Der Strombezug für die Lüftung bleibt mit rund 550 kWh/a gleich. Besonders entscheidend ist der reduzierte Einsatz des Nachheizregisters. Bis auf die Monate Februar und Dezember 2007 konnte auf den Einsatz des Nachheizregisters verzichtet werden. Auffallend hoch ist – witterungsbedingt- der Strombezug für den Monat Dezember 2007. Da die Zisterne als Wärmequelle erschöpft war, musste das Nachheizregister den Wärmebedarf decken.

Zu beachten bei der Interpretation der Ergebnisse ist allerdings, dass

- Der Winter 2006/2007 sehr warm war und somit der Heizwärmebedarf deutlich niedriger ausfallen muss als bei einem Winter mit normalen Temperaturen.

- Erste Stromsparmaßnahmen im Mai 2007 umgesetzt wurden, so dass für die Folgejahre mit einer weiteren Einsparung – zumindest in den Sommermonaten - gerechnet werden kann.

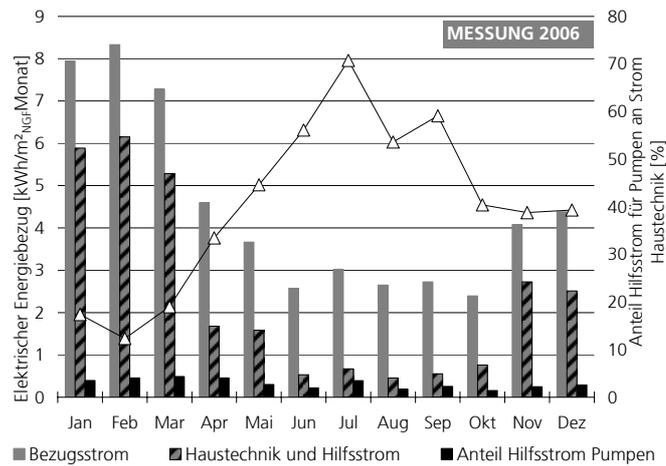


Bild 7-4: Elektrische Energiebilanz für den Strombezug der Haustechnik (Heizen, Lüften und Kühlen) und dem Anteil Hilfsstrom für Pumpen [kWh/m²NGFMonat] und [%], 2006.

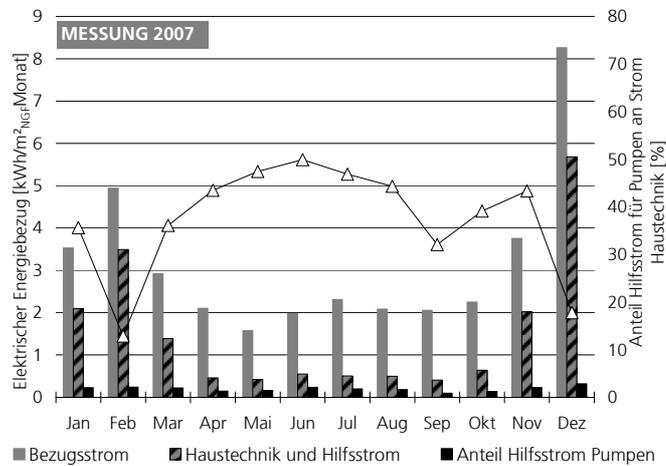


Bild 7-5: Elektrische Energiebilanz für den Strombezug der Haustechnik (Heizen, Lüften und Kühlen) und dem Anteil Hilfsstrom für Pumpen [kWh/m²NGFMonat] und [%], 2007.

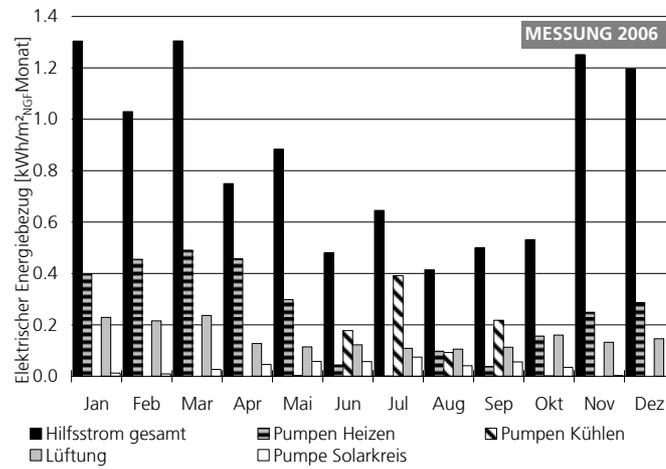


Bild 7-6: Elektrische Energiebilanz für den Hilfsstrombezug für Pumpen und Ventilatoren [kWh/m²NGFMonat] und [%], 2006.

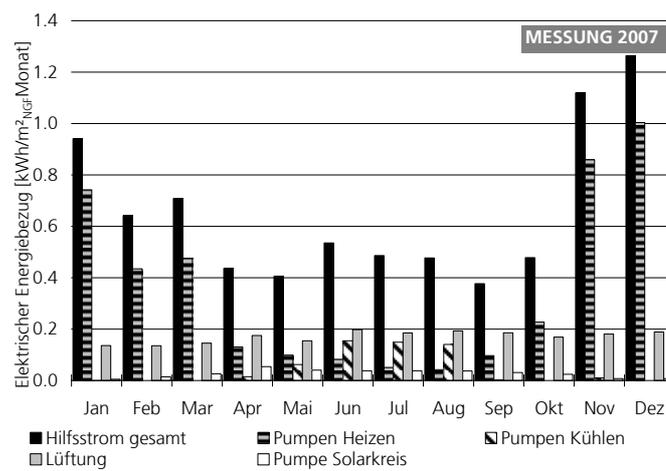


Bild 7-7: Elektrische Energiebilanz für den Hilfsstrombezug für Pumpen und Ventilatoren [kWh/m²NGFMonat] und [%], 2007.

Tabelle 7-3: Elektrischer Energiebezug der haustechnischen Anlagen für die Bereiche Heizen, Lüften und Kühlen, 2007.

<b>Verbraucher</b>	<b>Verbrauch 2006 [kWh/a]</b>	<b>Verbrauch 2007 [kWh/a]</b>
Pumpen (Heizen und Kühlen)	1.425	1.067
Durchlauferhitzer und Nachheizregister	3.484	1.784
Wärmepumpe und Primärpumpe in der Zisterne	2.778	1.825
Lüftung	516	583

Die geplante komplette Abdeckung des Hilfsstrombedarfs für das Gebäude über die Photovoltaik-Anlage wurde nicht erreicht. Allerdings könnte dieses Ziel durch eine Reduzierung der Strommengen für Wärmepumpe, Speicher und Nachheizregister um 40% und eine Reduktion der Stromaufnahme der Pumpen um 50% erreicht werden. Diese Reduktionen sind durch die Umsetzung optimierter Betriebsweisen und Regelstrategien, durch effizientere Schichtenspeichernutzung und energiesparenden Pumpeneinsatz durchaus zu erreichen. Durch eine Optimierung der Laufzeiten der Pumpen, sowie das periodenweise Abschalten des Heiz- und Kühlsystems vor allem in der Übergangszeit könnte dieser Strombedarf maßgeblich reduziert werden. Der hohe Strombezug für den „Haushalt“ kann durch das Abschalten nicht benötigter Elektrogeräte oder über Zwischenschalter reduziert werden.

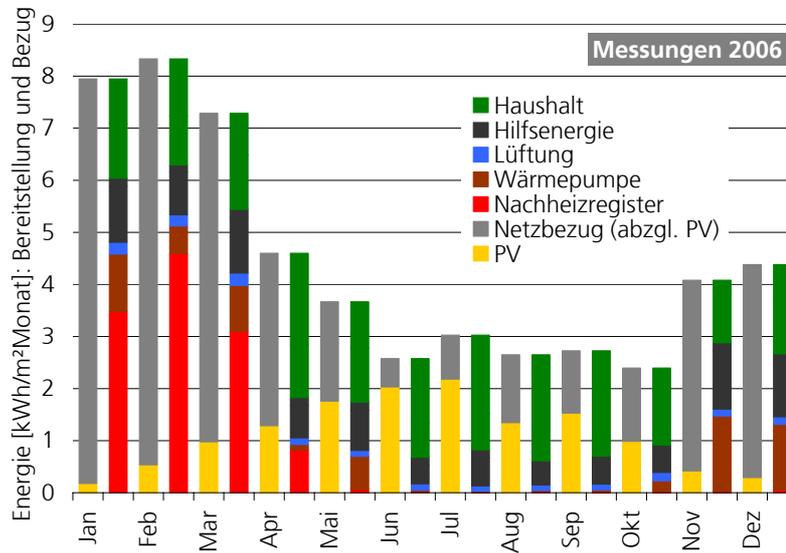


Bild 7-8: Strombezüge [kWh/Monat] für den Auswertungszeitraum Januar bis Dezember 2007 für folgende Verbraucher: Wärmepumpe, Nachheizregister, Lüftung, Hydraulik, und Haushalt. Die erste Monatssäule stellt den Gesamtbezug an elektrischer Energie für das Gebäude dar (grau: Netzbezug und gelb: Gutschrift durch PV).

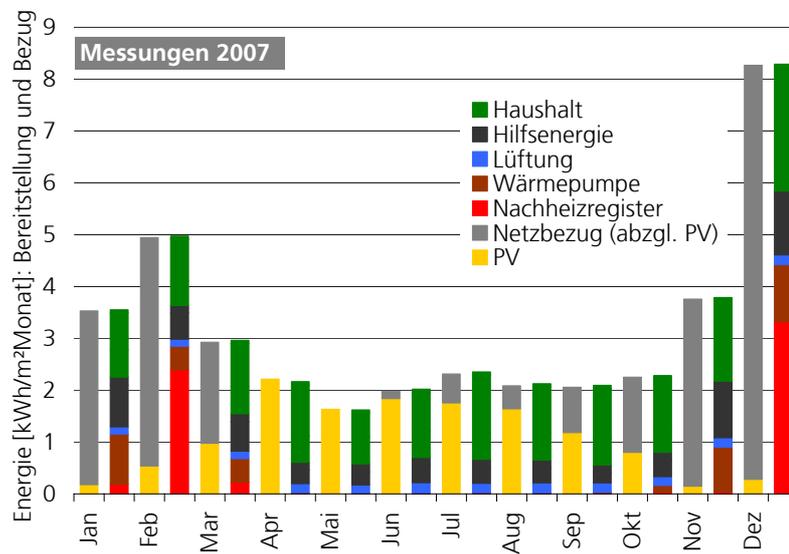


Bild 7-9: Strombezüge [kWh/Monat] für den Auswertungszeitraum Januar bis Dezember 2007 für folgende Verbraucher: Wärmepumpe, Nachheizregister, Lüftung, Hydraulik, und Haushalt. Die erste Monatssäule stellt den Gesamtbezug an elektrischer Energie für das Gebäude dar (grau: Netzbezug und gelb: Gutschrift durch PV).

### 7.3 Energieeffizienz

Die Energieeffizienz des Kühlbetriebs wird als Jahresarbeitszahl ausgedrückt und stellt das Verhältnis von Nutzenergie zu elektrischem Energiebezug (Hilfsenergie) dar. Für den Kühlbetrieb 2006 ergibt sich eine Effizienz von  $4 \text{ kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{el}}$ . Dabei befinden sich die Arbeitszahlen der einzelnen Sommermonate in einem Bereich von maximal 5,1 bis minimal 3,0.

Diese durchschnittliche Jahresarbeitszahl von 3,9 für den Kühlbetrieb ist sehr gering. Ziel sollte eine  $\text{JAZ}_k$  von 10 sein. Um diesen Zielwert zu erreichen, müssen sowohl die eingesetzten Komponenten als auch Betriebs- und Regelalgorithmen optimiert werden.

Für das Betriebsjahr 2007 konnte die Jahresarbeitszahl auf  $7,0 \text{ kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{el}}$  verbessert werden.

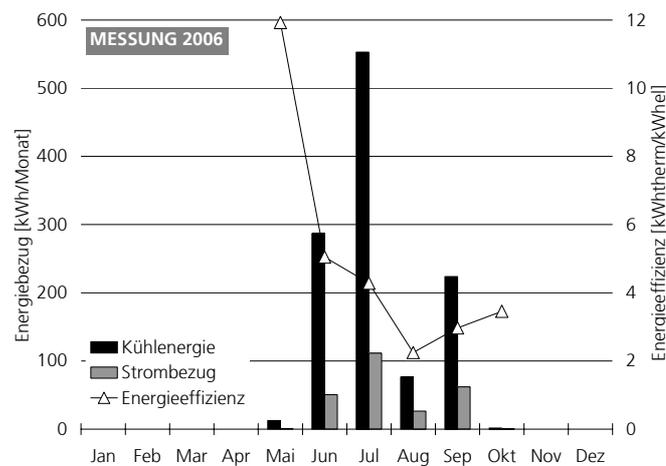


Bild 7-10: Kühlenergie [kWh/Monat], elektrischer Energiebezug für die Kühlung [kWh/Monat] und Energieeffizienz, ausgedrückt als Jahresarbeitszahl (JAZ) [ $\text{kWh}_{\text{therm}}/\text{kWh}_{\text{el}}$ ], 2006.

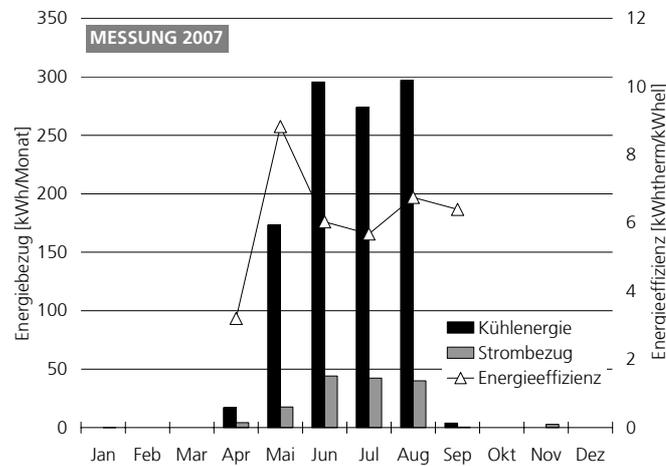


Bild 7-11: Kühlenergie [kWh/Monat], elektrischer Energiebezug für die Kühlung [kWh/Monat] und Energieeffizienz, ausgedrückt als Jahresarbeitszahl (JAZ) [ $\text{kWh}_{\text{therm}}/\text{kWhe}_\text{el}$ ], 2007.

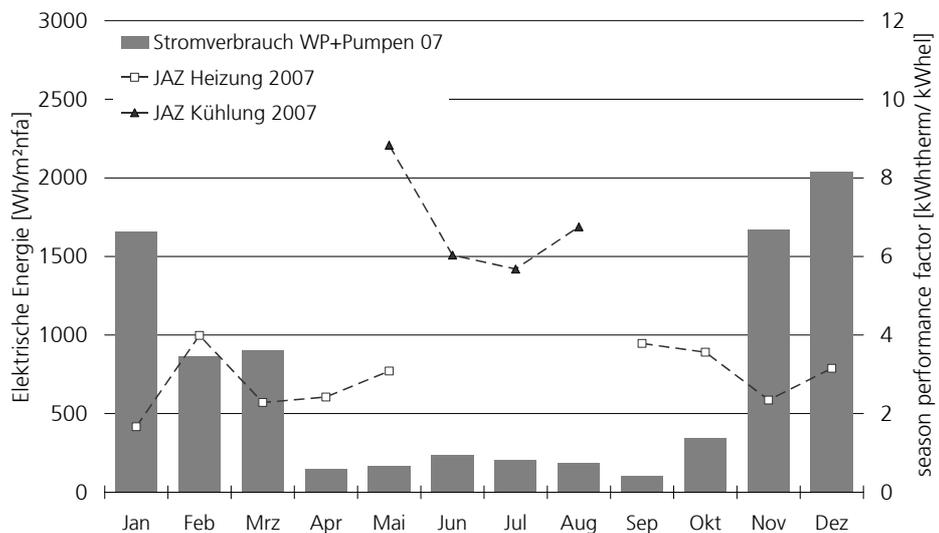


Bild 7-12: Monatliche Strombezug der Pumpen und der Wärmepumpe [ $\text{kWh}/\text{m}^2\text{Monat}$ ] sowie die Jahresarbeitszahl für den Heizfall und den Kühlfall [ $\text{kWh}_{\text{therm}}/\text{kWhe}_\text{el}$ ] für das Jahr 2007.

## 7.4 Zusammenfassung und Schlussfolgerung

Durch das Monitoring des Gebäudes in der ersten Messperiode von März 2006 bis Februar 2007 wurde nachgewiesen, dass das wesentliche Ziel, den Passivhausstandard mit  $15 \text{ kWh}/\text{m}^2\text{a}$  für den Heizenergiebedarf, erreicht wurde.

Der Heizwärmebedarf liegt mit 20,4 kWh/m<sup>2</sup>a zwar oberhalb der berechneten Werte, jedoch ist dies mit der noch vorhandenen Baufeuchtigkeit in der Messphase und der höheren mittleren Raumtemperatur in der Heizzeit zu erklären.

Der Primärenergiebedarf des Gebäudes im Jahr 2007 (ohne Haushaltsstrom) liegt bei 55,0 kWh/m<sup>2</sup>a. Der Anteil der Hilfsenergien für Pumpen und Regelung beträgt dabei ca. 28%. Dieser Bedarf lässt sich durch weitere Verbesserungen in der Abstimmung des Betriebs der haustechnischen Anlagen noch deutlich reduzieren. Dies betrifft vor allem die Abstimmung der Regelung der Wärmepumpe, der Zisternen, der Speicherentladung und des Heizkreises. Aufgrund der Auswertung der Messergebnisse wurden die Regelungsparameter im Frühjahr 2007 angepasst. Sowohl der Energiebezug (Strom) als auch die Energieeffizienz der Anlagen konnte entscheidend verbessert werden. Ein zeitweises Abschalten der Heiz- und Kühlkreise in den Übergangszeiten könnte darüber hinaus den Anteil der Hilfsenergien reduzieren.

## 8 Zusammenfassung der messtechnischen Bewertung

### Kurzzeitmessung: Mai 2007 bis August 2007

Auf Basis der bisherigen Messdatenauswertung und Analysen wurden verschiedene Regelungsansätze und Betriebsweisen für das thermische Kühlsystem in Kombination mit Phasenwechselmaterialien getestet, um die Energieeffizienz der Anlage unter Aufrechterhaltung bzw. Verbesserung des thermischen Komforts zu steigern.

Auf Grundlage der bisherigen Auswertungen ist zu erwarten, dass folgende Parameter das größte Potential zu einer sicheren und effizienten Betriebsweise aufzeigen:

- Reduzierung der minimalen Vorlauftemperatur in das Flächenkühlsystem auf 18°C
- Betriebsweise des Kühlsystems im Tag-/ Nachtmodus
- Intermittierender Pumpenbetrieb zur Reduzierung der Hilfsenergien
- Austausch der Pumpen gegen drehzahlgeregelte Ausführungen, um eine energieeffiziente Massenstromregelung zu ermöglichen

Um die Betriebsweise zu optimieren, wurde eine vierwöchige Testphase vom 21. Mai bis 17. Juni durchgeführt und für ausgewählte Räume unterschiedliche Regelungsansätze entworfen.

Folgende Ziele wurden für die Untersuchung festgesetzt:

- Im Erdgeschoss wurde der Einfluss der Kühlung auf die Raumtemperatur geprüft, in dem zwei Zimmer mit gleicher Ausrichtung verglichen wurden.
- Der Einfluss des PCM auf die Raumtemperatur wurde im Obergeschoss getestet, indem zunächst versucht wurde, bei deaktivierter Kühlung in den Schmelzbereich der PCM zu gelangen. Bei Überschreitung dieses Bereiches wurde intermittierend gekühlt und der PCM- Schmelzbereich mehrfach durchschritten. Diese Einstellung dient auch der Vorbereitung eines intermittierenden Pumpenbetriebs, um den Energieeinsatz für die Pumpen zu minimieren.

## 8.1 Grundlegende Maßnahmen

Folgende Maßnahmen wurden zur Vorbereitung der Testphase getroffen:

- Die Türen aller Räume wurden geschlossen
- Fenster blieben konstant geschlossen
- Die Lüftungsanlage wurde mit erhöhtem Volumenstrom im Sommermodus (bei abgeschalteter Wärmerückgewinnung) betrieben
- Die automatische Sonnenschutzregelung wurde im gesamten Gebäude komplett deaktiviert und definierte Positionen wurden angefahren
- Eine Umschaltung in den Kühlbetrieb wurde von 19°C auf 12°C Außentemperatur geändert. Dies wird zu Testzwecken benötigt, um die Kühlleistung gegebenenfalls auch nachts einbringen zu können
- Der Wärmezisterne wurde kein Wasser zur Gartenbewässerung entnommen. Damit ist eine Nachspeisung an Frischwasser in der Testphase ausgeschlossen.

Das Zimmer 2 im EG wird aktiv gekühlt, d.h. das Stellventil des Kühlkreises ist geöffnet, wenn die Außentemperatur über 19°C steigt und eine Raumtemperatur von über 22°C gemessen wird. Das Stellventil schließt, wenn die Außentemperatur unter 18°C fällt. Dagegen wird Zimmer 1 im Erdgeschoss

als Referenzraum zu Zimmer 2 nicht gekühlt, also passiv bzw. frei schwingend betrieben. Lediglich die Zuluftauslässe der Wohnraumlüftung sind in beiden Räumen geöffnet.

Im Obergeschoss wird bei einer operativen Raumtemperatur größer 27°C gekühlt. Die Stellventile in allen Räumen im Obergeschoss werden geöffnet. Die Kühlung wird bei einer operativen Raumtemperatur kleiner 22°C deaktiviert.

Die Randbedingungen dieser Messreihe sind nicht optimal, da nicht alle erforderlichen Temperaturen erfasst werden und auch die Systemgrenzen nicht klar getrennt werden können. Da im Arbeitszimmer, das zwischen den beiden Zimmern im Erdgeschoss angeordnet ist, keine Raumtemperaturmessung vorgesehen ist, kann keine Aussage über den Wärmeeintrag aus den vermessenen Nachbarzimmern auf diesem Stockwerk getroffen werden.

Über den Bereich der Treppe, der die drei Geschosse miteinander verbindet, findet ein Luftaustausch zwischen den einzelnen Geschossen statt. Dies beeinflusst u.a auch die Raumtemperaturen im Obergeschoss hat.

Tabelle 8-1: Übersicht der Regelungseinstellungen in der Testphase.

Regelungsfall: <b>OG aktiv; im EG nur Zimmer 2 aktiv; Sout. frei schwingend</b>								
	Raum Solltemp. [°C]	Kühlung aktiv (Außentemperatur Ta)	Soll. VL Kühlen [°C]	TABS Aktiv	Messung ISE	Jalousien	Fenster	Türen
<b>Obergeschoss</b>								
Wohnen	22 - 27	Ta>12	18	ja	x	auf	zu	zu
Essen	22 - 27	Ta>12	18	ja	x	auf	zu	zu
Küche	22 - 27	Ta>12	18	ja	x	auf	zu	zu
HW-Raum	22 - 27	Ta>12	18	ja	x	auf	zu	zu
WC	22 - 27	Ta>12	18	ja		auf	zu	zu
<b>Erdgeschoss</b>								
Ankleide				nein	x	auf	zu	zu
Zimmer1				nein	x	Süd auf	zu	zu
Zimmer1						West zu		
Arbeit				nein	x	zu	zu	zu
Zimmer2	22	Ta>19	18	ja	x	Süd auf	zu	zu
Zimmer2						Ost zu		
Bad1				nein	x	auf	zu	zu
Bad2				nein		auf	zu	zu
Diele				nein				zu

## 8.2 Übersicht der Ergebnisse

Während der gesamten Testphase wurden die aktuellen Messdaten überprüft und gesichert (Bild 8-1).

- (I) Die Messphase wurde am 21.5.07 gestartet, alle der oben gestellten grundlegenden Maßnahmen wurden eingerichtet. Nachträglich wurden während der Messreihe einige Änderungen und Korrekturen vorgenommen (vgl. Bild 8-1).
- (II) So wurden gleich zu Beginn der Messung die Jalousien in den Räumen Bad und Ankleide, also in Südost und Nordwest Ausrichtung, geschlossen.

- (III) Um den Betrieb über den EIB zusammen mit der Messtechnik zu testen, wurden am 25.5. die Jalousien aller Fenster im Obergeschoss geschlossen und am späten Nachmittag wieder geöffnet.
- (IV) Am 31.5. wurden an der Programmierung für die Kühlung in Zimmer 2 Änderungen vorgenommen, da der untere Schaltpunkt nicht korrekt programmiert war.
- (V) Alle Jalousien im Gebäude wurden am 8.6. testweise zentral aufgefahren und in den vorhergehend definierten Räumen wieder geschlossen. Ab diesem Zeitpunkt wurden alle Jalousien im Obergeschoss Temperaturgesteuert ab einer Raumtemperatur von 28°C zur Kühlungsunterstützung geschlossen. Der Sonnenschutz wurde ab einer Raumtemperatur von 22°C wieder geöffnet.

Am 17.6. wurde die Testphase beendet und alle vorgenommenen Regelungseinstellungen wieder in die Ausgangslage zurückgesetzt.

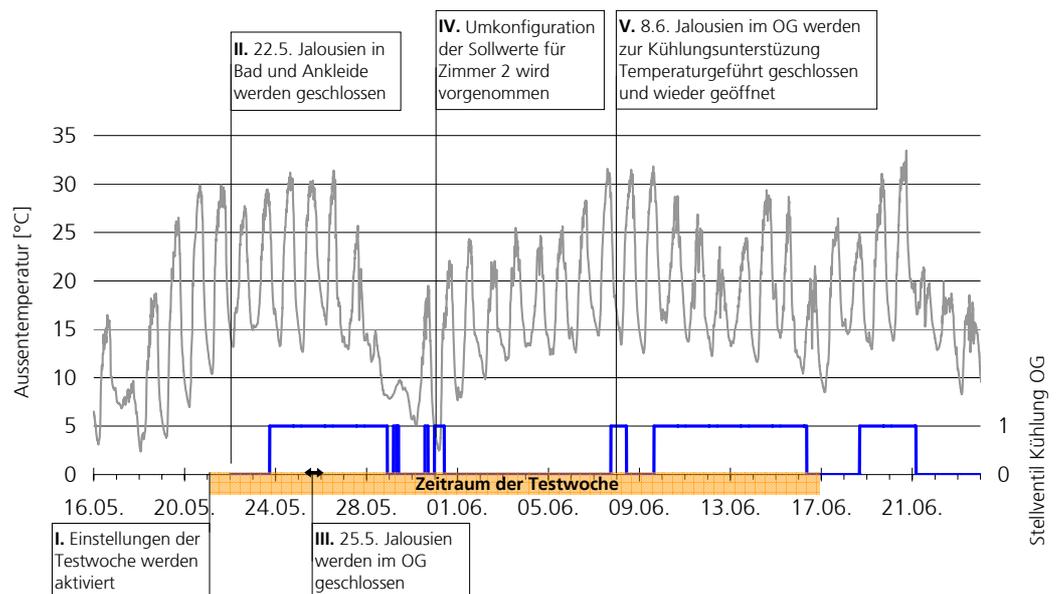


Bild 8-1: Außentemperatur über den Messzeitraum vom 16.5.-13.6.07, auf der rechten y-Achse ist das Signal des Stellventils blau eingezeichnet.

In der Testphase waren zum Erreichen der Schmelzpunkte des PCM-Materials und zur Überprüfung der Kühlungseffektivität der Räume hohe Außentemperaturen nötig. In Bild 8-1 ist die gemessene Außentemperatur im zeitlichen Verlauf aufgetragen. Temperaturen von über 25°C wurden an den Tagen von 20.5.-27.5. und wieder von 3.6.-11.6. für mehrere Tage erreicht. Dabei stieg an sechs Tagen die Temperatur über 30°C an. Nachts sanken die

Temperaturen an fast allen Tagen auf unter 15°C ab. Am 28.5. und 29.5. lagen die Tageshöchstwerte der Außentemperatur bei 15 bzw. 10°C, was zu einem Absinken der Raumtemperatur führte.

### 8.3 Raumtemperaturen im Obergeschoss

Die in Bild 8-2 und in Bild 8-3 dargestellten Temperaturen wurden in den Bereichen Kochen und Wohnen gemessen. Dazu sind die operative Raumtemperatur (ORT) im Wohn- und Essbereich, die Außentemperatur und das Stellsignal zu allen Kühlkreisventilen im Obergeschoss aufgetragen.

Während der heißen Tage der zweiten Testwoche) wird am 23.5. beim Überschreiten der Raumtemperatur von 27°C die Kühlung im gesamten Obergeschoss aktiviert (Bild 6-1). Obwohl Höchsttemperaturen von über 30°C und die solaren Gewinne andauern, nehmen die Raumtemperaturen und die Oberflächentemperaturen der Umgebungsflächen durch die in die Räume eingebrachte Kühlleistung über die darauf folgenden Tage stetig ab. Da aber die Grenztemperatur von 22°C zum Abschalten der Kühlung nicht erreicht werden kann, wird am 25.5. der Sonnenschutz geschlossen. Dadurch steigen die Temperaturen an diesem Tag und an den folgenden Tagen gemäßiger an als in den Tagen zuvor. Doch eine Abkühlung der operativen Raumtemperatur auf 22°C wird erst am 29.5. erreicht, als die Außentemperatur auf unter 20°C abgesunken ist (Bild 8-2).

Erneut steigende Außentemperaturen mit Maximalwerten von über 30°C und solare Lasten von 1000 W/m<sup>2</sup> Globalstrahlung mit knapp 700 W/m<sup>2</sup> Direktstrahlungsanteil lassen die Raumtemperatur im Obergeschoss am 7.6. von 25°C auf 27,6°C ansteigen (Obergeschoss). Die nächtliche aktive Kühlung zeigt, dass die Temperaturen um ca. 3 Kelvin auf 24,6°C abgesenkt werden konnten. Am folgenden Tag steigt die Raumtemperatur nach der nächtlichen Kühlung auf 26,8°C an.

In der Nacht zum 9.6. wurde der Raum passiv, d.h. durch Lüftung, gekühlt. Durch das Abschalten der Kühlung konnte die Raumtemperatur lediglich um 1,4 Kelvin auf 25,4°C reduziert werden. Am darauf folgenden Tag stieg die Raumtemperatur wieder auf 27,5°C an. Bei durchgängiger aktiver Kühlung stieg die ORT nicht über 26°C an. Allerdings blieben die Werte der Außentemperatur nicht konstant auf hohem Niveau. Würde das aktive Kühlsystem die Oberflächentemperatur innerhalb der Nachtstunden auf ca. 22°C abkühlen, wäre der PCM- Speicher vollständig entladen.

Die Kühlung des gesamten Obergeschosses mit einer Kühlenergie von 283 kWh und im Erdgeschoss mit 40 kWh über den Zeitraum der Testwochen hatte einen deutlichen Anstieg der mittleren Kühlzisternentemperatur zufolge. Dieser Wert

erhöhte sich vom 24.5. bis 28.5. ausgehend von 12,2°C um 4,3 Kelvin (Bild 8-4). Allerdings waren im Obergeschoss die Jalousien die überwiegende Zeit geöffnet, was zu einem erhöhten Kühlbedarf führt.

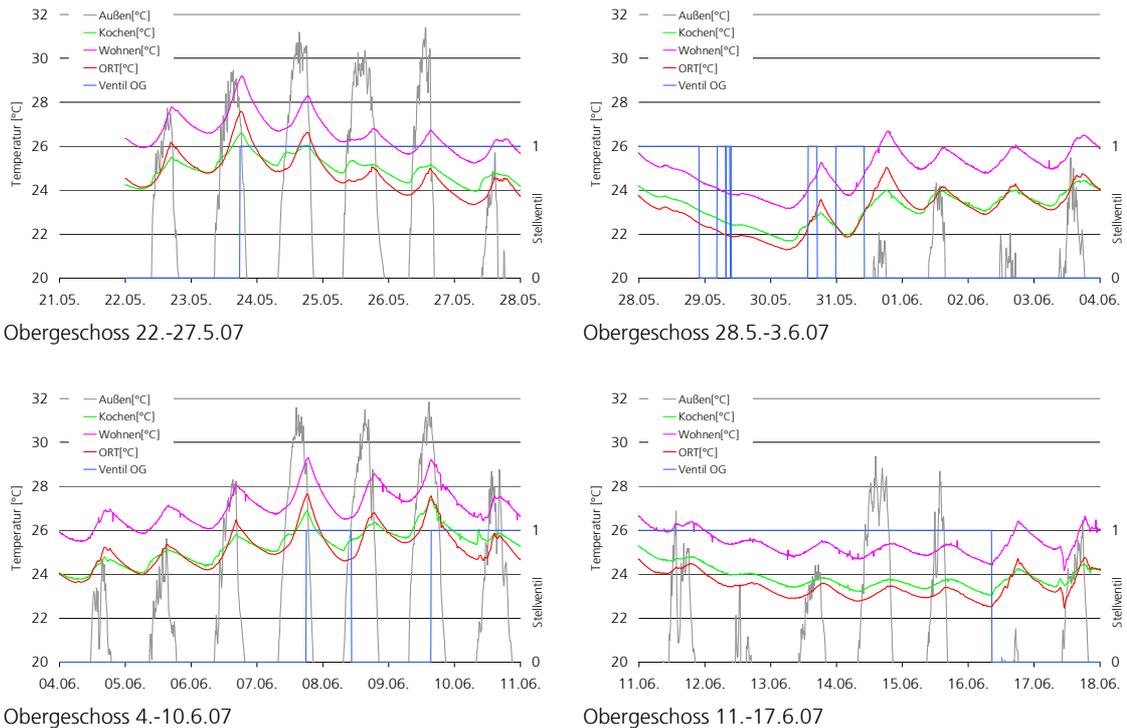


Bild 8-2: Raumlufttemperatur und operative Temperatur im Obergeschoss, 22.5. bis 17.06.2007.

## 8.4 PCM im Obergeschoss

In Bild 8-3 und 8-4 sind für das Obergeschoss die Oberflächentemperaturen der PCM-Platten getrennt für Vorder- und Rückseite abgebildet. Darüber hinaus aufgezeigt sind Außen- und operative Temperatur sowie das Signal des Stellventils der TABS.

Es zeigt sich, dass bis zu einer Oberflächentemperatur der im Flachdach eingebauten PCM von ca. 25°C die Differenz zwischen operativer und Oberflächentemperatur bei ca. einem Kelvin liegt. Am 23.5. stiegen sowohl die Oberflächentemperaturen der PCM-Platten als auch die operative Raumtemperatur über 25°C. Der obere Schmelzbereich des PCM wurde damit durch- und überschritten. Durch die einsetzende nächtliche Kühlung konnte die PCM-Oberflächentemperatur um ca. 2 Kelvin reduziert werden. Die bezogene Kühlleistung von 17,4 kWh und die weitere aktive Kühlung reichten dennoch nicht aus, um innerhalb eines Zyklus die Temperaturen bis auf 22°C zu

reduzieren. Aufgrund dessen stiegen die Temperaturen am darauffolgenden Tag mit fast identischen Außentemperaturen wieder auf ca. 26°C und die operative auf 26,5°C anstieg.

Erst durch die fortgesetzte aktive Kühlung wurde das PCM soweit entladen, dass die operativ gemessene Temperatur im Obergeschoss auf 25°C gehalten werden konnte, obwohl weiterhin Außentemperaturen von über 29°C gemessen wurden.

Die Regelung der Vorlauftemperatur im Kühlfall nutzte das zur Verfügung gestellte Kühlpotential der Zisterne noch nicht voll aus. Durch regelungstechnische Module, ein Führungsmodul und ein Taupunktbegrenzer wurde das zur Verfügung stehende Temperaturniveau der Kühlzisterne angehoben (d.h. Rücklaufbeimischung). Das Führungsmodul der Regeleinheit, (ähnlich einer Heizkurve) das die Kälteleistung an die Außentemperatur anpasst, sollte deaktiviert werden. So kann die maximal zur Verfügung gestellte Kühlwassertemperatur genutzt werden. Das Regelungsmodul zur Taupunktüberwachung sollte aber aktiviert bleiben, um Kondensationsschäden an der Decke zu verhindern.

Der zweite Zeitraum während der Testphase mit hohen Außentemperaturen von über 30°C stellte sich ab dem 7.6. ein. Die Messdaten der PCM- Fühler sind in Obergeschoss abgebildet. Auch hier wird noch einmal die Kapazitätsgrenze des PCM gezielt überschritten. Am 7.6. werden maximale Oberflächentemperaturen von 26,7°C gemessen. Die darauf einsetzende nächtliche Kühlung hat einen deutlich stärkeren Einfluss auf das PCM des Flachdachbereiches. Dies kann auch durch die unterschiedlichen Fühlerpositionen verursacht werden, was auch die unterschiedliche Temperaturspreizung der Messreihen am Flach- und Satteldach erklären würde.

Am frühen Nachmittag des 9.6. wurde die Kühlung wieder aktiviert und blieb bis zum 16.6. eingeschaltet. Infolge der Kühlung wurde am 10.6. eine maximale operative Temperatur von unter 26°C im Raum gemessen. In den darauf folgenden Tagen nimmt die maximale Außentemperatur wieder auf Werte von unter 25°C ab (Bild 8-1).

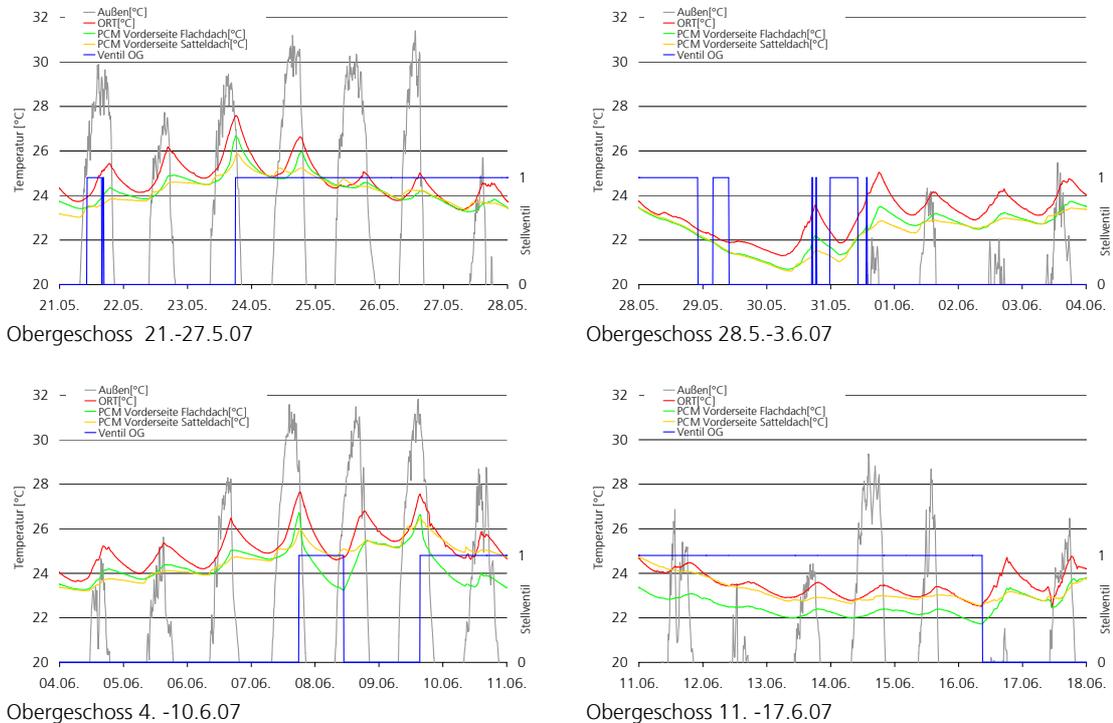


Bild 8-3: Oberflächentemperatur der Vorderseite der PCM-Platten im Bereich Satteldach und Flachdach, 21.5. bis 17.6.2007.

## 8.5 Thermische Performance der Kühlzisterne

Der Kühlenergiebedarf und die Energiebilanz der Kältezisterne wird in den folgenden Graphiken dargestellt: entnommene Kühlenergie der Zisterne, Energiebedarf im Ober- und Erdgeschoss und Energieeintrag durch Regenwasser. Ebenfalls sind die mittlere Temperatur des Regenwassers und die operative Raum- sowie die Außentemperatur als Tagesmittelwerte in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** enthalten. Mit steigendem Kühlbedarf (vom 24.-28.5. und 7.-15.6.) nimmt auch die Wassertemperatur in der Kältezisterne deutlich zu. Die Temperatur des Regenwassers entspricht an den Tagen mit starkem Niederschlag (28.-29.5.) in etwa der gemessenen Außentemperatur.

Die Energiebilanz der Regenwasserzisternen wird durch folgende vier Parameter bestimmt: (i) Wärmespeicherung in der Zisterne (Kühlfall) und Wärmeentzug aus der Zisterne (Heizfall) sowie Wärmegewinne und -verluste an das (ii) Erdreich und die Umgebung, (iii) durch Regenwasser und (iv) durch Frischwassernachspeisung.

*Energiebilanz der Zisterne in der Testphase:* Für den Zeitraum der Testwoche wird eine Energiebilanz für die Kühlzisterne erstellt. Da für diesen Zeitraum für die Gartenbewässerung Frischwasser eingesetzt wurde (kein Zisternenwasser), erfolgt kein Energieeintrag oder -entzug durch die Frischwassernachspeisung in die Zisterne. Durch die Wohnraumkühlung wurden insgesamt 427,6 kWh Wärmeenergie über den Wärmeübertrager in die Zisterne abgeführt. Der größte Anteil an zugeführter Energie wurde über die Zisterne an das umgebende Erdreich abgegeben. Über den Betonring der Zisternenwandung mit einem Gewicht von 6650 kg und einer spezifischen Wärmespeicherkapazität ( $c_p$ ) von 1 kJ/(kg·K) wurden 288,8 kWh an das Erdreich übertragen. Weiterhin wurde durch eine Temperaturerhöhung des Wasservolumens in der Zisterne 116,1 kWh direkt gespeichert.

Einen kleinen Anteil in der Energiebilanz hat das zugeführte Regenwasser im Betrachtungszeitraum. Die Menge des Niederschlags betrug 95 l/m<sup>2</sup>, was bei der Dachfläche von 80 m<sup>2</sup> ca. 7,6 m<sup>3</sup> Regenwasser entspricht. Die gemessene Regenwassertemperatur stimmt ungefähr mit der Außentemperatur überein. Der in die Zisterne geleitete Niederschlag führte zu einem Wärmeaustrag von ca. 22,6 kWh.

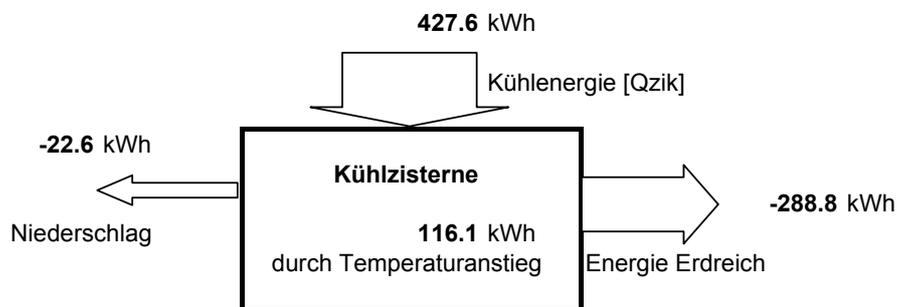


Bild 8-4: Energiebilanz der Kältezisterne; Zeitraum: 20.5.-20.6.07.

*Energiebilanz der Zisterne im Betriebsjahr 2007:* Die Regenwasserzisternenanlage nutzt die oberflächennahe Geothermie. Damit die der Wärmegewinn vom bzw. Wärmeverlust an das Erdreich neben der gespeicherten bzw. entzogenen Wärme aus der Zisterne der entscheidende Parameter, der die Energiebilanz der Zisternen bestimmt. Sowohl die Regenwasser- als auch Frischwassernachspeisung haben nur einen untergeordneten Einfluss auf die Energiebilanz und damit die Temperaturentwicklung in den Zisternen.

In der Sommerperiode (Bild 8-5) erfolgt der entscheidende Wärmeverlust der Kühlzisterne an das umgebende Erdreich mit 950 kWh/a bzw. ca. 8,1 Watt pro Quadratmeter Oberfläche der Zisterne. Im Vergleich dazu entspricht das der Kühlzisterne zugeführte Regenwasser einen Wärmeverlust von 47 kWh/a. Die Frischwassernachspeisung führt zu einem Wärmeverlust von ca. 92 kWh/a (signifikant nur in den Sommermonaten Juli und August).

In der Heizperiode des Betriebsjahres 2007 wird der Zisterne Wärmeenergie in Höhe von 3.200 kWh entzogen (Bild 8-6). Die Energiebilanz der Zisternen wird ausschließlich durch das Erdreich bestimmt. Gemäß der Temperaturentwicklung in der Wärmezisterne wird deutlich, dass die Zisternen in der gegebenen Dimensionierung und Design nicht über die komplette Heizperiode als Wärmequelle zur Verfügung stehen.

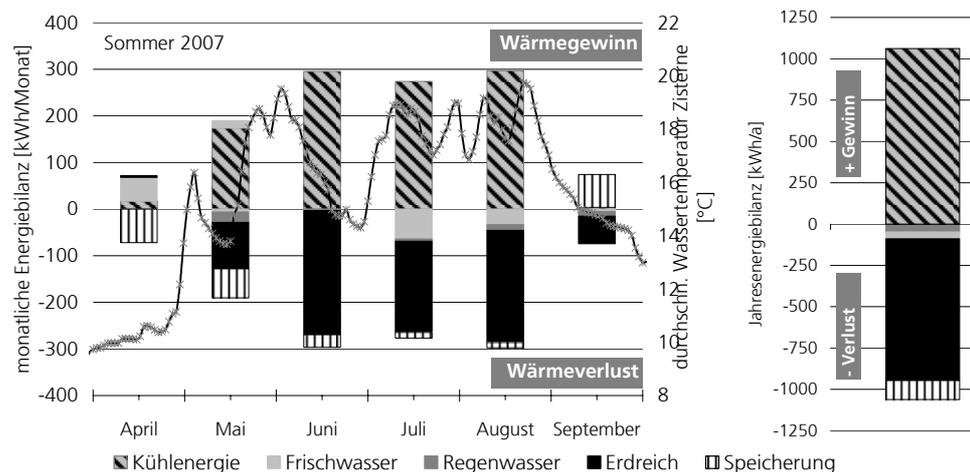


Bild 8-5: **Energiebilanz im Kühlfall:** Monatliche (links) [kWh/Monat] und jährliche (rechts) [kWh/a] Energiebilanz der Kältezisterne über die Betriebsperiode Mai bis September 2007. Die Energiebilanz wird bestimmt durch Wärmespeicher und Wärmeentzug der Zisterne sowie Wärmegewinn/Wärmeverlust an das Erdreich, durch Regenwasser und durch Frischwasser. Wärmeverlust ans Erdreich ca. 8 Watt pro Quadratmeter Zisternenoberfläche (29 m<sup>2</sup>).

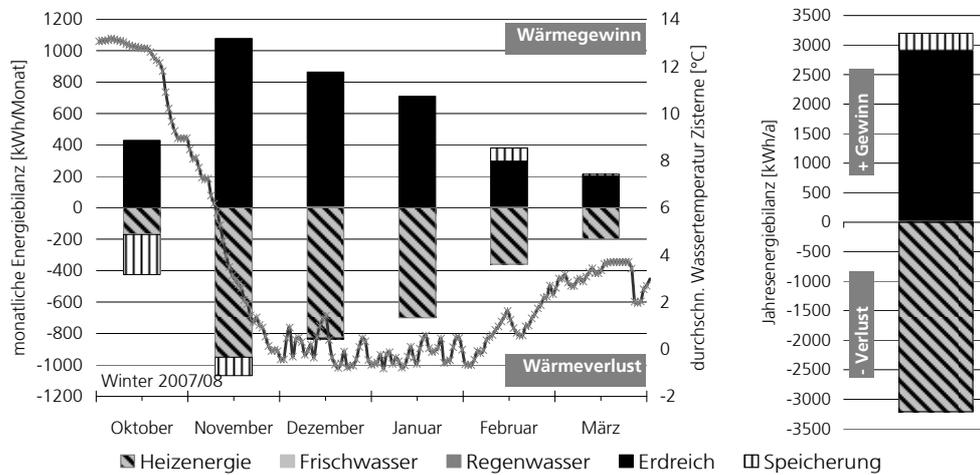


Bild 8-6: **Energiebilanz im Heizfall:** Monatliche (links) [kWh/Monat] und jährliche (rechts) [kWh/a] Energiebilanz der Kältezisterne über die Betriebsperiode Oktober 2007 bis März 2008. Die Energiebilanz wird bestimmt durch Wärmeentzug der Zisterne sowie Wärmegewinn vom Erdreich. Wärmegewinn vom Erdreich ergibt sich zu ca. 13,7 Watt pro Quadratmeter Zisternenoberfläche (57 m<sup>2</sup>).

## 8.6 Strombezug einzelner Verbraucher

Um den hohen Stromverbrauch, der nicht über Zwischenzähler erfasst wird, zu ermitteln, wurden im ersten Schritt alle haustechnischen Geräte direkt am Gerät und im zweiten Schritt alle Stromkreise wiederholt am Verteilerschrank im Technikraum überprüft.

### Standby des Haushaltes

Mittels dieser Kurzzeitmessung wurde die Stromaufnahme der angeschlossenen Geräte im Standby-Betrieb erfasst. Wurde eine vergleichsweise hohe Stromaufnahme festgestellt, erfolgte eine Sichtprüfung, um festzustellen ob eventuell Geräte in Betrieb waren. Bei Geräten mit hoher Leistungsaufnahme (z.B. Aufzug, Zwischenboden Lüfter) wurde auch der Betriebsstrom erfasst. Anhand der ermittelten Messwerte für die Stromaufnahme der Haushaltsgeräte kann der momentan vorliegende jährliche Stromverbrauch für den Standby-Betrieb auf ca. 5000 kWh/a abgeschätzt werden.

### Stromaufnahme der Haustechnischen Anlagen

Darüber hinaus wurden die Stromaufnahmen der einzelnen Pumpen (z.B. Heizkreisumwälzpumpen, Solarkreispumpe, Tauchpumpe P6 in der

Wärmezisterne) in der jeweilig eingestellten Betriebsstufe und die zugehörigen Regelungseinrichtungen erfasst und dokumentiert.

Auch die Stromaufnahme der Komponenten der Haustechnik im Standby-Betrieb wurde mittels des Zangenamperemeters erfasst. Zwar kann die konkrete Leistungsaufnahme der Drehstromgeräte über die einphasige Messmethode nicht genau bestimmt werden, jedoch lässt sich der Bezug im Standby-Betrieb abschätzen.

Den größten Anteil an der Stromaufnahme im Standby-Betrieb der Haustechnischen Geräte verursachte der Druckwächter, der die Garten- und Toilettenwasserversorgung steuert. Auch bei den Drehstromgeräten wie Durchlauferhitzer, Nachheizregister und Wärmepumpe konnte eine Ruhestromaufnahme gemessen und ein Jahresverbrauch ermittelt werden. Die Jahressumme an Standby-Strom für die haustechnischen Anlagen beträgt gemäß Tabelle 8-4 ca. 780 kWh/a. Die Strommessung erfolgte in dieser ersten Beurteilung jeweils nur einphasig. Für eine genaue Ermittlung ist eine Vierleitermessung in den Drehstromkreisen erforderlich.

Tabelle 8-2: Dokumentation der Pumpen.

Lfd. Nr.	Übersicht	Typ	Stufe	Leistung	Stromaufnahme
P1	Heiz-Kühl (Sout.)	RS25/6-3	1	46 W	0,18 A
P2	Heiz-Kühl (1.OG)	RS25/6-3	1	46 W	0,18 A
P3	Heiz-Kühl (2.OG)	RS25/6-3	1	46 W	0,18 A
P4	Solarpumpe	UPS 25-60	3	90 W	0,39 A
P5	WP-> Speicher	RS25/6-3	3	90 W	0,39 A
P6	Wärmezisterne-> WP	IXO RW	-	900 W	3,50 A
P7	Garten	IXO RW	-	900 W	3,50 A
P8	Speicher-> Wärmezisterne	UPS 25-60	3	90 W	0,39 A
P9	Regenwasser-Messpumpe	Ama-Drainer 301	-	340 W	1,50 A

Tabelle 8-3: Messung der Stromaufnahme im Standby der Haushaltsgeräte.

**Messung Stromverbrauch im Standby-Betrieb: alle Verbraucher**  
**Messung am: 15.03.2007**

Pos. Nr.:	Verbraucher	Stromaufnahme [A]	Leistung [W]	Verbrauch [kWh/a]	Anmerkung
1	Kleinkläranlage	0,017	3,910	34,252	Stromaufnahme im Betrieb: 0.52 A
2	Garage	0,087	20,010	175,288	Stromaufnahme mit Beleuchtung: 2.56 A
5	Werkstatt Steckdose 2	0,232	53,360	467,434	
8	Anschlussraum	0,066	15,180	132,977	
21	Archiv	0,020	4,600	40,296	
23	Informations-Display	0,016	3,680	32,237	
26	Technik	0,080	18,400	161,184	Stromaufnahme mit Beleuchtung: 2.78 A
29	Messtechnik	0,050	11,500	100,740	
30	Jalousie KG	0,023	5,290	46,340	
31	Jalousie EG	0,1	23,000	201,480	
32	Jalousie DG	0,12	27,600	241,776	
33	Telefonanlage	0,09	20,700	181,332	
34	Sprechanlage	0,02	4,600	40,296	
35	Motorschloss Haustür	0,04	9,200	80,592	
38	Staubsauger	0,04	9,200	80,592	Stromaufnahme im Betrieb: 6.6 A, 1,5 kW
39	Aufzug	0,19	43,700	382,812	Stromaufnahme im Betrieb 2.63 A
43	Licht- und Wärmekabine	0,08	18,400	161,184	
44	Schlafen 1	0,03	6,900	60,444	
49	Schlafzimmer 2	0,02	4,600	40,296	
50	Arbeiten	0,03	6,900	60,444	
54	Geschirrspüler	0,03	6,900	60,444	
55	Kochfeld				
	1. Phase	0,26	60,044	525,989	
	2. Phase	0,27	62,354	546,220	
	3. Phase		0,000	0,000	
57	Küche Steckdose	0,05	11,500	100,740	
62	Essen Licht	0,03	6,900	60,444	
64	Hauswirtschaftsraum	0,11	25,300	221,628	
65	Waschmaschine	0,01	2,300	20,148	
66	Trockner	0,03	6,900	60,444	
68	Kühlschrank	0,08	18,400	161,184	Stromaufnahme mit Licht 0.14 A und im Betrieb 0.35 A
69	Gefrierschrank	0,008	1,840	16,118	Stromaufnahme im Betrieb 0.71 A
70	Mikrowelle	0,01	2,300	20,148	
72	Heizkreisverteiler EG/OG/DG	0,007	1,610	14,104	
<b>Summe Jahr (o.Haustechnik)</b>			<b>583,80</b>	<b>5114,06</b>	

Tabelle 8-4: Messung der Stromaufnahme im Standby der Haustechnik.

**Messung Stromverbrauch im Standby-Betrieb: alle Verbraucher**  
Messung am: 15.03.2007

Pos. Nr.:	Verbraucher	Stromaufnahme [A]	Leistung [W]	Verbrauch [kWh/a]	Anmerkung
10	Druckwächter in Wärmezisterne	0,066	15,180	132,977	Stromaufnahme im Betrieb: 2.4 A
27	Wärmepumpe		0,000	0,000	Stromaufnahme in den einzelnen Phasen im Betrieb:
	1. Phase	0,022	5,081	44,507	1. Phase: 4.3 A
	2. Phase	0,002	0,462	4,046	2. Phase: 7.8 A
	3. Phase	0,000	0,000	0,000	3. Phase: 4.3 A
40	Durchlauferhitzer		0,000	0,000	711 W Leistung 1305 Betriebsstunden Standby auf drei Phasen
	1. Phase	0,096	22,170	194,211	
	2. Phase	0,096	22,170	194,211	
	3. Phase	0,096	22,170	194,211	
41	Heizpatrone		0,000	0,000	Stromaufnahme auf 3 Phasen:
	1. Phase	0,002	0,462	4,046	1. Phase: 12.8 A
	2. Phase	0,003	0,693	6,069	2. Phase: 12.8 A
	3. Phase	0,003	0,693	6,069	3. Phase: 12.7 A
42	Heiz- und Kühlkreis		0,000	0,000	Stromaufnahme: 0.4 A mit Pumpenbetrieb
<b>Summe Jahr (gesamt)</b>			89,08	<b>780,35</b>	

## 8.7 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen der Kurzzeitmessungen

Verursacht durch die Schwankung der Außentemperatur innerhalb der Testwochen ist ein Vergleich der Raumtemperaturen zwischen Zimmer 1 und 2 nur bedingt möglich. Es wurden nur an maximal vier aufeinander folgenden Tagen Außentemperaturen von über 28°C erreicht. Es hat sich aber gezeigt, dass an Tagen mit Außentemperaturen über 30°C die Raumtemperatur durch das aktive Kühlen im Zimmer 2 um ca. ein Kelvin unter der Temperatur in Zimmer 1 gehalten werden konnte.

Die Zisternenkapazität wurde in der Testphase nahezu ausgeschöpft. Die Wassertemperatur in der Zisterne lag zeitweise bei 20°C. Dies ist auf den dauerhaft geöffneten Sonnenschutz und die aktive Kühlung des gesamten Obergeschosses zurückzuführen. Weiterhin fand in der Testphase keine unterstützende Nachtlüftung statt. Die Wärmeabgabe von der Zisterne an das Erdreich erscheint relativ hoch. Durch die weitere Messwerterfassung soll diese Berechnung der abgegebenen Energiemenge noch genauer betrachtet werden.

Großes Optimierungspotential enthält das hydraulische System und die zugehörigen Förderpumpen, da diese einen hohen Anteil der Stromaufnahme der Haustechnik verursachen. Daher sollte nach Möglichkeiten gesucht werden, diese eingesetzte Hilfsenergie entscheidend zu minimieren. Dies ist zum einen durch Änderungen der Leitungsführung oder -dimensionierung im Bereich der Hydraulik sowie durch den Einsatz von Hocheffizienzpumpen möglich. Im Folgenden werden Alternativen zu den bisher eingesetzten Geräten und

Systemen aufgezeigt, um die Energieeffizienz der Anlagensysteme sowohl im Heiz- als auch im Kühlfall zu verbessern.

Schließlich bleiben auch im Gebiet der Anlagentechnik noch Einsparpotentiale und Verbesserungsmöglichkeiten ungenutzt. In Kapitel 10.2 bis 10.6 werden deshalb Vorschläge aufgezeigt, welche Änderungsmöglichkeiten der Betriebs-, und Regelungsparameter hin zu einem optimierten Betrieb enthalten. Teilweise wurden diese Empfehlungen schon im Projekt umgesetzt und eine Analyse der Effizienz dieser Maßnahmen wird durch das weitere Monitoring untersucht.

In der weiteren Bearbeitung werden die Schwerpunkte einerseits die Optimierung der Hydraulik, der Regelung und Betrieb der Wärmeerzeugung, der Verteilung und der TABS, andererseits die Auswertung der Messergebnisse der Kurzzeitmessungen sein.

## 9 Bewertung des thermischen Komforts im Sommer

Thermischer Behaglichkeit wird grundlegend nach zwei Hauptkriterien, dem „Wärmebilanzmodell“ oder dem „Erwartungsmodell“ beschrieben. Die beiden Ansätze widersprechen sich nicht, sondern ergänzen einander:

### **Wärmebilanzmodell**

Das menschliche Wärmeempfinden hängt im Wesentlichen vom thermischen Gleichgewicht des Körpers als Ganzem ab. Demnach stellt sich thermische Behaglichkeit ein, wenn die Parameter des Umgebungsklimas (Lufttemperatur, mittlere Strahlungstemperatur, Luftgeschwindigkeit und Luftfeuchte) so gewählt sind, dass sich bei gegebener körperlicher Tätigkeit und Bekleidung ein thermisches Gleichgewicht aus der Wärmeproduktion und der Wärmeabgabe einstellt. Dieses Gleichgewicht wird in der Norm ISO 7730:2005 durch das vorausgesagte mittlere Votum PMV (predicted mean vote) beschrieben ([38]). Thermische Behaglichkeit ist definiert als die Abwesenheit von solchen Impulsen der Kaltrezeptoren der Haut und der Warmrezeptoren des Temperaturregelzentrums im Stammhirn, die Anlass geben, die thermische Umgebung verändern zu wollen. Oder vereinfacht ausgedrückt: Thermische Behaglichkeit ist dann gegeben, wenn weder die Hauttemperaturschwelle von etwa 34 °C unterschritten noch die Stammhirntemperatur von etwa 37 °C überschritten ist.

### **Erwartungsmodell**

Thermischer Komfort stellt sich ein, wenn das Umgebungsklima den Erwartungen der Nutzer entspricht. Demnach tolerieren wir im Sommer höhere und im Winter niedrigere Raumtemperaturen. Entscheidend dabei ist, dass die

(technischen) Möglichkeiten gegeben sind, auf das Raumklima Einfluss nehmen zu können. Das kann ein öffnenbares Fenster, ein individuell bedienbarer Sonnenschutz oder ein individuell bedienbares Thermostatventil am Heizkörper sein. Dieses Modell wird beispielsweise in der amerikanischen Norm ASHRAE 55 eingeführt ([40]).

Im Folgenden wird zur Beurteilung des Raumklimas unbeachtet von örtlichen Unterschieden im Raum lediglich eine einheitliche operative Raumtemperatur, im Folgenden „Raumtemperatur“ genannt, als Bezugsgröße verwendet. Diese Raumtemperatur ist der Mittelwert von mittlerer Lufttemperatur und Strahlungstemperatur. Die Strahlungstemperatur bezeichnet dabei die flächengemittelte Temperatur aller Raumumschließungsflächen.

Die Bewertung des thermischen Komforts erfolgt nach den Richtlinien der *ISO 7730:2005-07* und der *EN15251:2007-08* ([39]) (Bild 9-1 und Bild 9-2).

### **ISO 7730:2005-07**

Die ISO 7730 unterscheidet basierend auf den Arbeiten von Fanger lediglich den Winter- und Sommerfall, wonach sich der Wärmehaushalt des Menschen im Winter und Sommer lediglich durch die Wärmedämmeigenschaften der Kleidung verändert. Diese Komfortkriterien sind also allgemein für alle Räume unabhängig von der Gebäudetechnik für Heizen, Kühlen und Lüften gültig.

$$\theta_{o,c,Sommer} = 24,5^{\circ}\text{C}$$

$$\theta_{o,c,Winter} = 22^{\circ}\text{C}$$

Entsprechend des vorhergesagten Prozentsatzes an Unzufriedenen werden für den Sommer- und Winterfall Toleranzbereiche angegeben: Für Kategorie A (94% Akzeptanz) gilt ein Behaglichkeitsbereich von  $\pm 1,0^{\circ}\text{C}$ , für Kategorie B (90% Akzeptanz) von  $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$  und für Kategorie C (85% Akzeptanz) von  $\pm 2,5^{\circ}\text{C}$ .

Der Sommer wird im Folgenden nach der meteorologischen Regel festgelegt: Ein Sommertag ist ein Tag, an dem die maximale Außentemperatur über  $25^{\circ}\text{C}$  liegt. Um einen durchgängigen Maßstab für die Bewertung zu erhalten, wird für jeden Standort die Tagesmitteltemperatur über eine Regressionsanalyse bestimmt, an der die Tageshöchsttemperatur über  $25^{\circ}\text{C}$  liegt. Diese Bezugstemperatur schwankt in Deutschland zwischen  $18^{\circ}\text{C}$  und  $21^{\circ}\text{C}$  und liegt bei den meisten ausgewerteten Projekten bei  $19^{\circ}\text{C}$  oder  $20^{\circ}\text{C}$ .

Die Graphiken Bild 9-1 bis Bild 9-4 zeigen die operative Raumtemperatur nach der ISO 7730 sowie die Grenzen des thermischen Komforts nach den Klassen A, B, und C. Im Erdgeschoss des Gebäudes wird die Komfortgrenze A kaum überschritten. Im Obergeschoss beträgt die Überschreitung der Komfortklasse C 42 Stunden im Jahr 2007.

### **EN 15251:2007-08**

Auf Europäischer Ebene gibt es zur Beurteilung des Raumklimas von Bürogebäuden die Norm EN 15251:2007-08. In dieser Norm werden natürlich belüftete Gebäude von klimatisierten Gebäuden unterschieden. Für natürlich belüftete Gebäude wird folgender Zusammenhang für die Komforttemperatur vorgeschlagen:

$$\theta_{o,c} = 17,8^{\circ}\text{C} + 0,31 \cdot \theta_{e,m}$$

Der Behaglichkeitsbereich wird in Abhängigkeit der Nutzerakzeptanz festgelegt: Der Temperaturbereich beträgt  $\pm 2,5^{\circ}\text{C}$  für 94% Akzeptanz (Klasse A) und  $\pm 3,5^{\circ}\text{C}$  für 90% Akzeptanz (Klasse B). Zusätzlich wird eine Klasse C mit einer Akzeptanz von 85% und einem Temperaturbereich von  $\pm 4,2^{\circ}\text{C}$  definiert.

Die Graphiken Bild 9-1 und Bild 9-2 stellen die operative Raumtemperatur im Erd- und im Obergeschoss nach der EN 15251 dar. Eine Überschreitung der Komfortgrenze C findet nur geringfügig im Obergeschoss statt.

Tabelle 9-1 fasst die Ergebnisse der Überschreitungshäufigkeit (Kelvinstunden und Stunden) der operativen Raumtemperatur über die definierten Komfortklassen A,B und C zusammen. Die Komfortklasse C wird sowohl im Jahr 2006 als auch im Jahr 2007 an weniger als 10 Stunden überschritten.

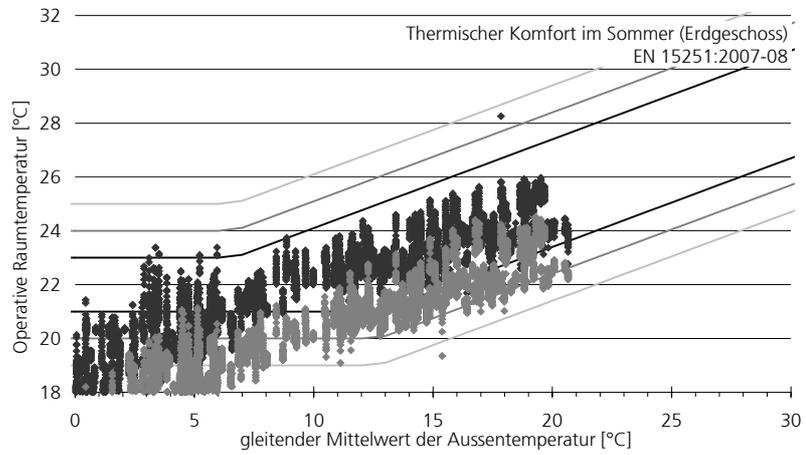


Bild 9-1: Darstellung der operativen Raumtemperatur im Erdgeschoss nach der Richtlinie EN 15251:2007-08.

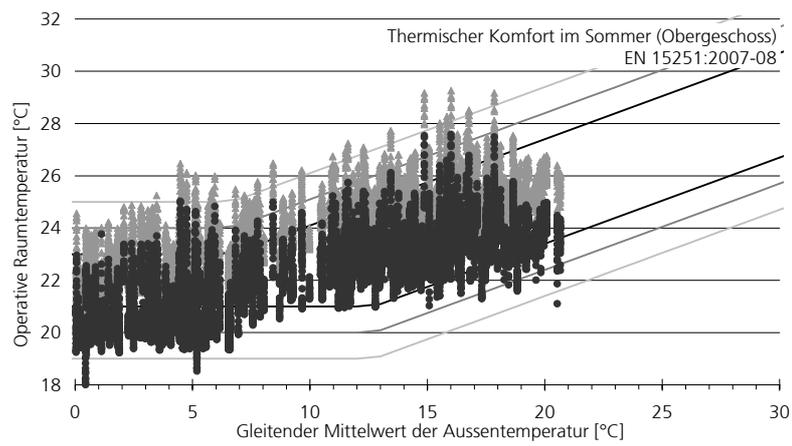


Bild 9-2: Darstellung der operativen Raumtemperatur im Obergeschoss nach der Richtlinie EN 15251:2007-08.

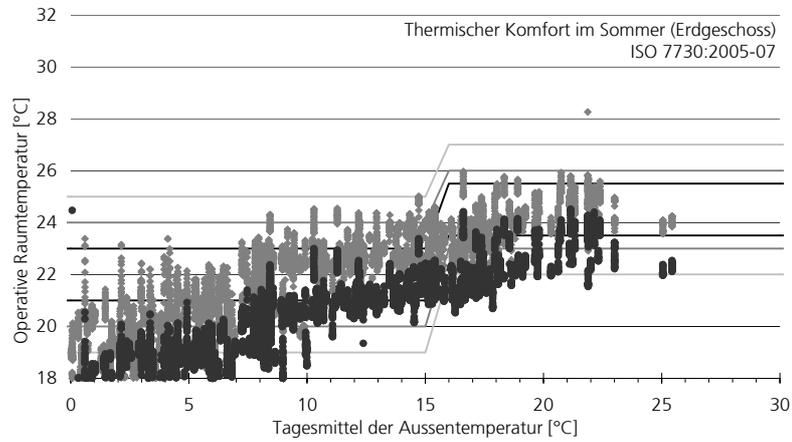


Bild 9-3: Darstellung der operativen Raumtemperatur im Erdgeschoss nach der Richtlinie ISO 7730:2005-07.

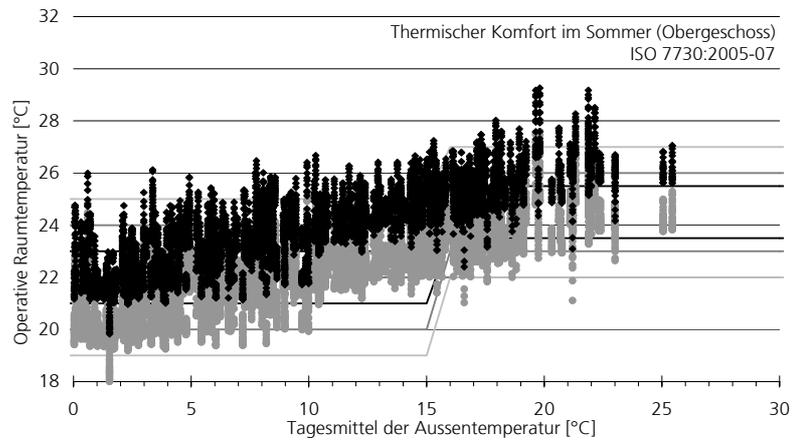


Bild 9-4: Darstellung der operativen Raumtemperatur im Obergeschoss nach der Richtlinie ISO 7730:2005-07.

Tabelle 9-1: Überschreitungshäufigkeit in Stunden [h] und Kelvinstunden [Kh] der operativen Raumtemperatur der Komfortklassen A,B und C nach den Richtlinien EN 15251:2007-08 und ISO 7730:2005-07 im Obergeschoß (Wohnbereich).

Klasse	Überschreitungshäufigkeit EN 15251		Überschreitungshäufigkeit ISO 7730	
	2006	2007	2006	2007
A [h]	35	132,0	145,0	322,3
A [Kh]	35,7	108,7	100,3	253,9
B [h]	14,5	40,8	75,7	181,5
B [Kh]	12,5	25,6	46,2	128,1
C [h]	6,0	9,3	15,7	42,8
C [Kh]	2,7	4,3	7,4	27,2

Die Messung der Raumtemperaturen im Gebäude zeigt, dass ganzjährig ein sehr hoher Komfort im Gebäude gegeben ist. Der erreichte sommerliche Komfort wurde durch den Einsatz der Kühlzisterne maßgeblich positiv beeinflusst.

Im Auswertungszeitraum der Temperaturmessung am PCM-Material sind Außentemperaturen von über 30°C über mehrere Tage und Spitzenwerte mit bis zu 35°C gemessen worden. Dabei steigt die ORT auf maximal 25,5°C an und schwankt im Tagesverlauf um maximal drei Kelvin. Bei Gebäuden in Leichtbauweise kann diese maximale Temperaturschwankung deutlich höher liegen. Durch den Einsatz des PCM und der zusätzlichen aktiven Kühlung wurden diese behaglichen Raumtemperaturen erreicht.

## 10 Optimierung

Im folgenden Kapitel werden Vorschläge diskutiert, um den Betrieb des Gebäudes zu optimieren und dadurch elektrische und thermische Energie einzusparen. Da der Energieträger Strom primärenergetisch sehr „wertvoll“ ist, werden Einsparpotentiale in diesem Bereich besonders beachtet. Ohne großen Änderungsaufwand können Einsparungen, in der Regelung und im Betrieb der Wärmepumpe und des Nachheizregister versorgten Restwärmeerzeugung erzielt werden. Dagegen müssen bei Änderungen im hydraulischen System die Kosten für eine eventuelle Neuanschaffung von Energiesparpumpen berücksichtigt werden.

## 10.1 Hydraulisches System

### 10.1.1 Umwälzpumpen der Geschosse

Zur Umwälzung des Wassermassenstromes in die thermoaktiven Bauteilsysteme (TABS) der Stockwerke sind drei Pumpen installiert. Die maximale Förderleistung der Verbraucherkreise im Heizfall lag im Souterrain und Erdgeschoss bei je 720 kg/h (7,7 bzw. 7,2 l/m<sup>2</sup>h) und im Obergeschoss bei 800 kg/h (8 l/m<sup>2</sup>h). Daraus ergibt sich ein gesamter Massenstrom von 2240 kg/h (7,61 l/m<sup>2</sup>h). Diese Angaben sind den aufgezeichneten Messdaten entnommen.

Im Kühlfall wurden größere Mengen gefördert. Im Souterrain 1370 kg/h, im Erdgeschoss 820 kg/h und im Obergeschoss waren es 850 kg/h. Aufgrund der schweren Bauweise wird zukünftig auf eine aktive Kühlung des Souterrains verzichtet. Zudem wird dieses Stockwerk nur wenig genutzt und daher im Folgenden bezüglich der Kühlleistung nicht mehr berücksichtigt. Eine Betriebsoptimierung des Pumpenbetriebs im Kühlfall würde den Strombezug reduzieren und die Jahresarbeitszahl im Kühlbetrieb könnte damit deutlich erhöht werden. Eine Zielvorgabe sollte sein, die Jahresarbeitszahl im Kühlfall auf 10 anzuheben. Dies ist durch eine Optimierung der Pumpen und der Regelungseinstellungen möglich.

In Bild 10-1 ist der Betriebsbereich der installierten Pumpen markiert. Aus den bekannten Leitungseinbauten wie Wärmemengenzähler und Ventile, den angegebenen Rohrquerschnitten und Längenangaben im Heiz- Kühlsystem wurde eine hydraulische Berechnung angefertigt. Die maximal geförderten Massenströme wurden den aufgezeichneten Messdaten entnommen. Für den Heizfall wurde ein Gesamtdruckverlust der Rohrleitungen mit Einbauteilen im ungünstigsten Fließweg von 0,169 bar ermittelt.

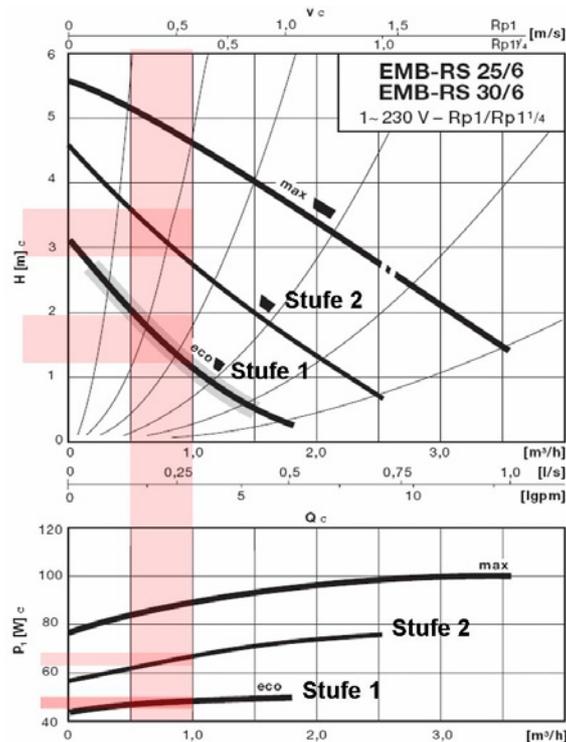


Bild 10-1: Pumpenkennlinie der Umwälzpumpen der Geschosse Typ RS 25/6.

Für den Kühlfall ist anzumerken, dass die Einzelförderleistung der Stockwerke nicht als Gesamtmassenstrom durch den Wärmeübertrager der Zisterne gefördert wird. Durch die Beimischschaltungen der Stockwerke wird die Temperatur durch Beimischen des Rücklaufwassers geregelt und der Massenstrom im Erzeugerkreis variiert. So ergibt sich durch den zugeschalteten Wärmeübertrager der Zisterne im Kühlfall ein Druckverlust von 0,363 bar.

Die eingebauten Pumpen für Volumenströme bis 3,5 m³/h sind für die Anlage im Heizfall überdimensioniert. Im Heizfall wird die Pumpe auf Stufe 1 betrieben. Um den höheren Druckverlust auszugleichen, wird im Kühlfall auf Stufe 2 umgeschaltet. Dies ist aus den Messdatenaufzeichnungen der Leistungsaufnahme der Pumpen ersichtlich. Eine geregelte Hocheffizienzpumpe mit einer automatischen Anpassung auf den höheren Druckverlust im Kühlfall wäre für diesen Anwendungsfall die energetisch sparsamere Alternative.

Im Folgenden werden Szenarien für eine energetische Optimierung des Pumpenbetriebs dargestellt:

#### Szenario I: Energieeffiziente Pumpen

Durch einen intermittierenden Betrieb mit größerer Schalthysterese oder durch den Pumpenaustausch zu hocheffizienten Energiesparpumpen kann der Pumpenbetrieb optimiert werden. Diese mit dem Energielabel A ausgezeichneten Pumpen können den Hilfsenergiebedarf gegenüber herkömmlichen Pumpen nach Herstellerangaben um bis zu 80% reduzieren. Ein erster Energiekostenvergleich des Pumpenbetriebs zeigt, dass eine Einsparung von 191 € auf 64 € im Jahr um ca. 67% mit der Umsetzung dieses Szenarios möglich ist.

Tabelle 10-1 verdeutlicht die Steigerung der Energieeffizienz für den Kühlfall des Systems aufgrund der Reduzierung des Hilfsstrombezugs für die Pumpen: (i) Ist-Zustand des Systems auf Basis der Messwerte des Langzeitmonitorings, (ii) Einsatz von hocheffizienten Pumpen mit konstantem Volumenstrom und (iii) Einsatz von hocheffizienten Pumpen mit variablen Volumenstrom.

Nach ersten Optimierungsmaßnahmen weist das Kühlsystem eine Jahresarbeitszahl von 6,4 kWh<sub>therm</sub>/kWh<sub>el</sub> im Betriebsjahr 2007 auf. Durch den Einsatz von effizienteren, handelsüblichen Pumpen kann die Energieeffizienz bei angenommener gleich bleibender Kühlenergie wie im Jahr 2007 auf eine Jahresarbeitszahl von rund 13 kWh<sub>therm</sub>/kWh<sub>el</sub> (konstanter Volumenstrom) bzw. 22 kWh<sub>therm</sub>/kWh<sub>el</sub> (variabler Volumenstrom) erhöht werden.

Tabelle 10-1: Ermittelte Energieeffizienz ausgedrückt als Jahresarbeitszahl (JAZ) [kWh<sub>therm</sub>/kWh<sub>el</sub>] für (i) den Ist-Zustand des Kühlsystems auf Basis der Messdaten des Langzeitmonitorings, (ii) den Einsatz von hocheffizienten Pumpen mit konstantem Volumenstrom und (iii) den Einsatz hocheffizienten Pumpen mit variablen Volumenstrom.

	2006	2007
<b>(i) IST-Zustand: Ergebnisse des Langzeitmonitorings</b>		
Betriebszeit [h]	1683	1301
Durchschnittliche Leistung [W]	133	115
Strombezug Pumpen im Kühlenfall [kWh]	252	149
Kühlenergie [kWh]	989	950
<b>Energieeffizienz: JAZ Kühlen</b>	<b>3,9</b>	<b>6,4</b>
<b>(ii) Einsatz von hocheffizienten Pumpen mit konstantem Volumenstrom</b>		
Durchschnitt Leistung [W]	84	43
Pumpenstrom Kühlen [kWh]	141	72
<b>Energieeffizienz: JAZ Kühlen</b>	<b>7,0</b>	<b>13,2</b>
<b>(iii) Einsatz von hocheffizienten Pumpen mit variablen Volumenstrom</b>		
Durchschnitt Leistung [W]	48	25
Pumpenstrom Kühlen [kWh]	81	42
<b>Energieeffizienz: JAZ Kühlen</b>	<b>12,2</b>	<b>22,6</b>

#### Szenario 2: Versorgung über eine Pumpe

Denkbar wäre auch ein Austausch der drei unregulierten Pumpen (Leistungsaufnahme der drei Pumpen auf Stufe 1 insgesamt 138 W), welche die einzelnen Stockwerke versorgen und den Hauptteil an Hilfsenergie der Pumpen benötigen. Dieser große Stromverbrauch könnte durch den Umbau der Anlage und die Versorgung durch nur eine geregelte Hocheffizienzpumpe deutlich reduziert werden.

Diese eine Pumpe müsste den gesamten Massenstrom fördern und würde nach einer ersten Abschätzung in einem maximalen Leistungsbereich zwischen 30 – 40 W liegen (Bild 10-2). Dabei kann sich die Leistung auf ca. 8 W reduzieren, da diese geregelte Pumpe sich drehzahlabhängig stufenlos an die Druckverhältnisse der Anlage anpasst. Typischerweise wird nur an wenigen

Tagen der maximale Massenstrom gefördert, da meist nicht die maximale Heiz- oder Kühlleistung benötigt wird.

Tabelle 10-2: Standard Lastprofil für Umwälzpumpen ausgehend von einer jährlichen Betriebszeit der Anlage von 250 Tagen; Quelle: WILO.

Förderstrom	100%	75%	50%	25%
Betriebszeit	6%	15%	35%	44%

Allerdings ist ein solcher Anlagenumbau sehr aufwendig und mit einem großen Eingriff in die bestehende Hydraulik der Anlage verbunden. Die vorhandenen drei Regelgruppen müssten zu einer zusammengefasst werden. Auch von den insgesamt sechs Umschaltventile zur Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlfall würden vier überflüssig. Mit dieser Änderung ist die gleichzeitige geschossweise Beheizung und Kühlung nicht mehr möglich. Doch diese Möglichkeit wurde in den vergangenen Betriebsjahren gemäß der Messwertaufzeichnungen ohnehin nicht genutzt und sollte im Grunde auch vermieden werden, da die Gebäudehülle den Passivhausstandard erreicht und die Nutzung einem Wohngebäude entspricht.

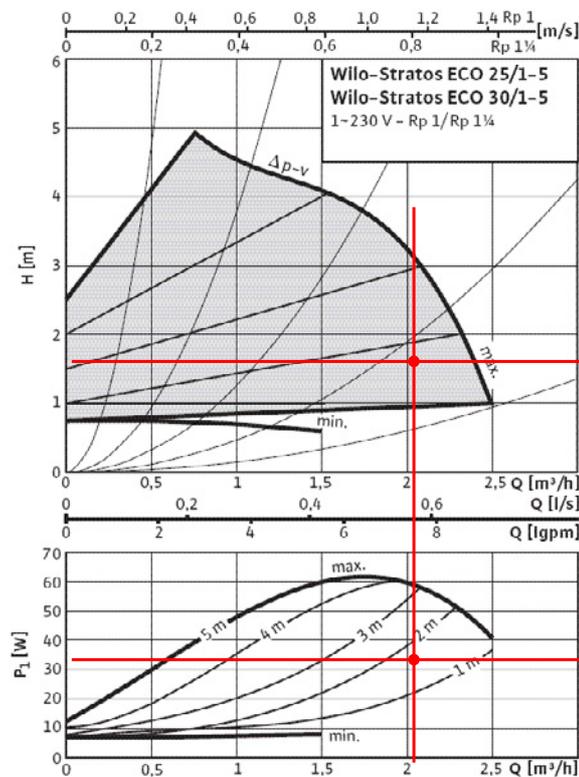


Bild 10-2: Pumpenkennlinie Stratos ECO25/1-5 Betriebspunkt Heizfall.

### 10.1.2 Pumpe an der Kondensatorseite der Wärmepumpe

An der Wärmepumpe ist zur Speicherbeladung die Umwälzpumpe (P5) der Fa. EMB vom Typ RS 25/6 eingesetzt. Eingestellt ist diese auf der Stufe drei, die Pumpe fördert also mit Maximalleistung. Die Messwertaufzeichnungen zeigen, dass dieses Fördervolumen bei 1,4 bis 1,5 m<sup>3</sup>/h liegt. Der Betriebsbereich ist in Bild 10-3 eingezeichnet. Die Leistungsaufnahme liegt zwischen 90 und 95 W. Darüber hinaus zeigen die Messdaten, dass durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit nur eine kleine Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf zum Schichtenspeicher erreicht wird.

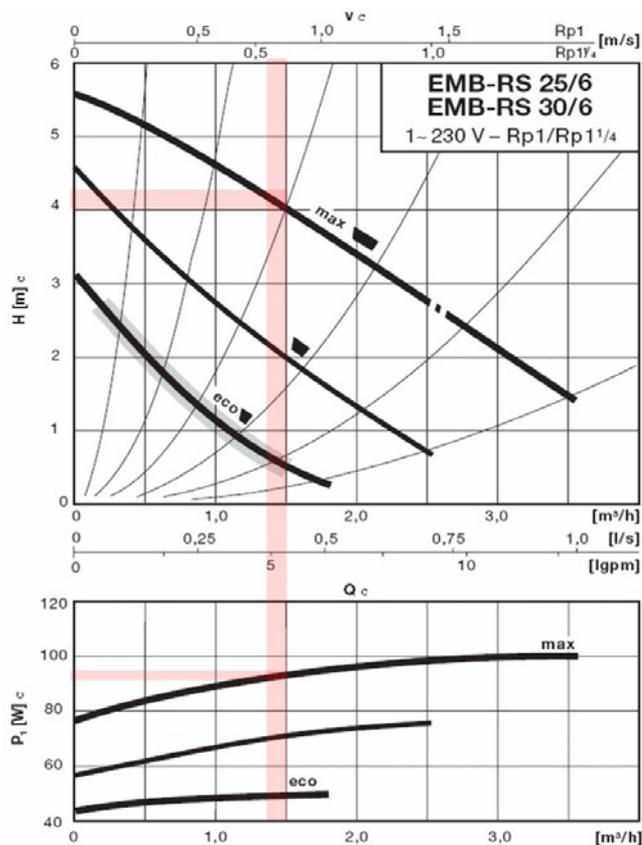


Bild 10-3: Pumpenkennlinie zur Speicherladung Typ RS 25/6, Betriebsstufe max.

Aus den Angaben des Wärmepumpenherstellers ist eine Förderleistung von 0,58 m<sup>3</sup>/h bei 10 K Temperaturdifferenz und ein Druckverlust von 5 kPa zu entnehmen.

Ausgehend von der Nennförderleistung der Wärmepumpe und des sehr geringen Druckverlustes kann die Pumpenleistung enorm reduziert und auf der kleinsten Stufe betrieben werden. In der eingestellten maximalen Stufe hat die

Pumpe einer Leistungsaufnahme von ca. 90 W. Diese lässt sich auf 46 W reduzieren. Bei einer Betriebszeit der Wärmepumpe von ca. 900 Stunden entspricht dies einer Einsparung von ca. 39 kWh für den Betrachtungszeitraum. Darüber hinaus wird durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit die Temperaturschichtung im Speicher gestört.

### 10.1.3 Pumpe an der Verdampferseite der Wärmepumpe

Die Tauchpumpe, die das Wasser aus der Wärmezisterne durch den Wärmeübertrager der Verdampferseite der Wärmepumpe fördert, wird über einen Druckwächter im Leitungsnetz angesteuert. Der Rücklauf aus der Wärmepumpe führt in die Kältezisterne und endet ca. 20 cm über dem Wasserspiegel, d.h. mit freiem Einlauf.

Aus den aufgezeichneten Messdaten wurde der mittlere Volumenstrom der eingesetzten Pumpe ermittelt. Dieser stellte sich bei 1,8 bis 2 m<sup>3</sup>/h ein. Daraus ergibt sich der Betriebspunkt auf der Pumpenkennlinie und ein erreichter Druckaufbau der Pumpe von ca. 36 m (360 kPa) (Bild 10-4).

Die Stromaufnahme dieser Pumpe liegt bei ca. 850 W. Diese hohe Leistungsaufnahme verursacht eine deutliche Reduktion der Arbeitszahl bei der Betrachtung des Systems im Heizfall. Aus diesem Grund soll überprüft werden, ob sich die Stromaufnahme durch einen Pumpenaustausch herabsetzen lässt. Zudem wird die große Förderhöhe der eingesetzten Pumpe nach bisheriger Einschätzung nicht benötigt.

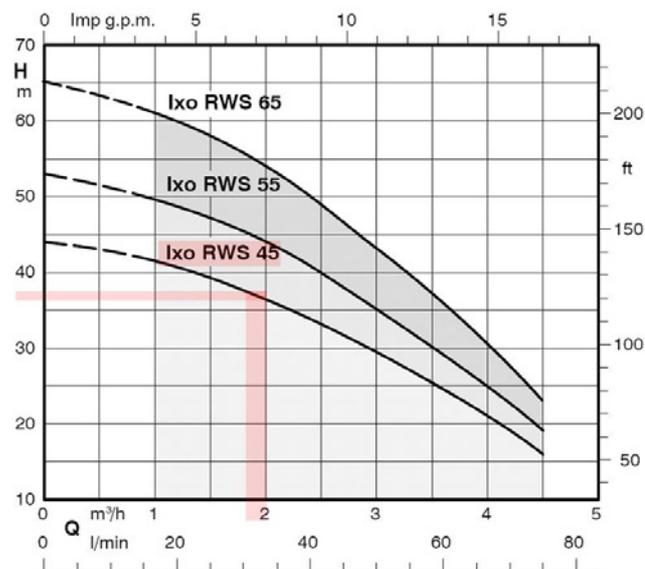


Bild 10-4: Pumpenkennlinie der Zisternenwasser-förderpumpe Typ: Ixo RWS 45

Als erste Optimierungsmaßnahme wurde das Rohrstück, das von der Wärmepumpe in die Kältezisterne mündet, um 40 cm verlängert. Die Rohrleitung endet jetzt 20 cm unterhalb des Wasserspiegels, somit wurde ein geschossenes System hergestellt und der geodätische Druckverlust ist vernachlässigbar. Dadurch reduziert sich der Druckverlust, den die Förderpumpe im Betrieb überwinden muss.

Zur Abschätzung des erforderlichen Pumpendruckes wurden aus den Herstellerangaben der installierten Wärmepumpe die Werte für Druckverlust und Volumenstrom bei drei Kelvin Temperaturdifferenz entnommen, welche bei 12 kPa und 1,7 m<sup>3</sup>/h liegen. Der zusätzliche Rohrleitungsdruckverlust wurde bestimmt. Da die eingebauten Rohrdimensionen nicht genau bekannt sind, erfolgte die Berechnung mit angenommenen Leitungsquerschnitten von einem Zoll. Die Abschätzung ergab ein Leitungsdruckverlust von ca. 30,3 kPa. Damit ergibt sich ein Gesamtdruckverlust von ca. 42,3 kPa, was einer Wassersäule von ca. 4,23 m entspricht.

Da die Pumpe die gleiche Betriebszeit wie die Wärmepumpe hat, kann keine Pumpe, die für Kurzzeit oder Auszeitbetrieb ausgelegt ist, eingesetzt werden. Diese Betriebsweisen werden für Tauchmotorpumpen kleinerer Bauart vorgegeben. Der Anlagenbetriebspunkt bei der kleinsten geeigneten Tauchpumpe der Fa. KSB ist in Bild 10-5 rot eingezeichnet. Durch den relativ geringen Förderstrom von 1,7 m<sup>3</sup>/h liegt dieser Punkt im linken Bereich der Kennlinie, was auf einen schlechten Wirkungsgrad der Pumpe hinweist. Jedoch hat dieser Pumpentyp eine Leistungsaufnahme von 0,34 kW, was einer Reduzierung der Leistungsaufnahme von 60% im Bezug auf die vorhandene Pumpe entspricht. Die Einsparung an Energie mit ca. 900 Betriebstunden der Wärmepumpe würde nach einem Pumpenaustausch ca. 457 kWh im Betrachtungszeitraum betragen.

Von einem Einsatz einer Standard-Umwälzpumpe mit noch geringer Leistungsaufnahme muss in diesem Anwendungsfall Abstand genommen werden, da eine solche Pumpe bei eventuellem Leerlaufen der Wasserleitungen kein Wasser aus der Zisterne ansaugen kann.

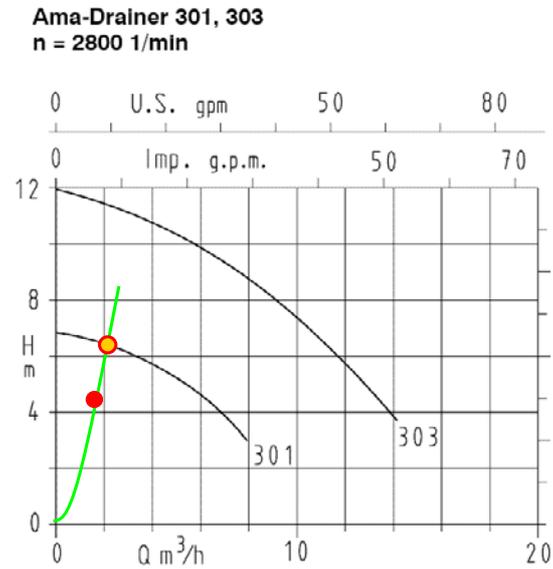


Bild 10-5: Anlagen- Betriebspunkt, Ama-Drainer 301

## 10.2 Wärmepumpe

### 10.2.1 Leistungszahl

Die Leistungszahl (COP) und die Heizleistung einer Wärmepumpe hängen von der Temperaturdifferenz zwischen Wärmenutzung und Wärmequelle ab.

Durch die variierende Wärmequellentemperatur in der Zisterne ergeben sich auch differierende Leistungszahlen. Je höher die Wärmequellentemperatur und je geringer die Vorlauftemperatur ist, desto höher wird die Leistungszahl und desto besser ist die energetische Qualität (Bild 10-6).

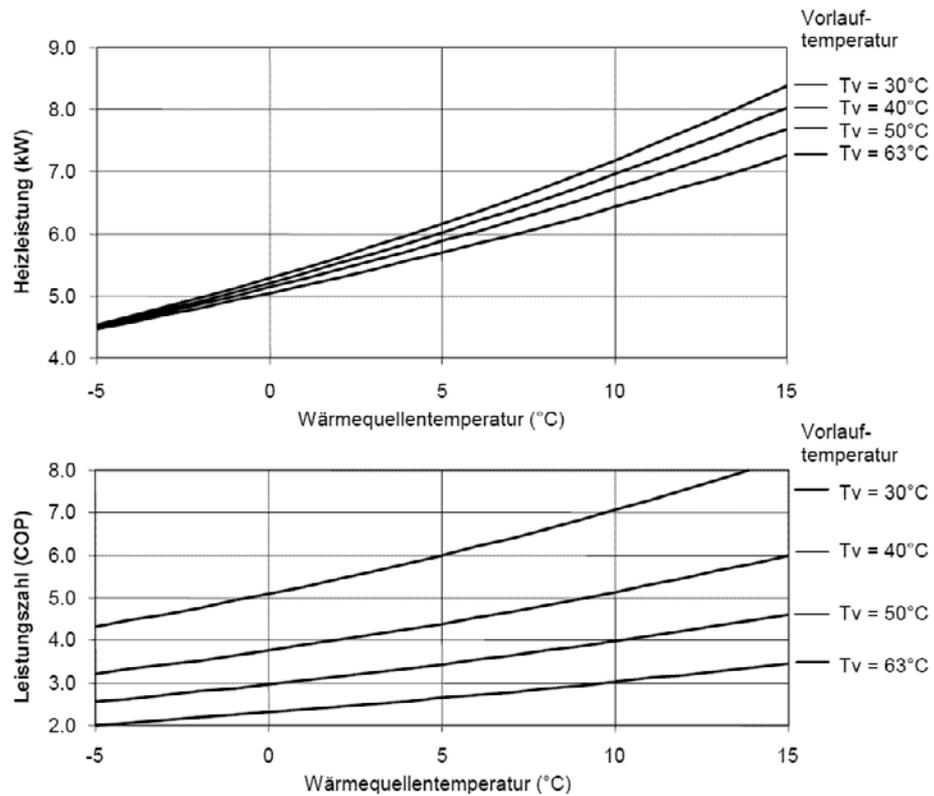


Bild 10-6: Leistungsdiagramme Wasser/Wasser Wärmepumpe Aquatop.

### 10.3 Temperaturhub

Da der thermische Wirkungsgrad der Wärmepumpenanlage maßgeblich vom Temperaturhub an der Kondensatorseite (der warmen Seite des Wärmeerzeugers) abhängt, besteht an dieser Stelle großes Optimierungspotential.

So wurde die Vorlauftemperatur, die von der Wärmepumpe an den Speicher abgegeben wird, von ursprünglich 50°C auf 40°C herabgesetzt. Auch der Einschaltzeitpunkt wurde geändert. Die Speichertemperatur muss nun auf unter 30°C statt wie bisher auf unter 35°C sinken, bis die Wärmepumpe eingeschaltet wird.

Die Wärmepumpe wurde zur Deckung der Heizlast längerer Kälteperioden mit geringen solaren Gewinnen der Solaranlage eingebaut. Durch die große Fläche der installierten Deckenheizplatten reicht eine Speichertemperatur von 40°C aus, um das Gebäude zu heizen. Das benötigte höhere Temperaturniveau zur

Warmwasserversorgung wird durch den nachgeschalteten Durchlauferhitzer erreicht.

Diese Optimierungsmaßnahme wurde zum Ende der Heizperiode 2007 getätigt. Eine Bestätigung der Effizienz dieser Maßnahme wird das weitere Monitoring des Gebäudes in der kommenden Heizperiode 2008/2009 zeigen.

#### **10.4 Solaranlage und Notkühlung**

Im Folgenden werden die Maßnahmen beschrieben, durch die das Betriebsverhalten der bestehenden Notkühlung verändert wurde. Erstens erfolgt die Regelung der Notkühlung nach der durchgeführten Änderung über die Regelungseinheit der Solaranlage. Dadurch werden manuelle Veränderungen der Solltemperaturen verhindert.

Zweitens aktiviert eine Temperatur von über 93°C im Rücklauf des Solarkreises die Notkühlung mit drei Kelvin Spreizung. So wird ab 90°C die Wärmeabgabe in die Wärmezisterne gestoppt. Durch diese Maßnahme wurde das Wärmespeicherpotential im Schichtenspeicher deutlich erhöht. Das gemessene Temperaturniveau an sonnenreichen Tagen liegt zwischen 75 und 90°C. Die Sicherheitstemperaturbegrenzung im Solarkreis wurde auf 105°C erhöht. Wird diese Vorgabe erreicht, erfolgt eine Abschaltung der Solarpumpe.

In Bild 10-7 ist die Auswirkung der Parameteränderung dargestellt. Nach der Umprogrammierung steigt die oben gemessene Temperatur im Speicher von 70 auf 85°C an und erreicht an den folgenden Tagen durch eine hohe solare Einstrahlung ca. 90°C. Die stark abfallenden Temperaturkurven der Speichertemperatur weisen auf eine Wärmeabgabe in das Heizsystem hin. Im Zeitraum vor der Umstellung zeigt sich, dass durch die zu gering eingestellte Speichertemperatur die „Notkühlung“ bei unter 60°C aktiviert worden ist. Dadurch wurde lediglich eine Speichertemperatur von maximal 54°C im mittleren Bereich gemessen. Die fehlerhafte Notkühlung hatte einen starken Temperaturanstieg in der Wärmezisterne zufolge. Diese stieg auf bis zu 23°C an.

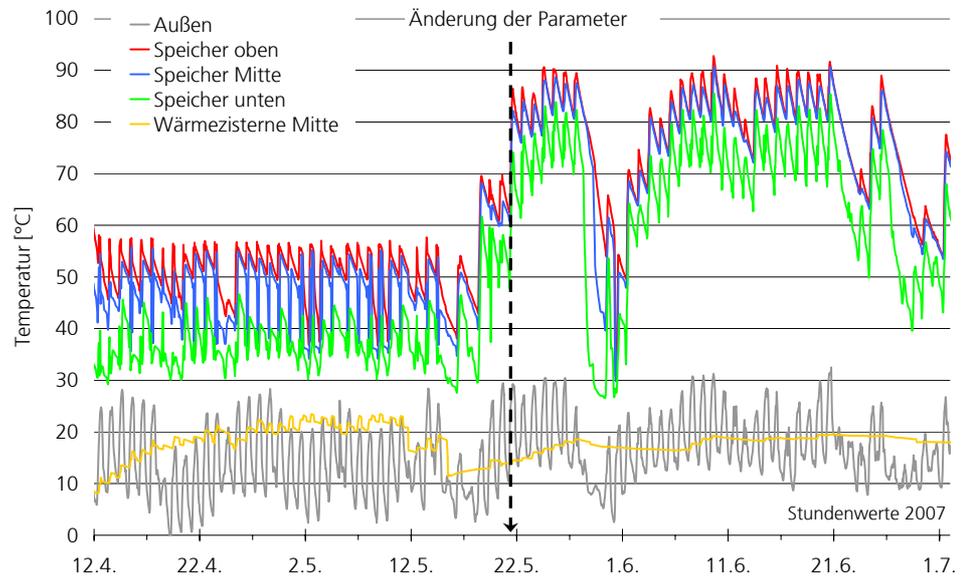


Bild 10-7: Messwerte der Temperaturschichtung im Schichtenspeicher, zusätzlich sind Außen- und die Temperatur in der Wärmезisterne aufgetragen.

Um besonders während der nächsten Heizperiode die auf die Temperatureinflussnehmenden Parameter bewerten zu können, ist ein weiteres Monitoring des Gebäudes notwendig.

## 10.5 Regelungsparameter der TABS

Bei der Auswertung der Messergebnisse werden in den nachfolgenden Punkten Optimierungsmöglichkeiten für die Regelungsgeräte beschrieben. Für einen effizienteren Betrieb könnten die folgenden Parameter angepasst werden:

- (i.) Aus den Messdaten der Wärmemengenzähler ist ersichtlich, dass in den ersten Minuten nach dem Einschalten der Pumpe im Kühlfall warmes Wasser in das System gefördert wird. Da die Umschaltung von Heiz- auf Kühlbetrieb über die Ventile einige Sekunden in Anspruch nimmt, sollten die Pumpen durch eine Einschaltverzögerung von ca. 120 s abgeschaltet bleiben. Somit wird im Kühlfall sofort Kühlwasser in das TABS geleitet. Um ein regelungstechnisches „Totband“ zwischen dem Heiz- und Kühlfall zu erhalten und eine direkte Umschaltung zu vermeiden, sollte die „Change over“ Methode zwei der Regeleinheit ausgewählt werden, bei der ein Freigabewert Heizen und eine Hysterese zum Umschalten in den Kühlfall vorgegeben werden können.

- (ii.) Im Kühlfall wird die Solltemperatur zeitgesteuert angehoben. Auf diese nächtliche Anhebung der Solltemperatur (Rücklaufbeimischung) im Kühlbetrieb kann verzichtet werden. Dadurch können die Pumpenlaufzeiten zum Erreichen der vorgegeben Raumtemperatur reduziert werden.
- (iii.) Auch das Führungsmodul im Kühlmodus, das vergleichbar mit einer Heizkurve ist, kann deaktiviert werden. So könnte unabhängig von der Außentemperatur die von der Zisterne entnommen Vorlauftemperatur ausgenutzt und durch die größere Temperaturdifferenz ein schnelleres Abkühlen des Raumes erreicht werden. Dies führt wiederum zu kürzeren Pumpenlaufzeiten und Stromeinsparung.

## **10.6 Zusammenfassung der Optimierungsmaßnahmen**

Bei der möglichen Optimierung im Bereich der Hydraulik wurden Vorschläge, die eine Einsparung an elektrischer Energie zu Folge haben, aufgezeigt. Die größten Einsparungen können erstens durch einen im Szenario 2 beschriebenen Ersatz der drei Umwälzpumpen der Geschosse durch eine Versorgungspumpe erzielt werden. Zweitens sollte die Pumpe an der Wärmequelle der Wärmepumpe, die das Zisternenwasser fördert, kleiner dimensioniert werden.

Allerdings ist ein Austausch der Geräte mit zusätzlichen Kosten verbunden. Diese müssen in weiteren Schritten ermittelt werden. Über eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung kann so die Amortisation der Umbauten berechnet und eine Entscheidungshilfe für die Umsetzung der gezeigten Änderungsvorschläge gegeben werden.

Die erarbeiteten Parameter die zu einem optimierten Betrieb der Wärmepumpe und des Schichtenspeicher führen, wurden im laufenden Projekt bereits umgesetzt. Dabei konnte die bessere Ausnutzung des Speichers schon ausgewertet und aufgezeigt werden. Die Effizienzsteigerung der Wärmepumpenanlage durch die geänderten Temperatureinstellungen wird mit Beginn der nächsten Heizperiode durch das fortführende Monitoring verifiziert werden.

Die Parameteränderung zur Anlagenoptimierung der thermoaktiven Bauteilsysteme im Kühlfall konnten erst zum Ende der Kühlperiode (September 2007) umgesetzt werden. Daher ist die Auswertung der Systemtemperaturen und der Effizienz erst zum nächsten Sommer möglich.

## TEIL B MODELLBASIERTE AUSWERTUNG UND OPTIMIERUNG

### 11 Ziele und Methodik

#### Motivation und Ziel

Durch intensives Langzeitmonitoring des Anlagen- und Gebäudebetriebes im Sommer 2006 und 2007 konnte der Kühlfall energetisch und thermisch bewertet werden. Die Messung der Raumtemperaturen im Gebäude zeigt, dass ganzjährig ein sehr hoher Komfort im Gebäude gegeben ist. Der erreichte sommerliche Komfort wurde durch den Einsatz der Kühlzisterne maßgeblich positiv beeinflusst.

Die Schwachstellen des Systems stellen sich wie folgt dar:

- Großes Optimierungspotential enthält das hydraulische System und die zugehörigen Förderpumpen, da diese einen hohen Anteil der Strombezug der Haustechnik verursachen (21%). Daher sollte nach Möglichkeiten gesucht werden, diese eingesetzte Hilfsenergie entscheidend zu minimieren. Dies ist zum einen durch Änderungen der Leitungsführung oder -dimensionierung im Bereich der Hydraulik sowie durch den Einsatz von Hocheffizienzpumpen möglich.
- Kontinuierliches Kühlen im Sommer nach einem festen Sollwert von 22°C operativer Raumtemperatur garantiert zwar guten thermischen Komfort gemäß der EN ISO 7730:2005, geht aber zu Lasten der Energieeffizienz des Systems (Jahresarbeitszahl 4 bzw. 7 kWh<sub>therm</sub>/kWh<sub>el</sub>). Untersuchte natürliche Wärmesenken (Erdreich und Grundwasser) bei Nichtwohngebäuden erreichen im Kühlbetrieb Jahresarbeitszahlen zwischen 8 und 18 kWh<sub>therm</sub>/kWh<sub>el</sub>. Ziel sollte es sein, die Jahresarbeitszahl des Kühlzisternenbetriebs auf 10 zu erhöhen.
- Der Kühlbetrieb und die Temperaturen in der Kühlzisterne sind stark von der Menge des nachgespeisten Frischwassers beeinflusst.
- Kontinuierliches Kühlen über die gesamte Sommerperiode von Mai bis September führt zu einer thermischen „Erschöpfung“ der Kältezisterne: Ohne die Nachspeisung von Frischwasser steigen die Temperaturen in der Zisterne bis auf 20°C an. Mit Vorlauftemperaturen der TABS von über 20°C ist ein effizientes Kühlen nicht mehr möglich.

## Aufgabenstellung

Mit Hilfe einer modellbasierten Auswertung der Ergebnisse aus der Langzeitmessung wird der bisherige Kühlbetrieb bewertet. Dazu wird in der Simulationsumgebung TRNSYS ein dynamisches Gebäude- und Anlagenmodell erstellt und mit den Ergebnissen aus den Langzeit und Kurzzeitmessungen validiert.

Mit einem validierten Gebäude- und Anlagenmodell werden auf Grundlage von Modellrechnungen verschiedene Regelstrategien und Betriebsweisen in Bezug auf

- Energieeffizienz,
- bereitgestellte Kühlenergie,
- thermischen Raumkomfort,
- Betrieb der Kühlzisterne (Kühlpotential über die gesamte Sommerperiode)

untersucht und bewertet.

## 12 Simulation: Gebäude- und Anlagenmodell

In einer modellbasierten Auswertung können über eine thermische Gebäudesimulation die gemessenen Daten mit Ergebnissen aus der Simulation verglichen und die Auswirkung von Optimierungsvorschlägen des Anlagenbetriebs oder der Regelung getestet werden. Gebäudesimulation unter den richtigen Bedingungen eingesetzt, wird zu beträchtlichen Energieeinsparungen bei Raumwärme-, -kälte und Strombedarf der Gebäude führen und kann Konzepte bewerten, die im Sommer auch ohne konventionelle Kältetechnik ein behagliches Raumklima gewährleisten. Sie dient dazu, aus mehreren Betriebsalternativen die optimale energetische Lösung zu ermitteln.

Die Simulation des Gebäudes und der Anlagen erfolgt mit der Simulationssoftware TRNSYS 16 ([42]). Bei der thermischen Gebäudesimulation unterscheidet man statische und dynamische Verfahren. TRNSYS ist ein dynamische Verfahren, welches die Speicherfähigkeit der Gebäudesubstanz berücksichtigt. Die Aufgliederung von Wärmestrahlung und Konvektion ermöglicht relativ gute Aussagen über das Temperaturverhalten in den untersuchten Räumen.

Die Gebäudedaten werden mit TRNBuild bearbeitet und für die Simulationsumgebung das Simulations-Studio verwendet. Im Simulations-Studio stehen physikalische Elemente wie z.B. thermische Speicher oder Mehrzonengebäude als so genannte Types in einer Standardbibliothek zur Verfügung. Über Verknüpfungen können diese entsprechend der Ein- und Ausgangsparameter miteinander verbunden werden.

Für die Untersuchung des Energiekonzeptes im Sommer wird ein Gebäude- und Anlagenmodell entworfen und mit den vorhandenen Messwerten validiert:

- (i) Abgleich der thermisch- und bauphysikalischen Eigenschaften des Simulationsmodells mit dem realen Objekt,
- (ii) Vergleich des realen und des modellierten Anlagenbetriebes im Kühlfall.

Jede Simulation basiert auf einem Modell als Abbild des realen Gebäudes. Das Simulationsmodell besteht aus Teilmodellen für das Gebäude, die verschiedenen Gebäudetechniken und die Gebäudedurchströmung. Es beschreibt die wesentlichen Eigenschaften der zu untersuchenden Prozesse und deren Wechselwirkungen. Sämtliche Ergebnisse der Simulationsstudie beziehen sich ausschließlich auf dieses Modell.

## 12.1 Validierung des Gebäude- und Anlagenmodells

Die Validierung des Gebäudemodells erfolgt für den Messzeitraum der Testwoche vom 1. Mai bis 7. Juni 2007. Durch den kontrollierten Testbetrieb ohne Anwesenheit der Nutzer können somit Unsicherheiten durch den Nutzereinfluss (Anwesenheit von Personen, Öffnen/Schließen von Fenstern und Sonnenschutz) definitiv ausgeschlossen bzw. genau bestimmt werden.

Zudem befand sich das Gebäude zum Anfang der Testperiode im „freien schwingen“, d.h. es wurde weder gekühlt noch geheizt.

### Randbedingungen

Die folgenden Parameter wurden für den Simulationsbetrieb des Gebäudemodells vorgegeben:

### *Wetterdaten*

Für das Simulationsmodell wurde ein Wetterdatensatz aus den gemessenen Daten erstellt, der die Außentemperatur und relative Feuchte sowie die solare Gesamt- und Diffusstrahlung während der Testperiode enthält.

### *Lüftung*

Durch den installierten Erdreichwärmeübertrager der Lüftungsanlage, weicht die Zulufttemperatur in den Raum von der Außenlufttemperatur ab. Aus diesem Grund wurde ein Datensatz der gemessenen Temperaturen der Zuluft erzeugt. Beiden Datensätze wurden hinsichtlich fehlender Messdaten überprüft und entsprechend korrigiert. Ein Luftwechsel durch Infiltration wurde mit  $0,15 \text{ h}^{-1}$  angenommen und durch die Lüftungsanlage wurde ein Luftwechsel von  $0,25 \text{ h}^{-1}$  in das Geschoss auf Grundlage der Messdaten ermittelt.

### *Interne Wärmelasten*

Die internen Wärmelasten, die in der Validierungsphase durch die angeschlossenen elektrischen Geräte verursacht werden, wurden mit  $320 \text{ W}$  bzw.  $2,9 \text{ W/m}^2_{\text{NGF}}$  angesetzt.

#### 12.1.1 Gebäudemodell

Das Gebäudemodell wurde mit dem Type 56, welches einem Mehrzonen-Gebäude entspricht, beschrieben. In diesem wird zunächst nur eine Zone, das Obergeschoss des Gebäudes abgebildet, da in diesem Geschoss sowohl die thermoaktiven Bauteilsysteme als auch die Phasenwechselmaterialien zum Einsatz kommen. Die Grundfläche dieser Zone beträgt  $110,8 \text{ m}^2$  und das Volumen  $350 \text{ m}^3$ . Die Geometriedaten werden aus dem Grundrissplan entnommen. Die Schichtaufbauten der Bauteile entsprechen den Angaben des Architekturbüros Forstner. Die wärmetechnischen Eigenschaften der Materialien sind der DIN EN 12524 ([41]) entnommen.

Die folgenden Graphiken zeigen den Vergleich von Messung und Simulation (Bild 12-1: Vergleich der operativen Raumtemperatur) und Bild 12-2 (Energiebilanz). Mit Hilfe der Simulation gelingt es nachweislich, das reale Gebäudeverhalten in guter Näherung abzubilden. Die Unterschiede der operativen Raumtemperatur zwischen Simulation und Messung liegen bei 1 Kelvin. Es ist dabei zu beachten, dass die Temperatursensoren Meßfühler der Klasse B sind und damit eine Ungenauigkeit im Messbereich von  $\pm 0,3$  Kelvin aufweisen.

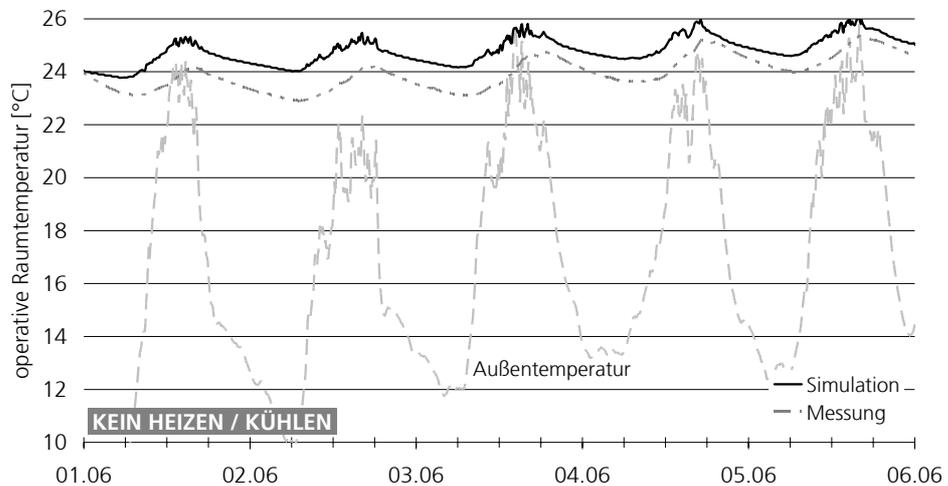


Bild 12-1: Validierung des Gebäudemodells: Darstellung der gemessenen und simulierten operativen Raumtemperatur im Obergeschoss für eine Woche im Juni 2007. In dieser Periode wurde das Gebäude weder aktiv geheizt noch gekühlt.

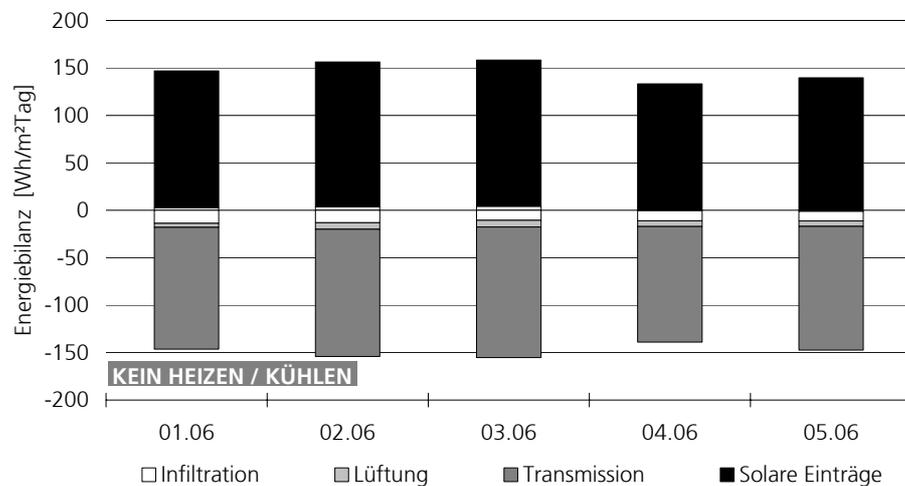


Bild 12-2: Validierung des Gebäudemodells: Energiebilanz (Simulation) für eine Woche im Juni 2007: Infiltration, Lüftung, Transmission und solare Einträge. In dieser Periode wurde das Gebäude weder aktiv geheizt noch gekühlt.

### 12.1.2 Anlagenmodell

In der Simulation werden im Bereich der Anlagentechnik die folgenden Komponenten für den Kühlfall abgebildet: thermoaktive Bauteilsysteme mit den zur Steuerung erfassten Stellsignalen der Ventile, gemessene

Vorlauftemperatur aus der Zisterne, Lüftungsanlage mit der messtechnisch erfassten Zulufttemperatur und Phasenwechselmaterialien. In der Validierung des Anlagenmodells wird auf die Abbildung der Wärmezisterne, des Schichtenspeichers und der Solaranlage verzichtet.

Für die Optimierung und Analyse von Komponenten, Betriebsweise und Regelstrategien wird die Wärmesenke als separates Modell in der Simulation dargestellt. Ziel ist es, neben der Optimierung des thermoaktiven Bauteilsystems auch eine Aussage über die Temperaturentwicklungen in der Zisterne in Abhängigkeit des Kühlbetriebs treffen zu können. Dies ermöglicht eine Potentialabschätzung der Leistungsfähigkeit der Kühlzisterne.

### **Thermoaktive Bauteilsysteme**

Das im Gebäude im Deckenbereich installierte thermoaktive Bauteilsystem kann mit einer aktiven Schicht in die Simulation abgebildet werden. Dazu werden die gemessenen Vorlauftemperaturen des TABS System als bekannter Parameter vorausgesetzt. Verglichen werden die Ergebnisse für die sich einstellende Rücklauftemperatur aus den TABS und die operative Raumtemperatur (Ergebnisse: Bild 12-3 und Bild 12-4).

Es zeigt sich, dass der Betrieb des thermoaktiven Bauteilsystems mit hinreichender Genauigkeit abgebildet werden kann. Die gemessenen und simulierten Rücklauftemperaturen stimmen gut überein. Bei den Ergebnissen für die operative Raumtemperatur gibt es etwas größere Unterschiede. Im Simulationsmodell wird eine größere Amplitude der Raumtemperatur abgebildet als real gemessen wurde.

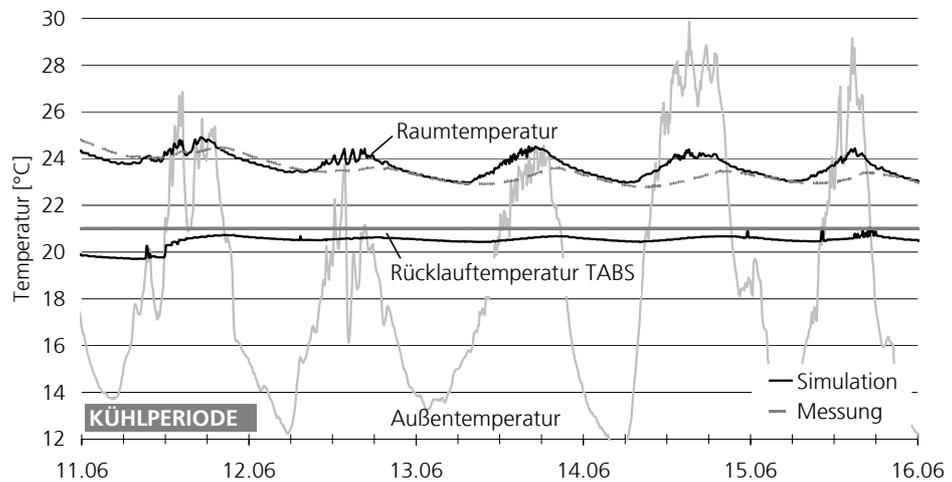


Bild 12-3: Validierung des Modells für das thermoaktive Bauteilsystem: Darstellung der gemessenen und simulierten operativen Raumtemperatur im Obergeschoss und der Rücklauftemperatur der TABS für eine Woche im Juni 2007. In dieser Periode wurde das Gebäude aktiv gekühlt.

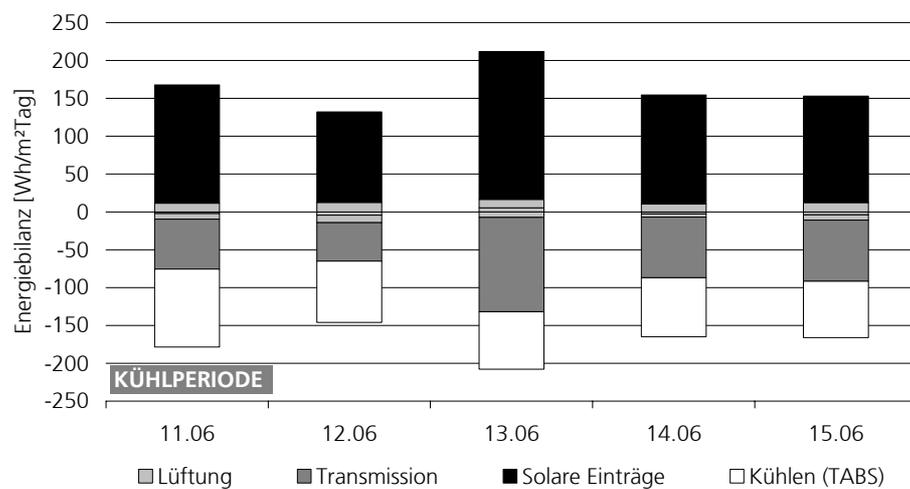


Bild 12-4: Validierung des Modells für das thermoaktive Bauteilsystem: Energiebilanz (Simulation) für eine Woche im Juni 2007: Infiltration, Lüftung, Transmission, solare Einträge und aktives Kühlen durch die TABS.

## Kühlzisterne

Von den Kombi-Regenwasserzisternen wird nur die Kühlzisterne abgebildet. Dazu wird ein Speichermodell in TRNSYS gewählt. Der Betrieb der Kühlzisterne

wird maßgeblich durch das Regenwasser und das nachgespeiste Frischwasser beeinflusst.

Für die Validierung des Simulationsmodells für die Kühlzisterne wird die gemessene Frischwasser- und Regenwassertemperatur sowie deren Volumen als bekannte Größe vorausgesetzt. Die Energiebilanz der Kühlzisterne ergibt sich aus Energieeinträgen und Verlusten des angrenzenden Erdreich als Wärmesenke, des nachgespeisten Frischwassers, des nachfließenden Regenwassers und der aus dem Gebäude abgeführten Wärme. Aufgrund der Energiebilanz stellt sich eine mittlere Wassertemperatur in der Kühlzisterne ein. Bild 12-5 zeigt eine gute Genauigkeit für die gemessene und simulierte mittlere Wassertemperatur in der Zisterne über einen Zeitraum von zwei Monaten.

Weiterhin ergibt sich nach dem Rohrwärmetauscher in der Kältezisterne eine Vorlauftemperatur zu den thermoaktiven Bauteilsystemen, in Abhängigkeit der mittleren Wassertemperatur der Kühlzisterne und der Rücklauftemperaturen der TABS Systeme. Die durch das Simulationsmodell ermittelte Vorlauftemperatur der thermoaktiven Bauteilsysteme stimmt gut mit den gemessenen Werten überein (Bild 12-6).

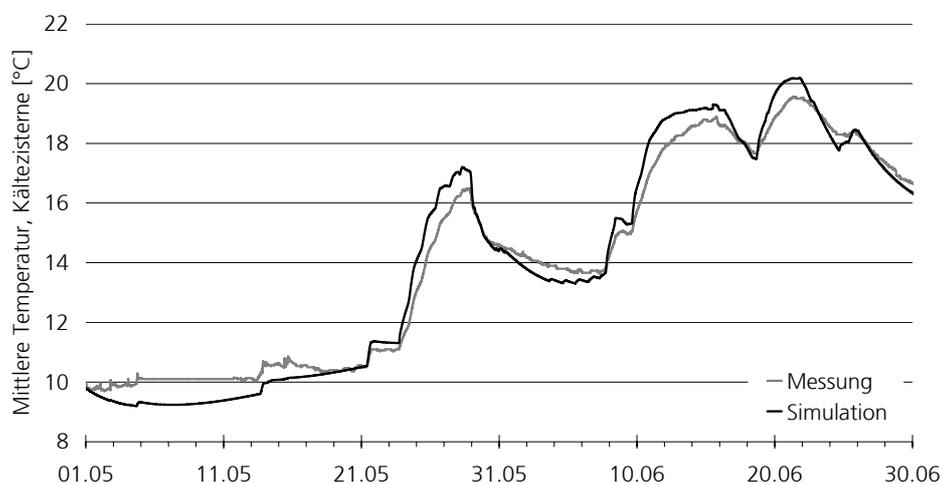


Bild 12-5: Validierung des Simulationsmodells für die Kühlzisterne: Gemessene und simulierte mittlere Temperatur in der Kältezisterne [°C] über einen Zeitraum von zwei Monaten.

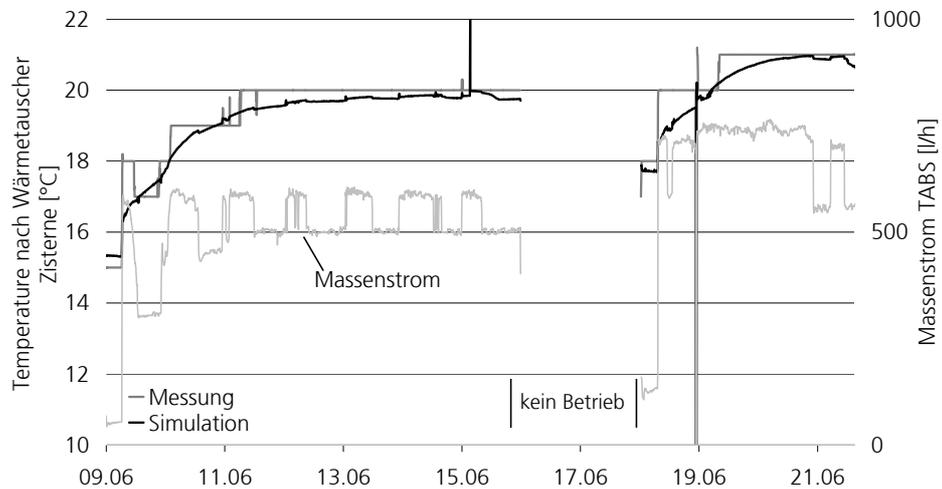


Bild 12-6: Validierung des Simulationsmodells für die Kühlzisterne: Gemessene und simulierte Vorlauftemperatur nach dem Wärmetauscher der Kältezisterne zum Gebäude [°C] im Juni 2007.

## 12.2 Modelle für die Optimierungsphase: Gebäude und Anlagen

Das validierte Gebäude- und Anlagenmodell wird im Folgenden für die Untersuchung von Betriebs- und Regelungsstrategien genutzt. Die Randbedingungen für die Studien stellen sich wie folgt dar:

### *Wetterdaten*

Für die Simulationsstudie wird der Wetterdatensatz des Testreferenzjahres TRY13 (Repräsentanzstation Passau) herangezogen.

### *Lüftung*

Der in den Messungen ermittelte Luftwechsel von  $0,25 \text{ h}^{-1}$  wird für das Modell übernommen.

### *Interne Wärmelasten*

Die internen Wärmelasten für Personen, Haushaltsgeräte und Beleuchtung werden mit  $2,1 \text{ W/m}^2_{\text{NGF}}$  angesetzt.

### *Solare Einträge*

Das Gebäude ist mit einem Sonnenschutz ausgestattet. Es wird angenommen, dass bei einer solaren Einstrahlung von  $180 \text{ W/m}^2$  auf die vertikale Fassade der Sonnenschutz geschlossen wird. Der Sonnenschutz ist damit im Tagesmittel (Sommerperiode Mai bis September) 4 Stunden auf der Süd-Südwest Seite, 3,5 Stunden auf der Ost-Südostseite und ca. 1,5 Stunden auf der West-Nordwest Seite geschlossen.

### *Kühlzisterne*

Im vorliegenden Projekt wird die Kühlzisterne nicht nur zur Gebäudekühlung genutzt, sondern auch für die Sammlung von Regenwasser für die Gartenbewässerung und die Toilettennutzung. Nutzerspezifisch ist ein recht hoher Wasserbedarf für die Gartenbewässerung und somit einhergehend ein hohes Volumen an nachgespeisten Frischwassers. Um allgemeine Aussagen über die Performance des Kühlsystems treffen zu können, wird in der Simulationsstudie die externe Nachspeisung von Frischwasser in die Zisterne nicht berücksichtigt.

### *Simulationszeitraum*

Der Simulationszeitraum wird auf die Sommerperiode von Mai bis September, angesetzt.

## 13 Optimierung des Kühlsystems

### **13.1 Beschreibung der untersuchten Betriebsweisen und Regelungsalgorithmen**

In der Simulationsstudie werden 9 Algorithmen für die Regelung und die Betriebsweise des Kühlsystems untersucht und evaluiert (Tabelle 13-1).

- Betriebszeiten, d.h. Tagbetrieb von 6 bis 24 Uhr und Nachtbetrieb von 22 bis 6 Uhr
- Vorlauftemperatur der thermoaktiven Bauteilsysteme: konstante Vorlauftemperatur von  $18$  bzw.  $19^\circ\text{C}$  und variable Vorlauftemperaturen
- Volumenstrom der thermoaktiven Bauteilsysteme von  $500$  und  $840 \text{ l/h}$
- Sollwerte für die operative Raumtemperatur nach der ISO 7730:2005 (definiertes Temperaturband zwischen  $23,5$  und  $25,5^\circ\text{C}$ ) und der EN

15251:2007-08 (variables Temperaturband in Abhängigkeit des gleitenden Mittels der Außentemperatur).

Tabelle 13-1: Auflistung der untersuchten Varianten für den Kühlfall.

Variante	Betriebszeit	Vorlauftemperatur [°C]	Volumenstrom [l/h]	Sollwert für Raumtemperatur (15<AT<20 °C)	Sollwert für Raumtemperatur (AT>20 °C)
S01	06-24	18	500	25,5 – 23,5	
S02	06-24	18	840	25,5 – 23,5	
S03	06-24	19	840	25,5 – 23,5	
S04	22-06	18	840	21 - 20	
S05	06-24	18	840	25,5 – 23,5	23,5 – 22,5
S06	06-24	$T_{VL}=0,35*(18-AT)+18$	840	25,5 – 23,5	23,5 – 22,5
S07	06-24	$T_{VL}=0,5*(18-AT_{12r})+18$	840	25,5 – 23,5	23,5 – 22,5
S08	06-24	$T_{VL}=0,5*(18-AT_{24n})+18$	840	25,5 – 23,5	23,5 – 22,5
S09	06-24	18	840	Variabler Sollwert nach EN 15251	

## 13.2 Evaluierung der untersuchten Betriebsweisen und Regelungsalgorithmen

### Thermischer Komfort

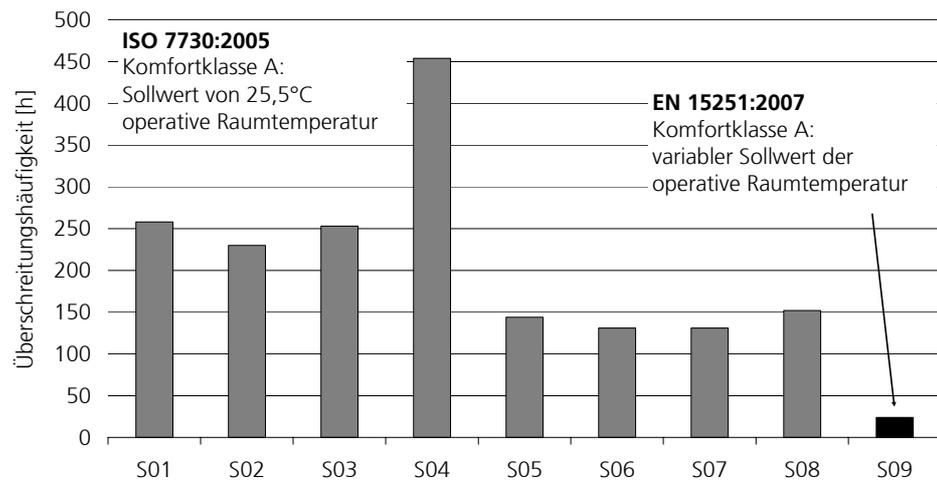


Bild 13-1: Bewertung des thermischen Raumkomforts für die einzelnen Varianten: Darstellung der Überschreitungshäufigkeit der Temperaturgrenze von 25,5°C für die Klasse A der Norm ISO 7730:2005.

### Kühlenergie der Zisterne

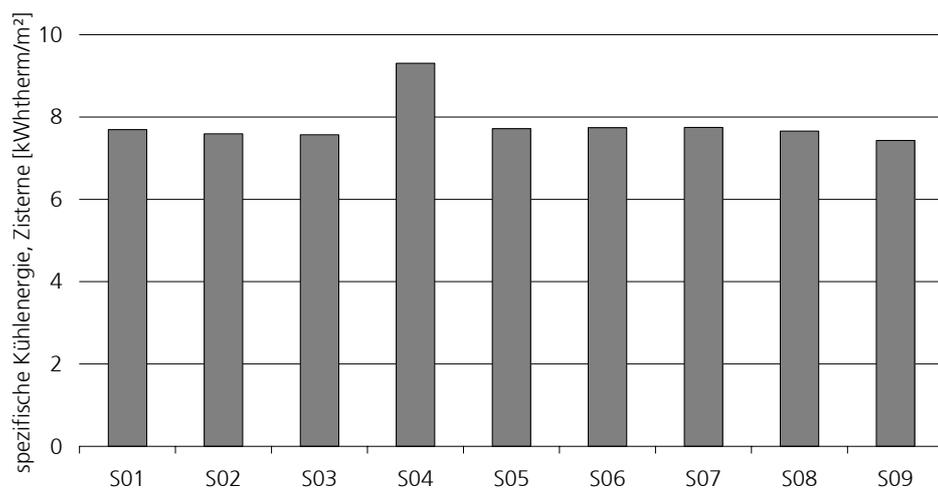


Bild 13-2: Bewertung der bereitgestellten Kühlenergie durch die Kältezisterne für die einzelnen Varianten in kWh/m<sup>2</sup><sub>NGF</sub>.

### Energieeffizienz des Kühlsystems

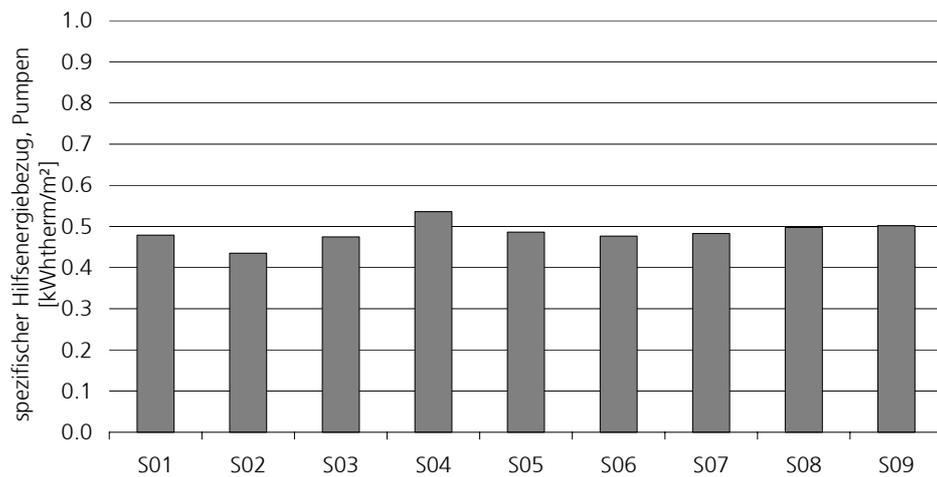


Bild 13-3: Bewertung der erforderlichen Hilfsenergie für den Pumpenbetrieb für die einzelnen Varianten in kWh/m<sup>2</sup><sub>NGF</sub>.

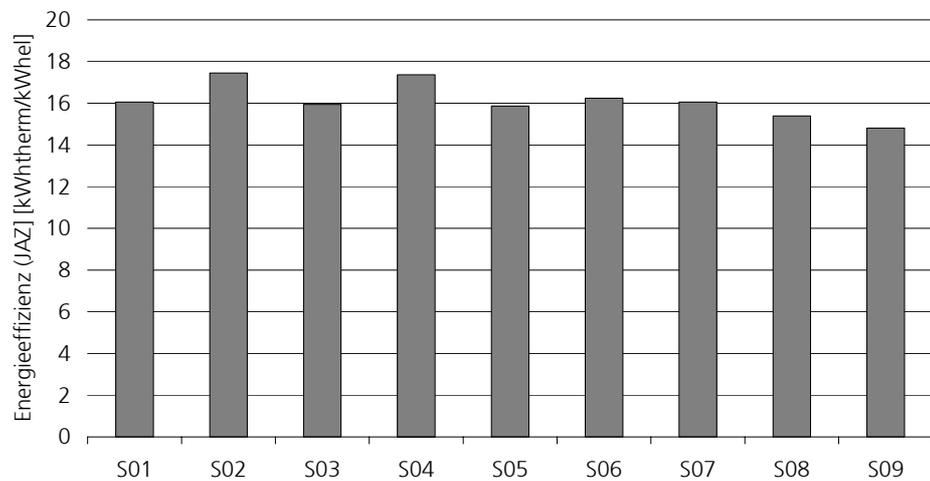


Bild 13-4: Bewertung der Energieeffizienz des Kühlsystems für die einzelnen Varianten.

## Kühlpotential der Kühlzisterne

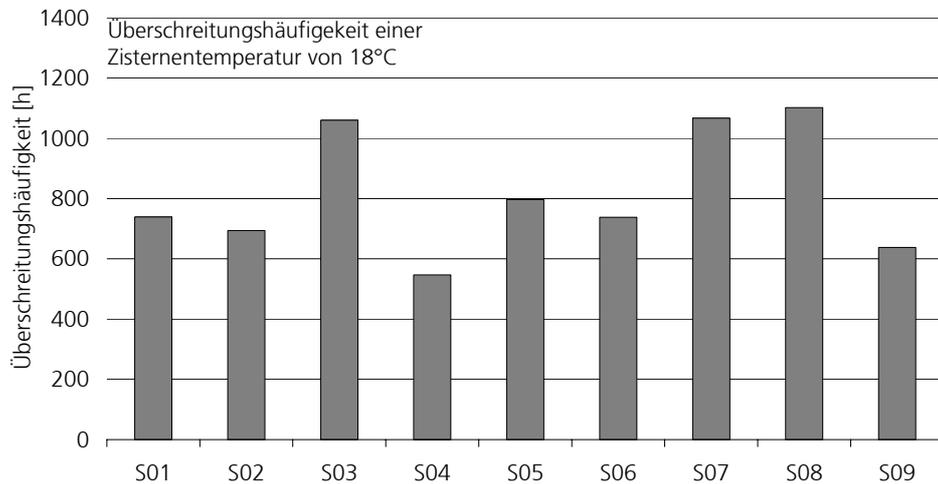


Bild 13-5: Bewertung des Kühlpotentials der Kältezisterne für die einzelnen Varianten: Überschreitungshäufigkeit [h] einer mittleren Zisternentemperatur von 18°C.

## Auswertung der Betriebsweisen und Regelstrategien

- *Volumenstrom (Variante 1 -> Variante 2)*: Ein erhöhter Volumenstrom im thermoaktiven Bauteilsystem (500 versus 840 l/h) führt zu einem etwas besseren thermischen Komfort bzw. geringeren Überschreitungshäufigkeiten der thermischen Komfortgrenze Klasse A mit einem definierten Sollwert von 25,5°C.
- *Tagbetrieb und Nachtbetrieb (Variante 2 -> Variante 4)*: Ein Nachtbetrieb des thermoaktiven Bauteilsystems von 22 bis 6 Uhr wirkt sich nachteilig auf den Raumkomfort aus (höchste Überschreitungshäufigkeiten einer Raumtemperatur von 25,5°C). Das Gebäude stellt keine ausreichend große thermische Speichermasse zur Verfügung um im Nachtbetrieb „Kühlenergie“ in die Bauteile einzuspeichern und diese während des Tages bereitzustellen. Die Phasenwechselmaterialien mit einem Phasenübergang im Temperaturbereich zwischen 23 und 26°C sind für einen aktiven Kühlbetrieb nicht optimal ausgelegt. Untersuchungen belegen, dass bei einem aktiven Einsatz von PCM der Phasenwechsel optimaler Weise zwischen 19 und 22°C statt finden sollte. PCM mit diesem Schmelzbereich sind seit kurzen auf dem Markt [43].
- *Regelung auf eine Sollwerttemperatur in Abhängigkeit der aktuellen Außentemperatur (Variante 2 -> Variante 5)*: Für den thermischen

Raumkomfort stellt es sich besonders vorteilhaft dar, wenn der Sollwert der Raumtemperatur in Abhängigkeit der Außentemperatur gewählt wird. An moderaten Sommertagen mit einem Tagesmittel der Außentemperatur zwischen 15 und 20°C wird ab einer operativen Raumtemperatur von 25,5°C aktiv gekühlt. Geringere Außentemperaturen und geringere solare Lasten führen zu einem moderaten Anstieg der Raumtemperatur. Während heißen Sommertagen mit einem Tagesmittel der Außentemperatur über 20°C wird die Kühlung ab einer Raumtemperatur von 23,5°C aktiviert. Diese Strategie führt zu geringen Überschreitungshäufigkeiten des Komfortkriteriums ohne Einbußen auf Seiten der Energieeffizienz.

- *Regelung der Vorlauftemperatur in Abhängigkeit der aktuellen Außentemperatur (Variante 2 -> Variante 6):* Unter Berücksichtigung der zu optimierenden Parameter Komfort, Energieeffizienz und Kühlpotential der Kältezisterne erzielt die Variante 6 die besten Ergebnisse. Dabei wird die Vorlauftemperatur der TABS nach der Außentemperatur geregelt. Hohe Außentemperaturen bedingen dabei eine geringere Vorlauftemperatur bis minimal 16°C. Dies führt zur Abfuhr höherer Wärmelasten und damit zu kürzeren Pumpenlaufzeiten, was sich günstig auf die Energieeffizienz des Systems auswirkt. Im Gegensatz bedingt die Regelung des Kühlsystems bei moderaten Außentemperaturen höhere Vorlauftemperaturen. Dies unterstützt die Aufrechterhaltung des Kühlpotentials der Kältezisterne, indem die Wassertemperaturen in der Zisterne langsamer ansteigen.
- *Regelung der Vorlauftemperatur in Abhängigkeit der Außentemperatur der letzten 12 bzw. der letzten 24 Stunden (Variante 6 -> Variante 7,8):* Der Einsatz einer Temperaturregelung auf die rückblickenden Zustände der Außentemperatur führen zu keiner Verbesserung des thermischen Komforts und der Energieeffizienz. Das recht schnell reagierende thermoaktive Bauteilsystem erfordert keinen retrospektiven oder prädiktiven Regler.
- *Regelung nach variablen Sollwerten gemäß des adaptiven Komfortmodells der EN 15251:2007-08 (Variante 2 -> Variante 9):* Die Regelung der Sollwerte der operativen Raumtemperatur gemäß des adaptiven Komfortmodells nach dem gleitenden Mittel der Außentemperatur führt zu höheren Temperaturniveaus zwischen 24 und 28°C. Da nach dem Komfortmodell höhere Temperaturen (in Abhängigkeit der Außentemperatur) zulässig sind, wird weniger Kühlenergie erforderlich.

## Referenzen

- [1] Santamouris, M. (2005): Passive Cooling of Buildings. Veröffentlicht in 'Advances of Solar Energy', 2005, ISES, James and James Science Publisher London.
- [2] Adnott, J. (Ed.) (1999): Energy Efficiency of Room Air-Conditioners (EERAC) Study. Directorate General for Energy (DGXVII) of the Commission of the European Communities.
- [3] Voss, K., Löhnert, G., Herkel, S., Wagner, A. and Wambsganß, M. (2006): Bürogebäudemit Zukunft – Konzepte, Analysen, Erfahrungen, Solarpraxis Berlin, 2nd edition, ISBN-10: 3-934595-59-6.
- [4] Voss, K., Herkel, S., Löhnert, G., Pfafferott, J. and Wagner, A. (2006): Energy Efficient Office Buildings with Passive Cooling – Results from a Research and Demonstration Programme. EPIC 2006 AIVC, 4th European Conference on Energy Performance & Indoor Climate in Buildings, Lyon France, p. 159-164.
- [5] Zimmermann, M. and Andersson, J. (1998): Case Study Buildings. International Energy Agency, Energy Conservation in Buildings and Community, System Program – Annex 28: Low Energy Cooling, EMPA ZEN, Duebendorf, Switzerland.
- [6] Glück, B. (2003). Umweltschonende Raumheizung und –kühlung mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten. FIA-Projekt, Abschlussbericht, Förderkennzeichen 032 7241 B. (in German)
- [7] Meierhans, R.A. (1993): Slab cooling and earth coupling. ASHRAE Transactions: 99(2):511-518.
- [8] Koenigsdorff, R. (2003): Status und Perspektiven thermischer Bauteilaktivierung. Tagungsband Bauphysikertreffen, Veröffentlichungen FHS Stuttgart, Hochschule für Technik, 64:57-67. (in German)
- [9] Olesen, B.W., de Carli, M., Scarpa, M. and Koschenz, M. (2006): Dynamic evaluation of the cooling capacity of thermo-active building systems, ASHRAE Transaction 112(1):350-357.
- [10] Olesen, B.W., Sommer, K. and Düchting, B. (2002): Control of slab heating and cooling systems studied by dynamic computer simulations, ASHRAE Transactions, 108(2):1-10.
- [11] Kalz, D., Pfafferott, J., und Herkel, S. (2006): Monitoring and Data Analysis of two Low Energy Office Buildings with a Thermo-active Building System (TABS), Tagungsband EPIC Konferenz, Lyon Frankreich.
- [12] Pfafferott, J., Kalz, D.E. (2007): Thermoaktive Bauteilsysteme, BINE Themeninfo 1/2007
- [13] Kalz, D.E., Pfafferott, J., Schossig, P., Herkel, S. „Thermoaktive Bauteilsysteme mit integrierten Phasenwechselmaterialien – eine Simulationsstudie“, Bauphysik 29-1 (2007), pp. 27-32.
- [14] Haussmann, T. und Schossig, P. (2006): Baustoffe mit Phasenwechselmaterialien als Kältespeicher für energieeffiziente Gebäude, Statusseminar „Thermische Energiespeicher“, 2006.
- [15] Haussmann, T. und Schossig, P. (2006): PCM-aktiv. A projekt for active driven construction materials with latent heat storage, 7th Conference on Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning.
- [16] P. Schossig, „Mikroverkapselte Phasenwechselmaterialien in Wandverbundsystemen“, Dissertation, Freiburg, 2005.
- [17] Schossig, P., Henning, H.-M., Gschwander, S. and Haussmann, T. (2005): Microencapsulated Phase Change Materials integrated into Construction Materials, Solar Energy Materials and Solar Cells 89-2/3:297-306.
- [18] BASF Aktiengesellschaft, Produkt Datenblatt Smartboard [www.micronal.de](http://www.micronal.de)
- [19] Forschung für Energieoptimiertes Bauen, German Federal Ministry for Economy, [www.enob.info](http://www.enob.info), April 2008.
- [20] Olesen, B.W. (2001): Messungen und Bewertung der Betonkernaktivierung in drei Gebäuden, International Velta Congress. (in German)

- [21] Gossauer, E., Leonhart, R. and Wagner, A. (2006): Workplace occupant satisfaction at workplaces – a study in sixteen German office buildings. Proceedings of Windsor Conference on Comfort and Energy Use in Buildings, Windsor, UK.
- [22] Fraaß, M. (2001): Ein Beitrag zur Theorie des thermisch aktivierbaren Bauteils. Dissertation Technical University of Berlin. (in German)
- [23] Kalz, D., Pfafferott, J. and Kagerer, F. (2007): Monitoring and evaluation of night-time ventilation and radiant cooling concepts applied to low energy office buildings. Proceedings of the 10<sup>th</sup> International Building Performance Simulation association Conference and Exhibition, Beijing, China, vol. 2, pp. 1938-1945.
- [24] Henze, G.P., C. Felsmann, D.E. Kalz, S. Herkel (2008) "Primary Energy and Comfort Performance of Ventilation Assisted Thermo-Active Building Systems in Continental Climates." *Energy and Buildings*, 40(2):99-111.
- [25] Laouadi, A. 2004. Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software. *Building and Environment*, 39(4): 421-431.
- [26] Wimmer, A. (2004): Thermoaktive Bauteilsysteme – Ein neuer simulationstechnischer Berechnungsansatz. Dissertation University of Kassel, Faculty of Architecture. (in German)
- [27] Glück, B. (1999): Thermische Bauteilaktivierung. Nutzen von Umweltenergie und Kapillarrohren. C.F. Müller Verlag Heidelberg. (in German)
- [28] Frass, M. (2004): Numerische Leistungsbestimmung thermisch aktiver Bauteile mittels des Randelementenverfahrens (BEM). Dissertation. University of Berlin, Faculty III Prozesswissenschaften der Technischen Universität Berlin. (in German)
- [29] Weber, T. and Johannesson, G. (2005): An Optimized RC-Network for Thermally Activated Building Components. *Energy and Buildings*, 40(1):1-14.
- [30] Schmidt, D. (2001): Models for coupled heat and mass transfer processes in buildings. Applications to achieve low-exergy room conditions. Division of Building Technology, KTH-Royal institute of Technology Stockholm, Sweden, ISSN 0346-5918.
- [31] Koschenz, M. and Lehmann, B. (2000): Thermoaktive Bauteilsysteme tabs, EMPA Dübendorf Zentrum für Energie und Nachhaltigkeit, Überlandstr. 129, CH-8600 Dübendorf. ISBN 3-905594-19-6.
- [32] Strand R.K. and Pedersen, C.O. (2002): Modeling Radiant Systems in an Integrated Heat Balance Based Energy Simulation Program. *ASHRAE transactions*, 108 (2): 979-88, Atlanta, Georgia: ASHRAE.
- [33] Fort, K. (1999): Type 160: floor heating and hypocaust. Stuttgart, Germany: Transsolar Energietechnik GmbH.
- [34] Wienold, J., Kalz, D., Herkel, S., Fischer, M. und Zehlne, S. Nullenergiehaus Voggenthal – Abschlussbericht. 2007.
- [35] Kaiser, M. (2008): Kühlen mit Regenwasser, *Erneuerbare Energie*, 2:32-34.
- [36] Gan, G., Riffat, S.B., Chong, C.S.A. (2007): A novel rainwater-ground source heat pump – Measurement and simulation. *Applied Thermal Engineering*, 27(2-3):430-441.
- [37] Schäfer, M., Büttner, D., Beck, A. und Fricke, J. (2002): Rainwater storage for passive cooling of water radiation. *World Renewable Energy Congress VII*, Juni/Juli 2002, Köln.
- [38] EN ISO 7730:2005. Ergonomics of the thermal environment. Beuth Verlag, 2005.
- [39] EN 15251:2008-07. Criteria for the indoor environment. Beuth Verlag, Berlin, 2005.
- [40] ASHRAE 55:2004-04 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.
- [41] DIN EN 12524: 2000-07 „Baustoffe und -produkte, Wärme- und feuchteschutztechnische Eigenschaften“
- [42] [TRNSYS] TRNSYS 16, dynamisches Gebäude- und Anlagen Simulationsprogramm, Solar Energy Laboratory, Univ. of Wisconsin-Madison.

- [43] Kalz, D., J. Pfafferoth, P. Schossig and S. Herkel (2007): Thermoaktive Bauteilsysteme mit integrierten Phasenwechselmaterialien – eine Simulationsstudie. *Bauphysik*, 29(1):27-32.