

Optimierung des brennstoff-freien, solarbasierten Gebäudeheizungs- systems für den Einsatz in Ein- und Mehrfamilienhäusern (WP_Sol_Lat)

Schlussbericht

Zuwendungs- empfänger	<i>Fachhochschule Ingolstadt</i> Fachbereich Maschinenbau und Wirtschaftsingenieurwesen Esplanade 10, 85049 Ingolstadt
Förderkennzeichen	1767A05
Projektleitung	Prof. Dr.-Ing. Wilfried Zörner
Zuwendungs- empfänger	<i>Solar-Institut Jülich (SIJ)</i> Fachhochschule Aachen Heinrich-Mußmann-Straße 5, 52428 Jülich
Förderkennzeichen	1767B05
Projektleitung	Dr. Bernd Kraus
Projektlaufzeit:	01.07.2006 - 31.12.2008

Fachhochschule Ingolstadt

KOMPETENZZENTRUM SOLARTECHNIK

Dipl.-Ing. (FH) Sebastian Brandmayr
Dipl.-Wirt.-Ing. (FH) Matthias Sonnleitner
Dr. Christoph Trinkl
Prof. Dr.-Ing. Wilfried Zörner

Fachhochschule Aachen

Solarinstitut Jülich

Dipl.-Ing. (FH) Jan Kroker
Dipl.-Ing. (FH) Marco Lanz
Dr. rer. nat. Joachim Göttsche
Prof. Dr.-Ing. Christian Faber

Zusammenfassung

Ein brennstoff-freies, solarbasiertes Gebäudeheizungssystem, bestehend aus den Hauptkomponenten solarthermische Kollektoren, elektrische Wärmepumpe und Wasser-/Eis-Latentwärmespeicher, wurde innerhalb eines Verbundforschungsprojektes weiterentwickelt und optimiert. Zunächst wurde der Latentwärmespeicher im Laborversuch hinsichtlich seiner thermischen Eigenschaften messtechnisch charakterisiert, wobei zunächst ein angepasster Prüfaufbau mit entsprechenden Prüfzyklen entwickelt wurde. Des Weiteren wurde ein Simulationsmodell des Latentwärmespeichers entwickelt und ein Abgleich des Modells mit den Labormessungen durchgeführt. Das Komponentenmodell wurde in ein detailliertes System simulationsmodell des Gebäudeheizungssystems eingebunden, mit dem Parametervariationen hinsichtlich Komponentendimensionierung und -ausführung, unterschiedliche Gebäudetypen und -standorte, Ausrichtung und Neigung der Kollektoren sowie Steuerstrategien durchgeführt wurden. Parallel erfolgte eine Feldtestvermessung des Gebäudeheizungssystems in einem bewohnten Einfamilienhaus. Dabei wurden das Anlagenverhalten während der Heizperiode analysiert und Optimierungsansätze abgeleitet.

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung	4
1.1.	Aufgabenstellung und Rahmenbedingungen	4
1.2.	Planung und Ablauf des Projektes	5
1.3.	Wissenschaftlich-technische Ausgangslage	6
1.3.1.	Schutzrechte	6
1.3.2.	Fachliteratur	6
1.4.	Kooperationspartner	10
2.	Funktionsweise des Systems	11
3.	Wissenschaftlich-technische Ergebnisse	12
3.1.	Niedertemperatur-Latentwärmespeicher	12
3.1.1.	Laborversuch mit dem Niedertemperatur-Latentwärmespeicher	12
3.1.1.1.	Wissenschaftliche Literatur	12
3.1.1.2.	Durchführung der Messungen und Ergebnisse	12
3.1.2.	Modellierung des Niedertemperatur-Latentwärmespeichers	22
3.1.2.1.	Erstellung eines Software-Moduls	22
3.1.2.2.	Evaluierung des Software-Moduls	23
3.2.	Gebäudeheizungssystem	27
3.2.1.	Feldversuch: <i>Durchführung von Messungen im Feldtestobjekt und Auswertung der Ergebnisse</i>	27
3.2.2.	Systemsimulation: <i>Parametervariation, Gebäude- und Standortanalyse und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung</i>	43
	Abbildungsverzeichnis	78
	Tabellenverzeichnis	79
	Quellenverzeichnis	80

1. Einleitung

1.1. Aufgabenstellung und Rahmenbedingungen

Im Hinblick auf begrenzte Ressourcen, fortschreitende Umweltverschmutzung und Klimawandel werden seit mehr als dreißig Jahren alternative, also nicht auf fossilen Energieträgern beruhende, Wärmeversorgungs-systeme, untersucht. Besonders das Beheizen von Gebäuden (vornehmlich Wohngebäuden) durch solarthermische Anlagen erlangt dabei besonderes Interesse von Bauherren, Forschern, Entwicklern und der Industrie. Verstärkt wird dies durch den hohen Energiebedarf dieser Gebäude zur Wärmeversorgung sowie darüber hinaus insbesondere durch den kontinuierlichen Anstieg der Kosten für fossile Energieträger.

Sind es anfangs noch einfache Anlagen zur Warmwasserbereitung meist mit selbstgebauten Kollektoren gewesen, so sind heute komplexe Solaranlagen mit ausgefeilter Speichertechnik und Hochleistungskollektoren zur zusätzlichen Heizungsunterstützung Stand der Technik. Diese „Standard“-Solaranlagen sind jedoch in jedem Fall angewiesen auf eine zusätzliche Wärmequelle, im einfachsten Fall eine elektrische Heizpatrone, meist aber einen fossil befeuerten Öl- oder Gasbrenner, um die Zeit zwischen Wärmebedarf und zur Verfügung stehender Sonneneinstrahlung zu überbrücken.

Neben den solaren Wärmeversorgungs-systemen werden auf der Suche nach Alternativen auch immer wieder Wärmepumpensysteme untersucht. Mit modernen Anlagen können bis zu 75 % Umweltenergie bei einem Einsatz von 25 % Antriebsenergie für die Wärmepumpe (meist elektrische Energie) genutzt werden und so Primärenergie eingespart und Schadstoffausstoß vermieden werden. Die Wärmepumpenanlagen jedoch sind wiederum angewiesen auf aufwändige Wärmetauscher für die Umweltenergie. Dies sind meistens Erdreichwärmetauscher in Form von großflächigen Rohrschlangen oder Sonden. Die Komplexität dieser Wärmetauscher und die hohen Investitionskosten behindern die Verbreitung derartiger Systeme vor allem im Gebäudebestand aber auch im Neubaubereich teilweise massiv.

Am *KOMPETENZZENTRUM SOLARTECHNIK* der *Fachhochschule Ingolstadt* wurde in einem vorangegangenen Projekt in Kooperation mit der *Ratiotherm Heizung + Solartechnik GmbH & Co. KG* in Dollnstein ein neu konzipiertes Gebäudeheizungssystem entwickelt. Das System sollte in der Lage sein, Wohngebäude ohne den Einsatz fossiler Brennstoffe vollständig zu beheizen. Dazu wurden mehrere bekannte Komponenten (Solarkollektoren, Wärmepumpe, Schichtspeicher, ...) mit einigen zu entwickelnden Bauteilen (Niedertemperatur-Latentwärmespeicher, Systemregelung) zu einem innovativen System kombiniert (vgl. **Abbildung 1**). Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf dem optimierten Einsatz von Solarenergie. So verspricht die innovative Systemkombination eine Erhöhung des Solarkollektor-Wirkungsgrades sowie eine Verlängerung der Solarkollektor-Nutzungszeit. Die Nutzung der Solarkollektoren wird damit auch in Perioden mit niedrigen Außentemperaturen und geringer solarer Einstrahlung verbessert beziehungsweise in zahlreichen Fällen erst ermöglicht. Typische Zielobjekte für den Einsatz des Gebäudeheizungssystems sind Ein- und Zweifamilienhäuser im Neubaubereich sowie im energetisch sanierten Gebäudebestand. Im vorangegangenen Forschungsprojekt wurde dabei ein wesentliches Element des Systems, der Niedertemperatur-Latentwärmespeicher, sowie eine grundlegende System-Simulation entwickelt. In einer Musteranlage konnten erste Erfahrungen mit dem Einsatz des Heizungssystems gesammelt sowie dessen grundlegende Funktionstüchtigkeit für ein Referenzgebäude (Niedrigenergie-Einfamilienhaus) aufgezeigt werden [Tri/Zör ST07].

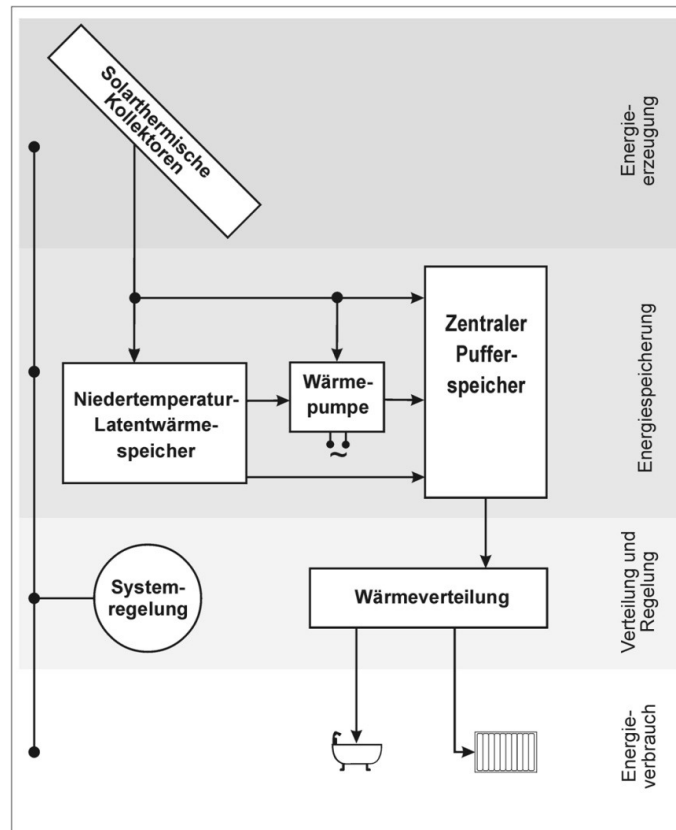


Abbildung 1: Aufbau des brennstoff-freien, solarbasierten Gebäudeheizungssystems

1.2. Planung und Ablauf des Projektes

Innerhalb des vorliegenden Projektes sollten folgende inhaltlichen Ziele erreicht werden:

- Detaillierte messtechnische Untersuchung des Gebäudeheizungssystems im Feldversuch,
- Entwicklung eines Simulationsmodells für das Gebäudeheizungssystem und Abstimmung mit den Versuchsergebnissen,
- Rechnerische Optimierung des Gebäudeheizungssystems hinsichtlich des Einsatzes in unterschiedlichen Gebäudetypen und an verschiedenen Standorten zur Verbreiterung der Anwendung,
- Optimierung der Komponentendimensionierung und -auswahl.

Es erfolgte eine Weiterentwicklung des brennstoff-freien, solarbasierten Gebäudeheizungssystems. Des Weiteren wurden eine Optimierung sowie die messtechnische Charakterisierung des Niedertemperatur-Latentwärmespeichers mittels Laboruntersuchungen durchgeführt. Im Zuge dessen erfolgte die Entwicklung eines detaillierten Simulationsmodells des Bauteils und ein Abgleich mit den Labormessungen. Zudem wurden der Aufbau eines detaillierten Systemsimulationsmodells und eine parallele Feldtestvermessung in einem bewohnten Gebäude durchgeführt, die in der Optimierung des Heizungssystems hinsichtlich unterschiedlicher Parameter mündet. Dies sind u.a. Komponentendimensionierung und -ausführung, unterschiedliche Gebäudetypen und -standorte, Ausrichtung und Neigung der Kollektoren sowie Regelungsstrategien. Ziel war dabei neben der Optimierung auch die Verbreiterung der Datenbasis zur Verifizierung der Simulation und Erarbeitung von Planungs- und Dimensionierungsrichtlinien.

1.3. Wissenschaftlich-technische Ausgangslage

1.3.1. Schutzrechte

Hinsichtlich der Schutzrechtslage des Gebäudeheizungssystems wurde eine Patentrecherche in der Datenbank *DEPATISnet* des *Deutschen Patent- und Markenamtes*, München durchgeführt.

Es existieren mehrere relevante Anmeldungen. So werden beispielsweise in den 1970er Jahren einige Solar-Wärmepumpensysteme unter Anderem mit Eisspeicher beschrieben und teilweise auch patentiert, beispielsweise von der *Fa. Robert Bosch GmbH*, Stuttgart [Sch/Keh/Kra PAT76], der *Fa. Stefan Nau GmbH & Co.*, Dettenhausen [NN OF80] oder von H. Credè, Icking [Cre AU76]. Diese Schutzrechte haben aber die maximale Laufzeit von 20 Jahren bereits überschritten, sofern es überhaupt zur Patenterteilung kam.

Des Weiteren beschreibt W. Hesse ein Wärmeversorgungssystem für Wohngebäude auf der Basis einer Wärmepumpe mit Wasser/Eisspeicher. Der Patentanspruch besteht aber hier nicht auf dem Heizungssystem, sondern nur auf einem so genannten dynamischen Wärmetauscher für Latentwärmespeicher mit Abtrennung der festen Phase [Hes PAT94].

Ähnlich verhält es sich mit einem Patent von F. Hegele, das ein Verfahren zur Eiserzeugung mit Wärmepumpe beinhaltet. Der Anspruch beschränkt sich hier auf eine spezielle Technik zur Beherrschung der Eisabtrennung vom Wärmetauscher [Heg PAT00].

G. Hinrichs und M. Orth besitzen zwei Gebrauchsmuster und haben eine Offenlegungsschrift angemeldet, die Anlagen zur Gebäudewärmeversorgung beschreiben. Der Anspruch der Schutzrechte bezieht sich auf eine Wärmepumpe mit Wärmetauschern bzw. Zwischenspeicher [Hin/Ort GEB02a], einen Luft-/Flüssigkeitswärmetauscher [Hin/Ort GEB02b] und einen Wasser-/Eis-Wärmetauscher [Hin OF01].

Insgesamt zeichnet sich ab, dass relevante Patente einerseits bereits die maximale Laufzeit überschritten haben. Andererseits beschreiben die Schutzrechte meist Detaillösungen in Wärmeversorgungsanlagen mit Wärmepumpen, wie zum Beispiel den konstruktiven Aufbau von Wärmetauschern. Die grundlegende Idee der Verbindung von Solarkollektoren mit einem Eisspeicher und einer Wärmepumpe zur Gebäudewärmeversorgung erscheint überdies nicht als patentierbar, da der Ansatz bereits vor mehr als 30 Jahren in der Literatur und in Patenten erwähnt wird.

1.3.2. Fachliteratur

Da sowohl Solaranlagen als auch Wärmepumpen nachhaltige und innovative Technologien in Bezug auf Gebäudeheizungssysteme darstellen, wurde ihre Kombination in der Vergangenheit in Simulationsstudien, Laborversuchen sowie in Versuchsgebäuden untersucht.

Die naheliegendste Verbindung von Solarkollektoren als direkte Wärmequelle für Wärmepumpen ist dabei die direkte Nutzung unabgedeckter Kollektoren als so genannte Umweltabsorber. Die prinzipielle Lauffähigkeit dieser Systeme in Mitteleuropa und Japan wurde dabei beispielsweise bereits Anfang der 1980er Jahre nachgewiesen [Die/Jac ETA83]. Ito et al. zeigen daneben die grundlegende Konstruktion von Absorbern und deren Leistungsfähigkeit in Japan auf [Ito/Miu/Wan SE99, Ito/Miu/Wan/Nis ASM94]. Die *Fa. Rheinzink*, Datteln, arbeitet an der Umsetzung von modernen, so genannten Energiedächern auf der Basis von Zinkblech [NN RZ03].

Die dabei untersuchten Systeme sind auf einen zusätzlichen Wärmeerzeuger angewiesen, da die Entzugsleistung der unverglasten Absorber im Winter ohne Speichersystem nicht ausreicht. Um dieses Problem zu vermindern und die Abhängigkeit von der aktuellen so-

laren Einstrahlung zu verringern, wurden Systeme mit Wärmespeichern zwischen Solar-kollektoren und Wärmepumpe untersucht.

Beispielsweise konnte im *Philips-Experimentierhaus* in Aachen mit einem Wasserspeicher in den Jahren 1975 bis 1978 ein solarer Deckungsgrad von über 70 % erreicht werden (vgl. **Tabelle 1**).

Die Nutzung von Latentwärmespeichern in diesen Solar-Wärmepumpensystemen mit dem Ziel der Reduzierung des Speichervolumens wurde auch von der *BBC AG*, Walldorf, ebenfalls in einem Versuchsgebäude, untersucht. Dabei wurde ein Wasserspeicher (8.000 l) durch einen Paraffinspeicher (2.100 l) ersetzt, ohne dass nennenswerte Veränderungen in der Leistung des Systems festgestellt werden konnten [Zie IEA84].

Die Nutzung von Wasser als Phasenwechselmaterial in einem Solar-Wärmepumpensystem wurde beispielsweise an der *Fachhochschule Lübeck* untersucht. Ein Laborgebäude wurde mit einem Wasser/Eis-Speicher (Betontank, 18.000...20.000 l), einer Solaranlage sowie einer Kleinwärmepumpe ausgestattet. Der Betontank wurde im Sommer bis auf 80 °C beheizt, soweit keine direkte Nutzung der solaren Wärme im Heizungs-/Trinkwassersystem möglich war. Während der Wintermonate wurde der Wasser/Eis-Speicher mittels der Wärmepumpe entladen und dabei zur Nutzung der latenten Wärme eingefroren. Der Betonspeicher konnte dabei nur bis zu etwa 60 Vol.-% vereist werden, da die Wärmeentzugsleistung der spiralförmigen Glatrohrwärmetauscher nicht ausreichend war [Kre FHL03, Pla SO83]. Eine weitere Entwicklung des Speichers und vor allem der Wärmetauscher fand trotz viel versprechender Ergebnisse und mehrerer Umbauten nicht mehr statt.

Eine weitere Anlage unter Nutzung eines Wasser/Eis-Latentwärmespeichers wurde in einer privaten Initiative von W. Hesse in Bad Reichenhall errichtet. Dabei wird eine Regenwasserzisterne (ca. 40.000 l) im Garten als saisonaler Speicher benutzt. Das Gebäudeheizungssystem arbeitet offensichtlich seit einigen Jahren zufrieden stellend und stellt eine ausreichende Versorgung für den Wärmebedarf des Gebäudes zur Verfügung. Eine wissenschaftliche Analyse der Anlage wird nicht durchgeführt [Hes HP03, Hes PA03]. Ein ähnliches System mit Wasser/Eis-Zisterne, Wärmepumpe und großflächigen Solarabsorbern wurde von der Fa. *HitSolar21*, Ramsau (A), in Zusammenarbeit mit einem österreichischen Aluminiumdachhersteller entwickelt. Das System arbeitet mit der Dachhaut als unverglastem Solarabsorber. Wesentlicher Bestandteil des Systems ist die Nutzung von Regenwasser als Energieträger. Das Wasser der Zisterne wird dabei ständig über die Dachhaut gepumpt und nimmt Umweltenergie auf [Hin PA04]. Da eine verhältnismäßig große Dachfläche (inkl. nördliche Dachflächen/Dachgauben) mit dachintegrierten Aluminiumplatten für dieses System notwendig ist, erscheint eine breite Anwendung vor allem im Sanierungsbereich als schwierig.

In den Niederlanden wurde von der Fa. *Ecofys*, Utrecht (NL) ein Solar-Wärmepumpensystem mit Eisspeicher geplant, dimensioniert und in einem Einfamilienhaus untersucht. Bestandteil des Konzeptes war hier ebenfalls die Regenwassernutzung, vor allem aber die thermische Abwassernutzung des Gebäudes. Dafür wurden in einer Gartenzisterne ein zusätzlicher Abwassertank sowie ein Glatrohrwärmetauscher installiert. Das System wurde in der Heizperiode 1998/99 teilweise vermessen. Als Problem traten hier unter anderem zu Tage, dass die Leistung des Eisspeichers mit dem Rohrwärmetauscher in der Planungsphase überschätzt wurde [Sch/War/Gra ISE99]. Das Projekt wurde im Folgenden offensichtlich eingestellt, beziehungsweise der Ansatz wurde nicht weiterverfolgt.

Zusammenfassend bleibt festzustellen, dass die dargestellten Untersuchungen zwar interessante Ansätze und Detaillösungen für unterschiedliche Ausprägungen von Solar-Wärmepumpensystemen bieten. Es wurde aber bisher kein durchgängiges und für eine breite Anwendung (Ein-/Mehrfamilienhäuser, Alt-/Neubau) geeignetes Konzept in der erforderlichen Detailtiefe untersucht, die eine unkomplizierte Planung und Umsetzung gestattet und damit die weite Verbreitung eines solchen Systems ermöglicht.

Einige der untersuchten Systeme erreichten eine beachtliche Leistungsfähigkeit (vgl. **Tabelle 1**). Insbesondere vor dem Hintergrund, dass die Mehrzahl dieser Untersu-

chungen bereits in den 1970ern durchgeführt wurde, verspricht die Untersuchung der Systemleistungsfähigkeit mit modernen Komponenten und Gebäuden eine aussichtsreiche Perspektive. Ein Überblick und eine qualitative Bewertung der verschiedenen Aktivitäten werden in [Tri/Zör/Han ISE04] und [Tri/Zör/Han ST05] gegeben.

Tabelle 1: Eigenschaften ausgewählter Solar-Wärmepumpensystemen in Versuchsgebäuden

	Dornier / RWE Solarhaus Essen	Philips Experimen- tierhaus	BBC-Solarhaus	Fachhochschule Lübeck, Solarhaus		W. Hesse (privat)
Standort	Essen	Aachen	Walldorf	Lübeck		Bad Reichenhall
Betriebszeit- raum	1975...1981	1975...1978	1976...1981	1982...1987	1987...1996	seit 2000
Wohnfläche [m ²]	190	116	170	130	190 (mit Wintergarten)	230
spez. Heiz- wärmebedarf [kWh/ (m ² *a)]	127	71	82	92	70	130
Kollektorfläche [m ²]	68 (Flachkollektor mit Heat-Pipe- Absorber)	20,3 (Vakuurröhrenkol- lektoren)	71,5 (Flachkollektor mit Aluminium Roll- Bond-Absorber)	17,5 (Flachkollektor) 11,5 (Flachkollektor mit Heat-Pipe-Absorber) 6 (Vakuurröhren- kollektoren)	20 (Flachkollektor mit transparenter Däm- mung)	16 (Flachkollektor)
Speichervolu- men (auf Kolle- torseite) [l]	7.200 (Wasser, isolierter Speicher)	42.000 (Wasser, isolierter Speicher)	8.000 (Wasser, isolierter Speicher)	18.000 (Wasser/Eis, isolierter Speicher)	20.000 (Wasser/Eis, isolierter Speicher)	40.000 (Wasser/Eis, Gartenzisterne)
Temperaturbe- reich des Spei- chers (auf Kol- lektorseite) [°C]	5...35	15...70	5...90	0...80		0...30
Anschluss- leistung der Wärmepumpe [kW]	2,8	1,8	1,9	2,1		2,47
maximal erreichter sola- rer Deckungsgrad [%]	46 (1979)	72 (1975/76)	58 (1976/77, Simulation)	57 (1985/86) 62 (1986/87)	59 (Durchschnitt)	n/a
Literatur	[Bro/Spe BFT81] [Bro TAB81]	[Bru/Bro/Her/Kli/Kna VDI77] [Hal SE79]	[Zie/Lie KI76] [Zie IEA84]	[Kre FHL03][Pla SO83][Wei FHL88]		[Hes HP03]

1.4. Kooperationspartner

Die Arbeiten wurden im Forschungsverbund zwischen dem *KOMPETENZZENTRUM SOLARTECHNIK* der *Fachhochschule Ingolstadt* und dem *Solar-Institut Jülich* der *Fachhochschule Aachen* durchgeführt.

Die Arbeiten der Partner teilten sich wie folgt auf:

KOMPETENZZENTRUM SOLARTECHNIK, Fachhochschule Ingolstadt

- Vermessung des Niedertemperatur-Latentwärmespeichers und Optimierung der Konstruktion
- Aufbau und Durchführung eines Feldtests in einem bewohnten Gebäude

Solar-Institut Jülich, Fachhochschule Aachen

- Detaillierung eines Simulationsmodells
- Untersuchung des Komponentenverhaltens
- Untersuchung verschiedener Gebäudetypen und -standorte

Zudem wurde das Projekt in Zusammenarbeit mit Partnern aus der gewerblichen Wirtschaft durchgeführt:

- *Ratiotherm Heizung + Solartechnik GmbH & Co. KG, Dollnstein* und
- *Viessmann Werke GmbH & Co. KG, Allendorf*

2. Funktionsweise des Systems

Die Funktionsweise der brennstoff-freien, solarbasierten Gebäudeheizung lässt sich wie folgt aufschlüsseln (vgl. **Abbildung 1**):

- Die thermische Energie wird von solarthermischen Kollektoren in das System eingebracht.
- Über Wärmetauscher verteilt sich die Wärmeenergie auf zwei voneinander getrennte Speicher: einen Schichtenspeicher und einen bedeutend größeren Speicher, der im Sommer als zweiter Warmwasserspeicher und im Winter als Niedertemperatur-Latentwärmespeicher arbeitet.
- Neben der Überbrückung von Wärmebedarfsspitzen übernimmt der zentrale Pufferspeicher durch ein angekoppeltes Wärmeverteilersystem die Aufteilung des Wärmeträgers an die einzelnen Abnehmer (Warmwasserbereitung, Fußbodenheizung).
- Der zweite Speicher gibt bei Bedarf seine gespeicherte Wärme an den Schichtenspeicher ab, um Engpässe (beispielsweise bei längeren Zeiten niedriger Solareinstrahlung) zu überbrücken. Dies geschieht über eine Wärmepumpe.
- Wenn beide Speicher kein ausreichend hohes Temperaturniveau mehr sicherstellen und auch die Kollektoren nicht mehr den Schichtenspeicher direkt beladen können, wird ebenfalls auf die Wärmepumpe zurückgegriffen. Sie entnimmt entweder den Kollektoren oder dem zweiten Speicher die Energie auf niedrigem Temperaturniveau, bringt sie auf ein verwertbares Temperaturniveau (etwa +35 °C bis +55 °C, je nach Bedarfsfall) und überführt sie in den Schichtenspeicher.
- Wenn im Winter die Sonnenenergie nicht mehr ausreicht, um die Kollektoren als Quelle für die Wärmepumpe zu nutzen, wird nur noch aus dem zweiten Speicher Energie entzogen. Ein großes Potenzial birgt dabei die Entladung des Speichers bis über den Phasenwechselbereich hinaus. Die Wärmepumpe entzieht dem im Winter demnach als Mehrphasenspeicher betriebenen, zweiten Speicher auf einem Temperaturniveau von ca. 0 °C die latente Wärme, bis das Speichermedium vollständig in den gefrorenen Zustand überführt wurde. Später kann der Speicher durch die Kollektoren "regeneriert", d. h. wieder aufgeschmolzen werden. Ein solcher Zyklus kann in der Folge wiederholt durchlaufen werden.

Aufgrund der anspruchsvollen Funktionsweise des Gesamtsystems mit der Vielzahl an Komponenten ist eine zentrale Gesamtsystemsteuerung erforderlich, welche die Interaktion der Komponenten untereinander steuert. Die Steuereinheit übernimmt die Überwachung der solarthermischen Energiegewinnung, das Speichermanagement zwischen Niedertemperatur-Latentwärmespeicher und Schichtenspeicher sowie die einsatzorientierte Steuerung der Wärmepumpe.

Die elektrisch betriebene Wärmepumpe übernimmt in diesem System die Überbrückung des Temperaturunterschieds zwischen dem Niedertemperatur-Latentwärmespeicher und dem Schichtenspeicher. Der Vorteil des zu entwickelnden Gebäudeheizungssystems liegt in der Minimierung des Zusatzenergiebedarfs durch den verbesserten und zielorientierten Einsatz der Solarkollektoren im System. So verspricht die innovative Systemkombination

- eine Erhöhung des Solarkollektor-Wirkungsgrades aufgrund niedriger Temperaturen des Fluidrücklaufs aus dem Niedertemperatur-Latentwärmespeicher und der Wärmepumpe (Verringerung der Wärmeverluste am Kollektor),
- eine Verbesserung der Kollektornutzung besonders in Perioden mit niedrigen Außentemperaturen und geringer solarer Einstrahlung (in zahlreichen Fällen wird die Nutzung des Kollektorfelds in diesen Zeiträumen überhaupt erst ermöglicht).

3. Wissenschaftlich-technische Ergebnisse

3.1. Niedertemperatur-Latentwärmespeicher

3.1.1. Laborversuch mit dem Niedertemperatur-Latentwärmespeicher

Im Rahmen der Untersuchung des brennstoff-freien, solarbasierten Gebäudeheizungssystems wurde eine messtechnische Charakterisierung des Niedertemperatur-Latentwärmespeichers im Laborversuch durchgeführt.

3.1.1.1. Wissenschaftliche Literatur

Es wurde zunächst die relevante Literatur insbesondere zu Vermessungsvorschriften für Latentwärmespeicher sowie einschlägige Normen analysiert.

Von Safarik [Saf DI03] wird eine solarthermisch angetriebene Versuchsanlage mit einer Ammoniak-Wasser-Absorptionskältemaschine beschrieben, die zur Klimatisierung von Büroräumen eingesetzt wird. Ein Paraffin-Latentwärmespeicher war in das Gesamtsystem integriert und die Be- und Entladeleistung sowie die Speicherkapazität wurden vermessen. Ein verbesserter Latentwärmespeicher mit höherer Entladeleistung wurde anschließend konstruiert und gebaut. Für das verwendete Paraffin wurden thermoanalytische Untersuchungen durchgeführt und die Zyklenstabilität überprüft.

In [Fre DI03] wird die Entwicklung eines Latentwärmespeichers auf der Basis von Natriumacetat-Trihydrat beschrieben. Die Problematik der geringen Entladeleistung des Latentwärmespeichers, eine Folge der geringen Wärmeleitfähigkeit des Speichermediums, konnte durch die Entwicklung eines neuartigen Kapillarrohrwärmeübertragers gelöst werden. Zusätzlich wurden Dauerversuche durchgeführt, die die Langzeitstabilität des Speichermediums und die Leistungsfähigkeit des Wärmetauschers bestätigen.

Ein wärmepumpenunterstütztes Heizsystem mit Einsatz eines Latentwärmespeichers, dessen Speichermedium Myristinsäure ist, wird in [Ste IKE87] beschrieben. Dieser Latentwärmespeicher diente als Pufferspeicher sowie als Überbrückungsspeicher in den Wärmepumpensperrzeiten. Die gewonnenen Prüfstandstestdaten dienen als Eingabedaten für ein Speichersimulationsmodell.

Von der *Fachhochschule Aachen* wird ein Versuch bezüglich Latentwärmespeichern auf Paraffin-Basis beschrieben [Sch/Haf BMBF99]. Dabei wird aufgezeigt, dass zur Ermittlung der maximalen Wärmespeicherleistung in erster Linie eine konstante Be- und Entladeleistung vorliegen muss.

Anhand der Literaturrecherche zeigt sich, dass keine eindeutige Vermessungsvorschrift für die Charakterisierung des Niedertemperatur-Latentwärmespeichers vorliegt, sodass im Projekt spezielle, an die Gegebenheiten angepasste Versuchszyklen, entwickelt werden.

3.1.1.2. Durchführung der Messungen und Ergebnisse

Die messtechnische Charakterisierung des Niedertemperatur-Latentwärmespeichers erfolgte am System- und Speicherprüfstand des *KOMPETENZZENTRUMS SOLARTECHNIK* der *Fachhochschule Ingolstadt*. Dafür wurde ein Prototyp des Latentwärmespeichers gemäß der Behältergestaltung und Wärmetauschergeometrie, die sich in Vorversuchen im Rahmen

eines vorangegangenen Projektes als viel versprechend gezeigt hatte, gebaut (vgl: [Tri/Zör ST07]).

Die messtechnische Umsetzung erfolgte nach folgender Vorgehensweise:

1. Planung und Aufbau der erforderlichen Prüfstandshydraulik (Wärme- und Kälteversorgung des Prüflings)
2. Aufbau des Prototypen am Prüfstand
3. Planung und Installation der erforderlichen Messtechnik
4. Durchführung und Auswertung verschiedener Versuchszyklen zur Abbildung des realen Einsatzfalls und zur Validierung verschiedener Simulationsszenarien

Im Falle der Beladung des Systems durch die Sonnenkollektoren im realen Einsatzfall wird der Latentspeicher von oben nach unten beladen. Dabei wird eine natürliche Temperaturschichtung im System erreicht. In diesem Fall ist die hydraulische Verschaltung des Systems wie in **Abbildung 2** dargestellt.

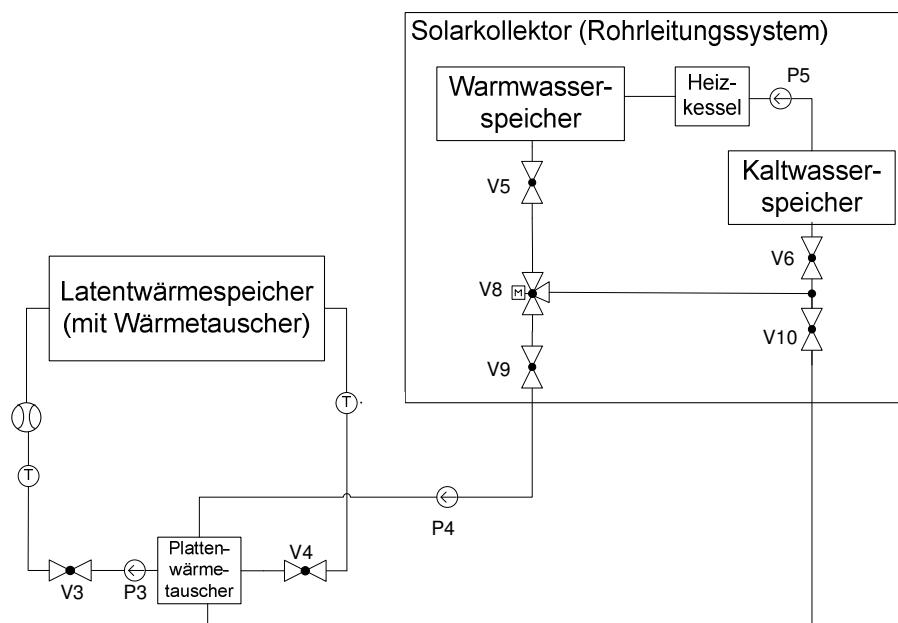


Abbildung 2: Beladung des Latentspeichers (schematisch)

Im Falle der Entladung des Prototyps durch die Wärmepumpe im realen Einsatzfall wird der Speicher von unten nach oben entladen. Ein Vorteil, der sich aus dieser hydraulischen Verschaltung ergibt ist, dass im System keine Spannungen entstehen, da das Eis das oben auf schwimmende Wasser im drucklosen Speicher immer frei verdrängen kann. Für diesen Fall ergibt sich die in **Abbildung 3** dargestellte hydraulische Verschaltung.

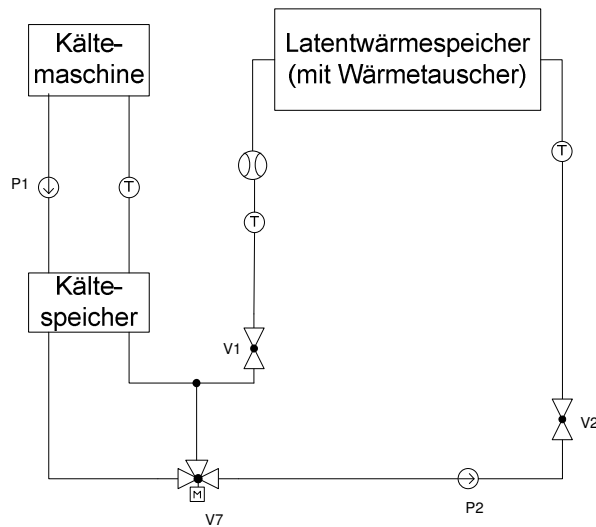


Abbildung 3: Entladung des Latentwärmespeichers (schematisch)

Der Latentwärmespeicherprüfling bestand aus einem 1.500 l fassenden Kunststofftank, in den fünf nach dem Tichelmann-Prinzip angeschlossene Wärmetauscher eingebracht waren. Der Prototyp wurde abschließend mit 100 mm PU-Weichschaum vollständig isoliert und mit 1.200 l Wasser befüllt (vgl. **Abbildung 4**).



Abbildung 4: Hydraulik und Messtechnik (links) sowie Aufbau des Latentspeichers am Prüfstand (rechts)

Um die Messdaten möglichst direkt mit dem erstellten Simulationsmodell vergleichen zu können wurden die Temperaturen im Speicher entsprechend der im Modell berechneten äquidistanten Temperaturschichten erfasst. Zu diesem Zweck wurde der Speicher in fünf Ebenen eingeteilt und dort jeweils in der Mitte ein Temperaturfühler angebracht (vgl. **Abbildung 5**). Da das Speichermodell lediglich eindimensional berechnet wird, befindet sich diese Temperaturerfassung bei halber Speicherlänge. Um trotz Tichelmann-Hydraulik eventuelle Abweichungen der Temperatur entlang der Speicherlängsseite feststellen zu können, wurden nochmals zwei zusätzliche Temperaturmessstellen in Höhe des dritten Temperaturfühlers angebracht.

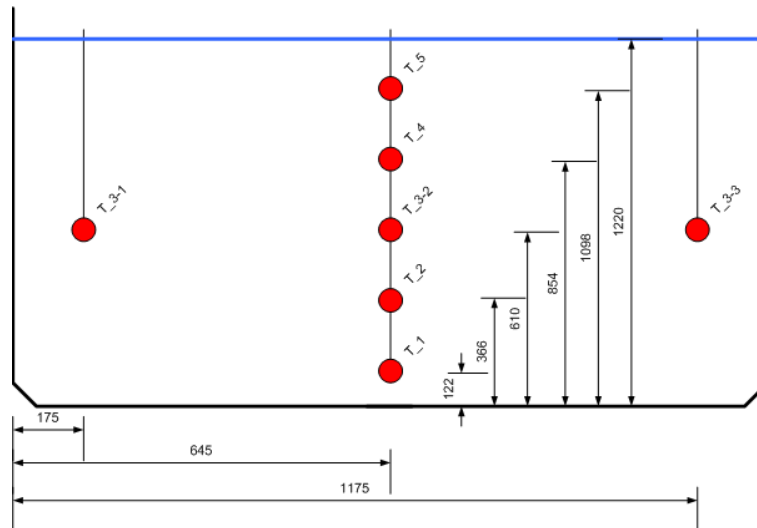


Abbildung 5: Temperaturmessstellen im Latentwärmespeicher (schematisch)

Um die dem Latentwärmespeicher zu- oder abgeführte Wärmemenge bestimmen zu können waren im Vor- und Rücklauf des Wärmetauschers zwei weitere Temperaturfühler gepaart mit einem Volumenstromzähler zur Erfassung von Temperatur und Volumenstrom des Wärmeträgermediums (Wasser/Propylenglykol) vorgesehen. In unmittelbarer Nähe des Speichers wurde die auf das System einwirkende Umgebungstemperatur erfasst.

Grundsätzlich wurden drei verschiedene Fälle am Prototyp messtechnisch überprüft:

1. *Entladung des Latentwärmespeichers*
2. *Beladung des vereisten Latentwärmespeichers*
3. *Speicherverlustsequenz*

Entladung des Latentwärmespeichers

Bei der Entladung des Latentwärmespeichers war die Speichertemperatur zu Beginn durchgängig im Bereich der im Labor vorherrschenden Umgebungstemperatur bei ca. 17 °C. In der Entladephase betrug die angestrebte Speicher-Entladetemperatur -3 °C bei einem Volumenstrom von rund 180 l/h.

Beim Abkühlen aus dem Umgebungszustand zeigten sich die zu erwartenden Anomaliephänomene von Wasser, das bei 4 °C die höchste Dichte aufweist. Dadurch dreht sich die Schichtung im Latentwärmespeicher vollständig um, d.h. die Temperaturverteilung von kältesten zum wärmsten Punkt im Speicher verläuft von Fühler 5 (höchste und somit dem warmen Rücklauf nächste Position) nach Fühler 1 (niedrigste und somit dem kalten Vorlauf nächste Position). Dieses Verhalten lässt sich bis zum Phasenwechsel bei 0 °C beobachten (vgl. **Abbildung 6**).

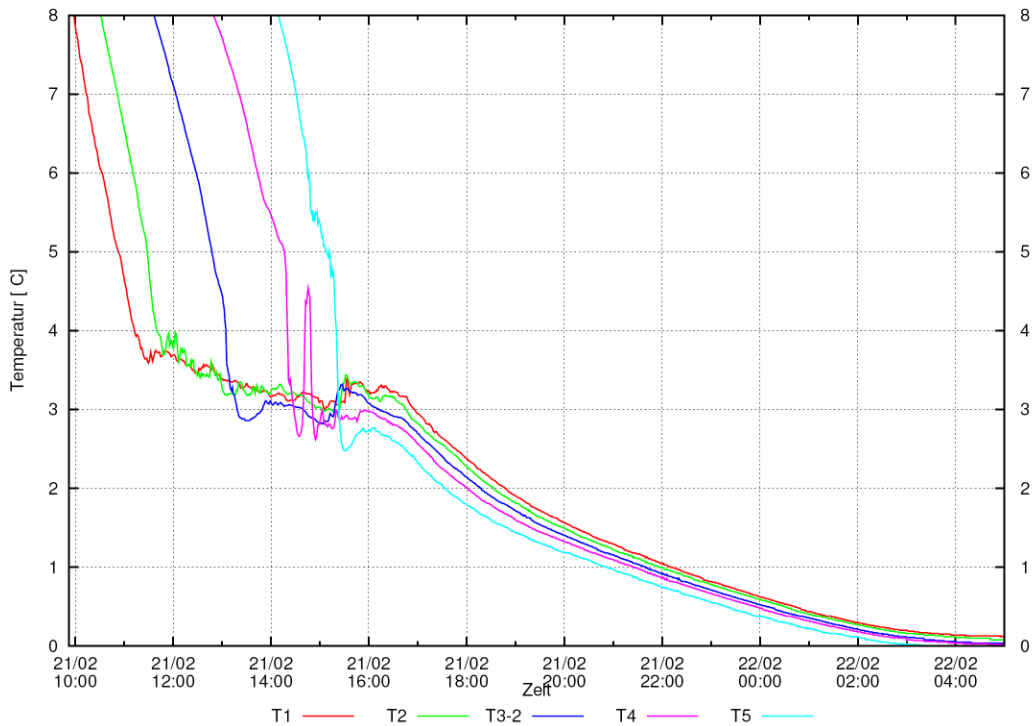


Abbildung 6: Speicharentladung bis zum Phasenwechsel

Im Latentbereich des Wassers, also beim Phasenübergang von flüssig nach fest, können 335 kJ/kg entzogen werden ohne dass eine Temperaturänderung im Wasser festgestellt werden kann. Bei einer Masse des Latentmaterials von 1.200 kg entspricht dies 112 kWh. Im Versuch zeigte sich diese Phase im Messbereich von $-0,1\text{ °C} \dots +0,1\text{ °C}$ (**Abbildung 7**).

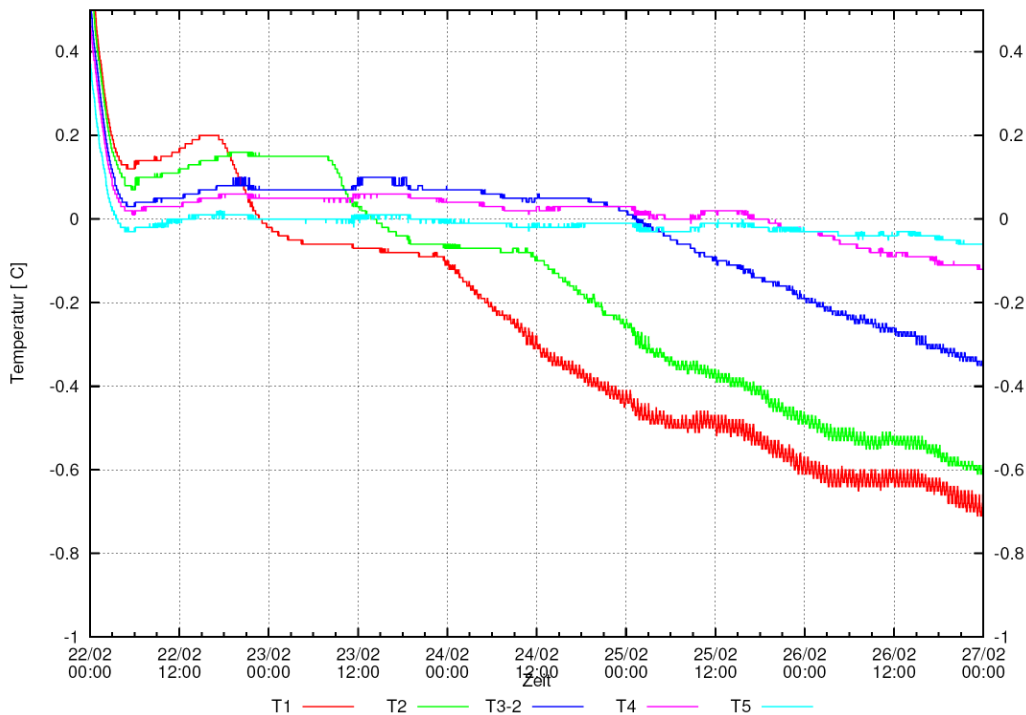


Abbildung 7: Speicharentladung während des Phasenwechsels

Gut zu erkennen ist die stetige Vereisung des Prüflings von unten nach oben. Beginnend mit Sensor T1 verlassen die einzelnen Messwerte den Bereich um 0 °C, d.h. die einzelnen Schichten verlassen den Phasenwechselbereich und nähern sich der Temperatur des Wärmeträgermediums an.

Da sich die Temperatur im Speicher immer stärker der Temperatur des Vorlaufs in den Wärmetauschern (Tu) von -2,5 °C annähert, wird dem System kaum noch Energie entzogen. Um aber den Vereisungsgrad des Speichers zu erhöhen wurde die Vorlauftemperatur in den Wärmetauschern auf einen Sollwert von -6,5 °C eingestellt und der Volumenstrom von 175 l/h auf 220 l/h erhöht (vgl. **Abbildung 8**).

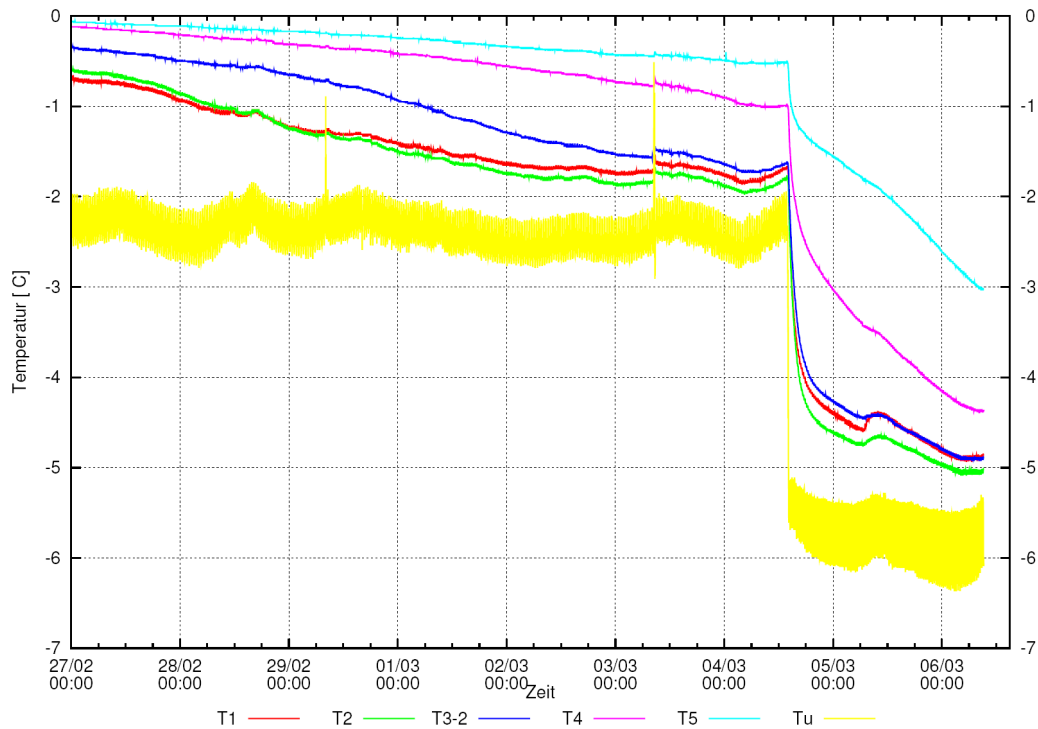


Abbildung 8: Vollständige Speicherentladung

Durch den Entladevorgang und den Phasenübergang des Wassers von flüssig nach fest ändert sich auch seine spezifische Dichte was zu einer Volumenzunahme im Speicher führt (vgl. **Tabelle 2**).

Tabelle 2: Dichte von Wasser und Eis

	Dichte bei 0 °C
Wasser	998 kg/m ³
Eis	917 kg/m ³

Über die Änderung des Füllstands kann mit Kenntnis der Speichergeometrie bzw. mit einer zuvor aufgenommenen Kennlinie die Änderung des Volumens ΔV gegenüber den ursprünglichen Volumen V_0 (komplett flüssiger Zustand bei 0 °C) berechnet werden. Dabei ergibt sich das Gesamtvolumen zu (vgl. **Abbildung 9**):

$$V_{ges} = V_0 + \Delta V = V_{Wasser} + V_{Eis}$$

mit	V_{ges}	[m ³]	Gesamtvolumen Eis + Wasser
	V_0	[m ³]	Speichervolumen bei 0°C (vollständig flüssig)
	ΔV	[m ³]	Volumenzunahme durch Phasenwechsel
	V_{Wasser}	[m ³]	Volumen von Wasser
	V_{Eis}	[m ³]	Volumen der Eisphase

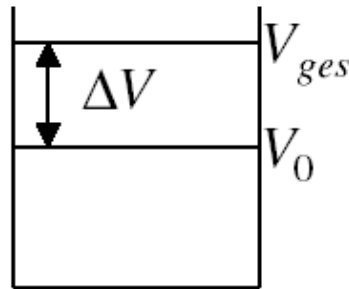


Abbildung 9: Volumenausdehnung im Speicher beim Phasenwechsel

Um das Verhältnis von Eismasse m_{Eis} zu Gesamtmasse m_{ges} darzustellen, wurde eine dimensionslose Verhältniszahl eingeführt, die den Vereisungszustand beschreibt. Der Vereisungsgrad x ist wie folgt definiert:

$$x = \frac{m_{Eis}}{m_{ges}}$$

mit	x	[-]	dimensionsloser Vereisungsgrad
	m_{Eis}	[kg]	Eismasse
	m_{ges}	[kg]	Gesamtmasse Latentmaterial

Im latenten Umwandlungsbereich setzt sich die gesamte Speichermasse aus einem Massenanteil der festen sowie der flüssigen Phase zusammen und kann mit nachstehender Gleichung berechnet werden:

$$m_{ges} = m_{Wasser} + m_{Eis}$$

mit	m_{Eis}	[kg]	Eismasse
	m_{Wasser}	[kg]	Masse der flüssigen Phase
	m_{ges}	[kg]	Gesamtmasse Latentmaterial

Ist das aktuelle Gesamtvolumen V_{ges} und die gesamte Speichermasse m_{ges} im Wärmespeicher bekannt, so kann x wie folgt berechnet werden:

$$x = \frac{\rho_{Eis}}{\rho_{Wasser} - \rho_{Eis}} \cdot \left(\rho_{Wasser} \cdot \frac{V_{ges}}{m_{ges}} - 1 \right)$$

mit	ρ_{Eis}	[kg/m ³]	Dichte von Eis
	ρ_{Wasser}	[kg/m ³]	Dichte von Wasser

Bei Abschluss der Entladephase beträgt die durch die Füllstandsänderung im Latentwärmespeicher bestimmte Volumenzunahme $\Delta V = 110$ l. Durch Kenntnis der Dichten und Gesamtmasse des Systems lässt sich der Vereisungsgrad zu $x = 90$ % bestimmen. Die

Gesamtversuchsdauer bis hin zu dem geschilderten Vereisungsgrad von 90 % beträgt 14 Tage.

Beladung des vereisten Latentwärmespeichers

Unmittelbar nach der Entladung des Speichers wurde mit dem Beladezyklus begonnen. Die Parameter für die Beladung wurden mit einem Volumenstrom von 180 l/h und einer Vorlauf-Soll-Temperatur von 35 °C gewählt. Im Phasenübergang zeigt sich deutlich die gewünschte Beladung des Speichers von oben nach unten anhand des zeitlich versetzten Verlassens der Latentphase von Temperaturschicht 5 nach 1 (vgl. **Abbildung 10**).

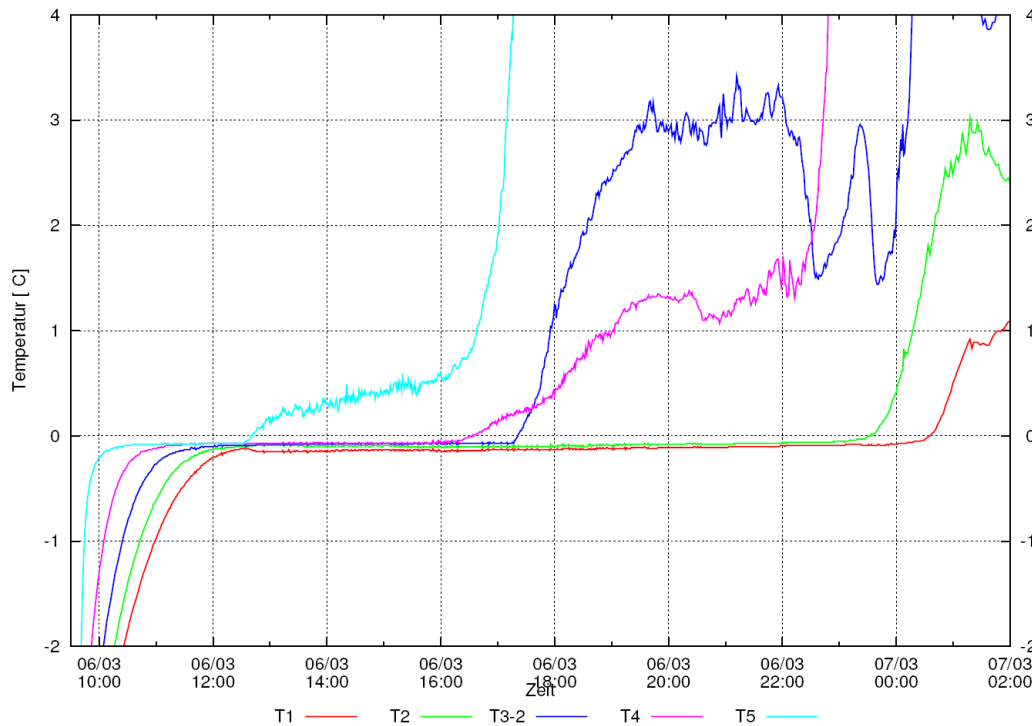


Abbildung 10: Beladung des Latentwärmespeichers

Im sensiblen Temperaturbereich des Latentwärmespeichers (0...100 °C) kann die gewünschte Temperaturschichtung im System sehr deutlich beobachtet werden (vgl. **Abbildung 11**). Durch diese Schichtung wird eine möglichst hohe Temperaturpreizung zwischen Kollektorvor- und -rücklauf erzielt, was unmittelbar zur Erhöhung des solaren Deckungsbeitrags des Gesamtsystems und somit zur positiven ökologisch/ökonomischen Bilanz des Heizungssystems beiträgt.

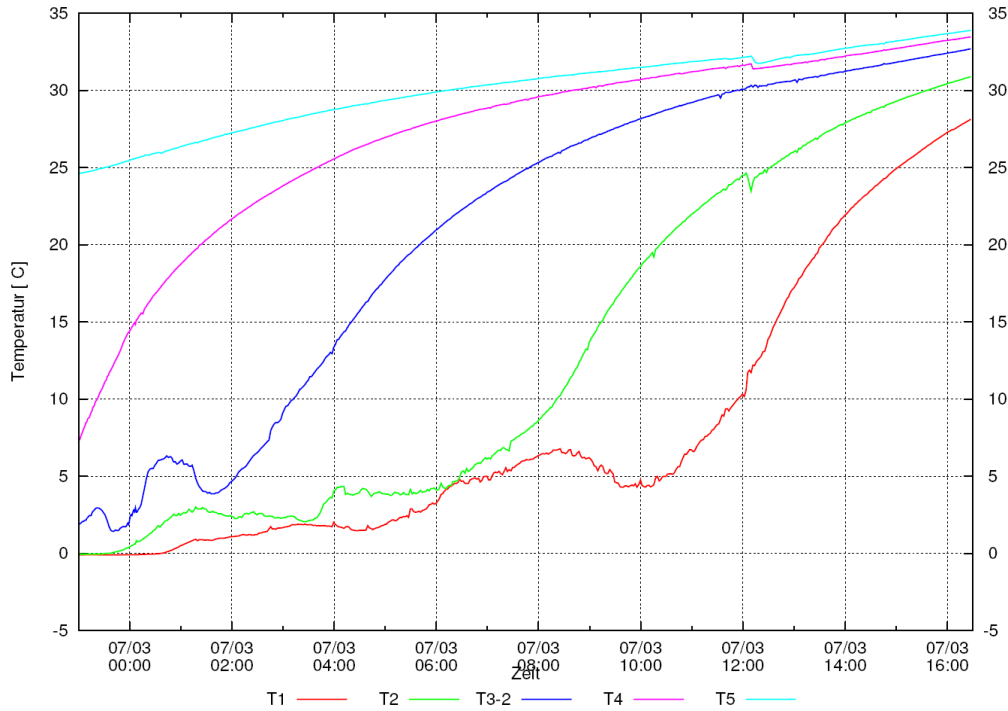


Abbildung 11: Beladung im sensiblen Bereich

Speicherverlustsequenz

Um die Wärmeverluste im Simulationsmodell mit denen im Laborversuch vergleichen zu können, wurde der Verlauf der Speicher-Wärmeverlustkurve bestimmt. Als Ausgangspunkt wurde der Speicher auf eine einheitliche Temperatur von 67 °C aufgeheizt und über 4 Tage ohne Be- und Entladung ausgekühlt (vgl. **Abbildung 12**).

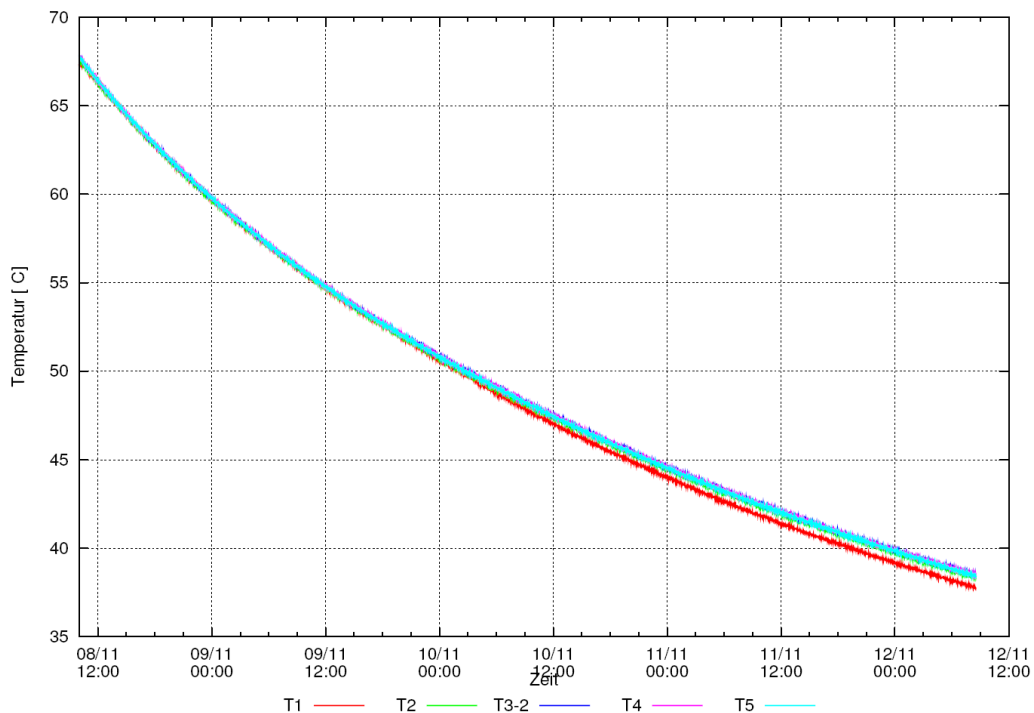


Abbildung 12: Speicherverlustsequenz

Im Messzeitraum sank dabei die Speichertemperatur um 30 °C. Bei genauerer Analyse des Kurvenverlaufs zeigt sich am untersten Temperaturfühler T1 eine stärkere Abkühlung als bei den restlichen Fühlern. Dies kann auf zwei Faktoren zurückgeführt werden. Zum einen stellt sich im Laufe der Messtage langsam eine Temperaturschichtung im Latentspeicher ein und zum anderen ist die Dämmung am Speicherboden aus konstruktiven Gründen schwächer als an Mantel und Decke ausgeführt.

Anhand der Messergebnisse lässt sich der Speicherverlustkoeffizient nach den Maßgaben in DIN ISO 9459-2 bestimmen:

$$U_s = \frac{\rho_w * c_{p,w} * V_s}{\Delta t} * \ln \left[\frac{T_i - T_{amb,av}}{T_f - T_{amb,av}} \right]$$

mit	U_s	[W/K]	Speicherverlustkoeffizient
	ρ_w	[kg/m ³]	Dichte von Wasser
	$c_{p,w}$	[J/kgK]	spez. Wärmekapazität von Wasser
	V_s	[m ³]	Speichervolumen
	Δt	[s]	Versuchsdauer
	T_i	[°C]	Speichertemperatur bei Versuchbeginn
	T_f	[°C]	Speichertemperatur bei Versuchende
	$T_{amb,av}$	[°C]	Durchschnittliche Umgebungstemperatur

Für die Berechnung des Speicherverlustkoeffizienten werden die mittleren Werte der Dichte ($\rho_w = 986 \text{ kg/m}^3$) und der Wärmekapazität ($c_{p,w} = 4,182 \text{ kJ/kgK}$) von Wasser im Prüfzeitraum bestimmt und zur Berechnung herangezogen.

$$U_s = \frac{986 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 4,182 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 1,2 \text{m}^3}{339985 \text{s}} * \ln \left[\frac{67,75^\circ\text{C} - 17,72^\circ\text{C}}{38,36^\circ\text{C} - 17,72^\circ\text{C}} \right] = 12,9 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Im realen Einsatzfall wird der Speicherverlustkoeffizient weit niedriger ausfallen, da die verwendete Isolierung optimiert und an die Speichergeometrie angepasst werden kann. Zudem ist der Prototyp so gestaltet, dass jederzeit der Speicherdeckel entfernt werden kann, dadurch erhöht sich der Wärmeverlust zusätzlich. Ein weiterer Grund für die höheren Wärmeverluste des Speichers als bei konventionellen Warmwasserspeichern liegt in seiner Geometrie. Der quaderförmige Speicher hat bei gleichem Fassungsvermögen eine größere Oberfläche als ein zylindrisch geformter Speicher.

3.1.2. Modellierung des Niedertemperatur-Latentwärmespeichers

Es wurde eine umfangreiche Recherche zu Latentwärmespeichern im Allgemeinen und solchen auf Wasserbasis im Speziellen durchgeführt, die sich auf die mathematische Beschreibung des Be- und Entladeverhaltens konzentrierte. Für die spätere Umsetzung wurde dadurch u.a. eine zentrale Quelle ausgewählt, die für die Abbildung des Phasenwechselvorgangs im Speicher sehr wichtig war (siehe unten).

3.1.2.1. Erstellung eines Software-Moduls

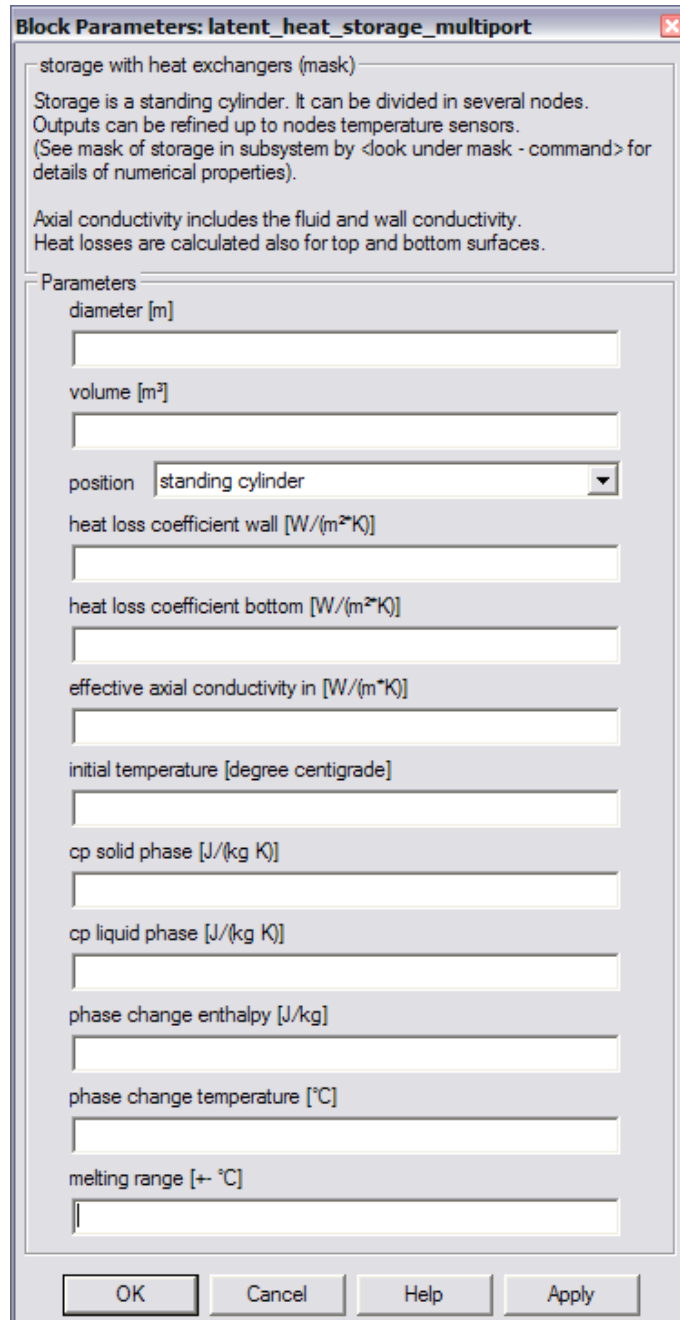
Für die Simulationen im Rahmen des vorliegenden Forschungsprojekts wurde das CARNOT-Blockset¹ auf der Softwareplattform Matlab®/Simulink® verwendet. Seit seiner Entstehung im Jahr 1999 am SIJ wurde das Blockset in verschiedenen Projekten zum Einsatz gebracht und im Zuge dessen auch stetig erweitert.

Im vorliegenden Forschungsprojekt wurde ein Softwaremodul für einen Latentwärmespeicher benötigt, das noch nicht im CARNOT-Blockset verfügbar war. Abweichend von den Ankündigungen im Projektantrag wurde nicht ein bereits am SIJ bestehendes Modul für einen Paraffin-Latentwärmespeicher verwendet, da dieses Modell nicht an die Bedürfnisse im Projekt angepasst werden konnte. Stattdessen wurde das Simulationsmodul für den Latentwärmespeicher auf der Basis des bestehenden Moduls für einen Schichtenspeicher entwickelt. Dabei konnten Großteile des Quellcodes des Schichtenspeichermoduls übernommen werden, die Energiebilanz musste jedoch um die Vorgänge beim Phasenwechsel erweitert werden.

Nach einer umfangreichen Literaturrecherche wurde ein Rechenmodell nach [Feu/Ste FB97] verwendet. Demnach kann die Energiebilanz in einem System mit Phasenwechselvorgängen durch eine Variation der spezifischen Wärmekapazität des Phasenwechselmediums im Bereich des Gefrierpunktes derart beeinflusst werden, dass bei der Entladung des Systems ein dem latenten Wärmeinhalt des jeweiligen Füllvolumens entsprechendes „Mehr“ an Wärme entzogen wird. Das System kühlt bei dieser Vorgehensweise jedoch nicht merklich ab, was der Begrifflichkeit latente Wärme (also nicht fühlbare Wärme) entspricht. Gleichmaßen muss beim Beladen des Systems dasselbe „Mehr“ an Wärme bei gleich bleibendem Temperaturniveau zugeführt werden.

Dieser Algorithmus wurde für das Softwaremodul des Latentwärmespeichers erfolgreich angewendet. Das somit neu entstandene Softwaremodul wurde in das CARNOT-Blockset integriert und mit einer Parametereingabemaske versehen. In diese Maske müssen neben Angaben zum Speicher und dessen Isolierung auch die für das Rechenmodell notwendigen Parameter für das verwendete Phasenwechselmedium eingetragen werden (vgl. **Abbildung 13**).

¹ CARNOT: Das „Conventional And Renewable eNergy systems OpTimization Blockset“ wurde im Jahr 1999 am SIJ entwickelt und wurde als ergänzende Programmbibliothek für MATLAB®/SIMULINK® konzipiert. Es eignet sich vorrangig zur Simulation thermischer Systeme unter Verwendung erneuerbarer Energiequellen.



Block Parameters: latent_heat_storage_multiport

storage with heat exchangers (mask)

Storage is a standing cylinder. It can be divided in several nodes.
Outputs can be refined up to nodes temperature sensors.
(See mask of storage in subsystem by <look under mask - command> for details of numerical properties).

Axial conductivity includes the fluid and wall conductivity.
Heat losses are calculated also for top and bottom surfaces.

Parameters

diameter [m]

volume [m³]

position standing cylinder

heat loss coefficient wall [W/(m²K)]

heat loss coefficient bottom [W/(m²K)]

effective axial conductivity in [W/(m*K)]

initial temperature [degree centigrade]

cp solid phase [J/(kg K)]

cp liquid phase [J/(kg K)]

phase change enthalpy [J/kg]

phase change temperature [°C]

melting range [+ °C]

OK Cancel Help Apply

Abbildung 13: Eingabemaske des neuen Latentwärmespeichermoduls im CARNOT-Blockset

3.1.2.2. Evaluierung des Software-Moduls

Um in der Systemsimulation belastbare Ergebnisse zu erzielen, musste das neu entwickelte Softwaremodul für den Latentwärmespeicher zunächst evaluiert werden. Bei der Evaluation eines Simulationsmoduls werden in einem Laborversuch mit einem entsprechenden Prüfling unter vorher exakt mit dem Simulationsmodul abgestimmten Rahmenbedingungen Versuchsreihen durchgeführt. Deren Ergebnisse werden mit jenen aus der Simulation verglichen. Erst wenn die Ergebnisse von Laborversuch und Simulation in charakteristischen Kriterien übereinstimmen, gilt das Simulationsmodul als evaluiert.

Die möglichen charakteristischen Kriterien für die Evaluierung des Latentwärmespeichermoduls waren:

- Übereinstimmung der Knotentemperaturen, also der Temperaturen in vorher eindeutig definierten vertikalen Schichten im Speicher sowohl in der Messung als auch in der Simulation,
- Übereinstimmung der Rücklauftemperatur des Kältemittels aus dem Speicher und
- Übereinstimmung der dem Speicher über den Kältemittelkreislauf entzogenen bzw. zugeführten Wärmemenge über einen bestimmten Zeitraum betrachtet.

Das Simulationsmodul arbeitet auf Basis einer Energiebilanz in der die Temperaturen je Schicht als konstant angenommen werden. Dadurch konnten die exakten Vorgänge beispielsweise an den Wärmetauscherplatten nicht nachgebildet werden. Somit konnte das erstgenannte Kriterium nicht erfüllt werden. Der direkte Vergleich der Knotentemperaturen ergab in diesem Fall keinen Aufschluss über die Güte des Simulationsmoduls.

Von sehr viel größerer Bedeutung hingegen waren die beiden anderen Kriterien. Durch die Überprüfung der dem Speicher entzogenen Wärmemenge über den Versuchszeitraum ließ sich die Genauigkeit der im Speicher durchgeführten Energiebilanz feststellen. Der für den Phasenwechsel angewandte Algorithmus nach [Feu/Ste97] konnte somit verifiziert werden.

Der Vergleich der Rücklauftemperatur aus dem Speicher war darüber hinaus besonders zu beachten, da das Temperaturniveau des Kältemittels im Speicherrücklauf einen großen Einfluss auf die Performance der nachgeschalteten Komponente hat. Dies sind im Systemsimulationsmodell einerseits das Kollektorfeld bei einer Beladung des Latentwärmespeichers und andererseits die Wärmepumpe bei einer Entladung des Speichers. Unrealistische Quelltemperaturen würden die Effizienz dieser beiden Komponenten bedeutend verändern (sowohl Über- als auch Unterbewertungen sind möglich). Dies würde die Verwertbarkeit des gesamten Systemsimulationsmodells in Frage stellen.

Bei der Evaluation des Simulationsmoduls für den Latentwärmespeicher wurden die Messdaten aus dem Laborversuch eingelesen (Vorlauftemperatur im Kältemittelkreislauf, Massenstrom im Kältemittelkreislauf und die Umgebungstemperatur) und dem Simulationsmodell als Randbedingungen aufgeprägt. Dadurch konnten in der Simulation dieselben Umgebungsbedingungen verwendet werden wie im Laborversuch, wodurch ein Vergleich der Ergebnisse aus Messung und Simulation überhaupt erst zulässig war.

Die **Abbildung 14** und **Abbildung 15** zeigen die Rücklauftemperatur aus dem Speicher im Laborversuch (hellblaue Kurven) und im Vergleich dazu die simulierte Rücklauftemperatur im Kältemittelkreislauf (dunkelblaue Kurven) einmal für den Einfrierversuch (**Abbildung 14**) und einmal für den Schmelzversuch (**Abbildung 15**). Beim Einfrierversuch ist eine sehr hohe Übereinstimmung von simulierter und gemessener Kurve zu erkennen. Mit einer maximalen Abweichung von ca. 0,3 °C am Tag 10 des Versuchs liegt die Abweichung in einem akzeptablen Bereich. Ebenfalls in den **Abbildung 14** und **Abbildung 15** aufgezeigt sind die Vergleiche der im Laborversuch tatsächlich entnommenen Wärmemengen (orange-farbene Kurven) und der simulierten entnommenen Wärmemengen (rote Kurven). Der beinahe deckungsgleiche Verlauf beim Einfrierversuch (**Abbildung 14**) zeigt, dass der verwendete Algorithmus für den Phasenwechsel dem realen Verhalten im Einfrierverhalten sehr nahe kommt.

Beim Schmelzversuch sind bezüglich der Rücklauftemperaturen aus dem Speicher jedoch teilweise deutliche Abweichungen von ca. 4,5 °C zwischen gemessener und simulierter Kurve zu erkennen. Eine Erklärung hierfür ist, dass im Laborversuch die Eisschichten unmittelbar an den Wärmetauschergeometrien zuerst schmelzen, wenn die Wärmetauscherplatten mit heißem Fluid durchströmt werden. Durch natürliche Konvektion kommt es dann im Speicherinneren zu einem weiteren Schmelzen des „Resteises“, welches in Form von kleinen Säulen zwischen den Wärmetauschergeometrien im Schmelzwasser schwimmt. Durch die wärmeren Fluidschichten an den Wärmetauscherplatten, ergeben sich im Laborversuch auch höhere Rücklauftemperaturen aus dem Speicher. Eine wieder-

rum sehr hohe Übereinstimmung lässt sich indes beim Vergleich der zugeführten Wärmemengen feststellen (rote und orangefarbene Kurven).

Diese Erkenntnisse bestätigen die bei der Benennung der charakteristischen Kriterien auf Seite 23 genannten Erwartungen. Der verwendete Algorithmus macht auf die Energiebilanz bezogen keine nennenswerten Fehler. Er kann jedoch nicht dazu verwendet werden, die Vorgänge im Speicherinneren realistisch abzubilden (vor allem die konvektiven Vorgänge der Wärmeübertragung). Hierfür wäre eine weitere Modifikation des dem Speichermodell zugrunde liegenden C-Codes notwendig, welche die Schichten des Speichers nicht mehr als konstant setzen würde.

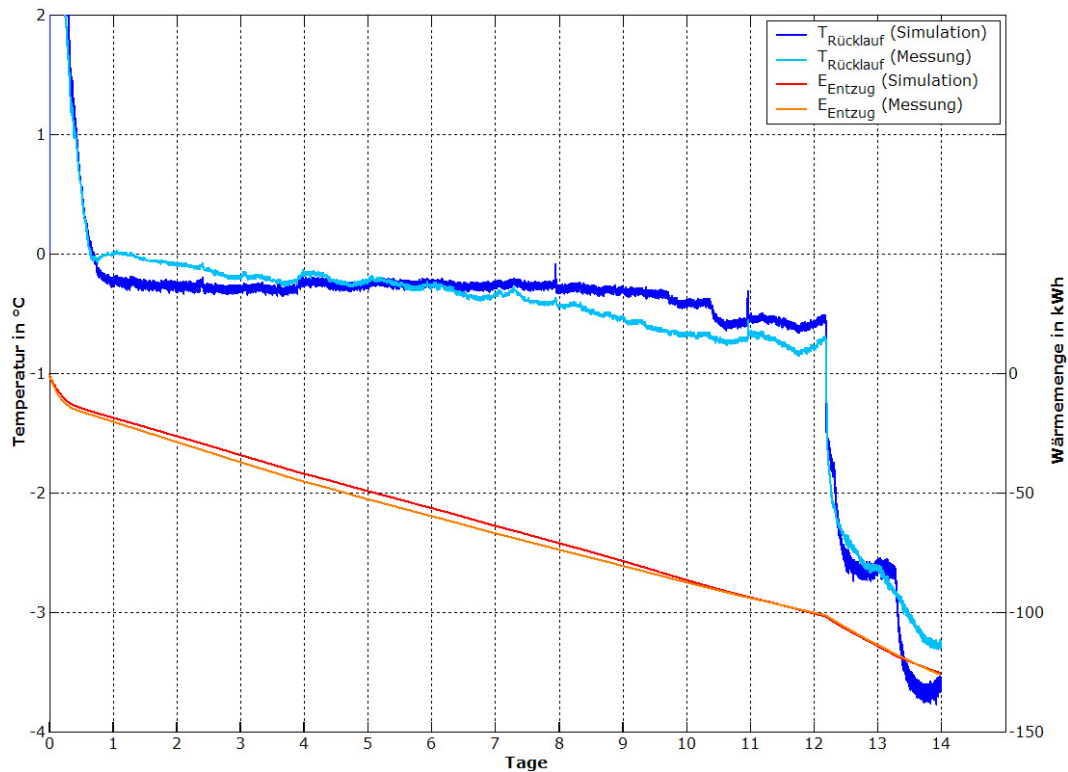


Abbildung 14: Evaluation des Latentwärmespeichermoduls anhand des Einfrierversuchs

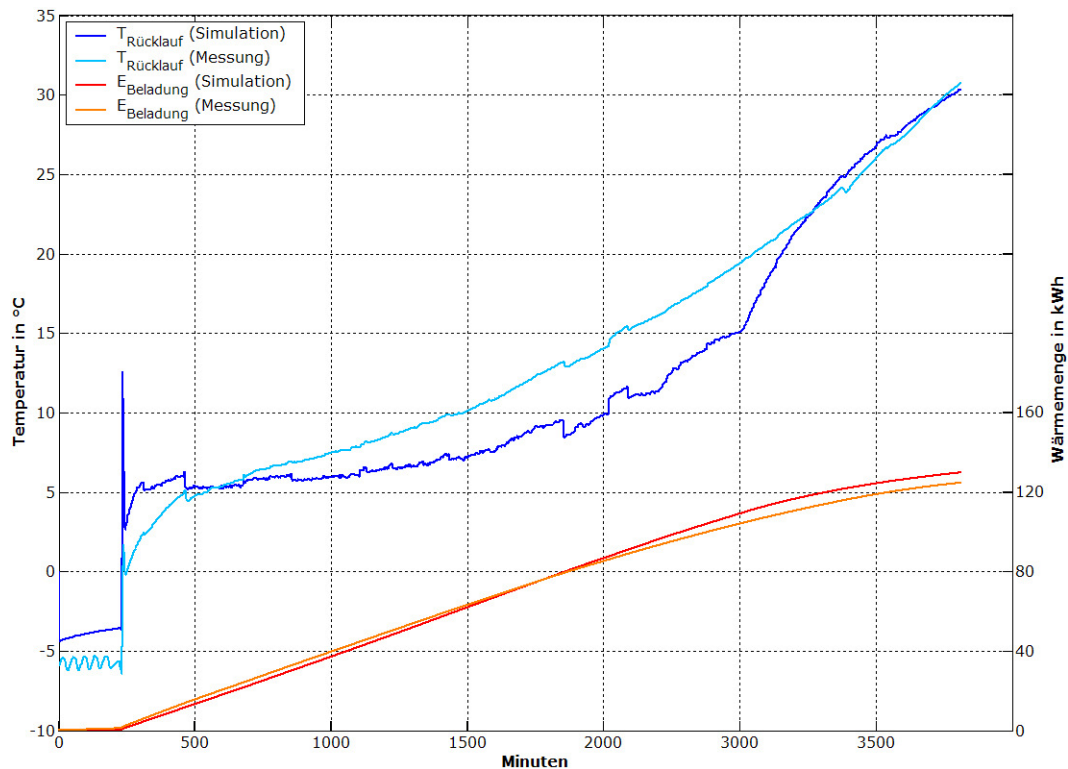


Abbildung 15: Evaluation des Latentwärmespeichermoduls anhand des Schmelzversuchs

Über das Simulationsmodell konnte somit die Qualität des Wärmetauschers im Latentwärmespeicher bestimmt werden. Bei einer verbauten Wärmetauscherfläche von 22 m² und einer aus der Evaluation des Simulationsmodells ermittelten spezifischen Übertragungsleistung von 300 W/K ergibt sich ein Wärmeübertragungskoeffizient für den Wärmetauscher von

$$ua_{WT} = 13,63 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}).$$

Dieser Wert wurde in der Folge zugrunde gelegt und im Gesamtsimulationsmodell für alle durchgeführten Simulationen für das Feldtestobjekt und Systeme an anderen Standorten übernommen.

3.2. Gebäudeheizungssystem

3.2.1. Feldversuch:

Durchführung von Messungen im Feldtestobjekt und Auswertung der Ergebnisse

Um mit dem neuartigen Heizungssystem in der Praxis Erfahrungen zu sammeln und grundlegende Optimierungsarbeiten durchzuführen, wurde vom Projektpartner *Ratio-therm* ein Einfamilienhaus in der Nähe von Crailsheim mit dem Gebäudeheizungssystem ausgestattet (vgl. **Abbildung 16**). Das neu errichtete Gebäude verfügt über 277 m² beheizte Wohnfläche und wurde mit Wärmepumpenheizung und Wasser/Eis-Latentwärmespeicher ausgestattet. Bei dem Latentwärmespeicher handelt es sich um zwei im Erdreich vergrabene, nicht isolierte Wasserzisternen mit einem Gesamtvolumen von 6.300 l.

Zusätzlich zur Wärmepumpe und einem Flachkollektorfeld mit ca. 45 m² Kollektorfläche kann mittels eines im Kachelofen installierten Wärmetauschers der zur Kurzzeitwärmespeicherung eingesetzte Schichtenspeicher mit 1.300 l Speichervolumen versorgt werden.



Abbildung 16: Südwest- und Südostansicht des Feldtestobjektes

Die energetische Vermessung der Anlage konzentrierte sich auf die Erfassung der Energieströme an Heizungs- bzw. Warmwasserverbraucher, Solarsystem, Wärmepumpe, zusätzlichem Kachelofen sowie Schichten- und Latentwärmespeicher, sodass eine komplette Bilanzierung des gesamten Systems möglich war.

Die eingesetzte Messtechnik umfasste dabei hochwertige Durchflussmessgeräte zur Bestimmung des Volumenstroms in den mit Wasser bzw. mit Wasser-Glykollmischung durchströmten Kreisläufen sowie Temperaturmesstechnik im jeweiligen Vor- und Rücklauf zur Bestimmung der umgesetzten Wärmemengen (vgl. **Abbildung 17**). Zusätzlich wurden die elektrische Energieaufnahme der Wärmepumpe, die Außenluftzustände inklusive Solarstrahlung sowie die Temperatur im Heizungsraum und im Erdreich um die Latentwärmespeicher erfasst.

Die Datenspeicherung erfolgte direkt in eine Datenbank. Das Auslesen der Datenbank wurde Vorort vorgenommen. Die Messstellen im Feldtest wurden mit dem Simulationsmodell abgestimmt, um eine Evaluierung zu ermöglichen.

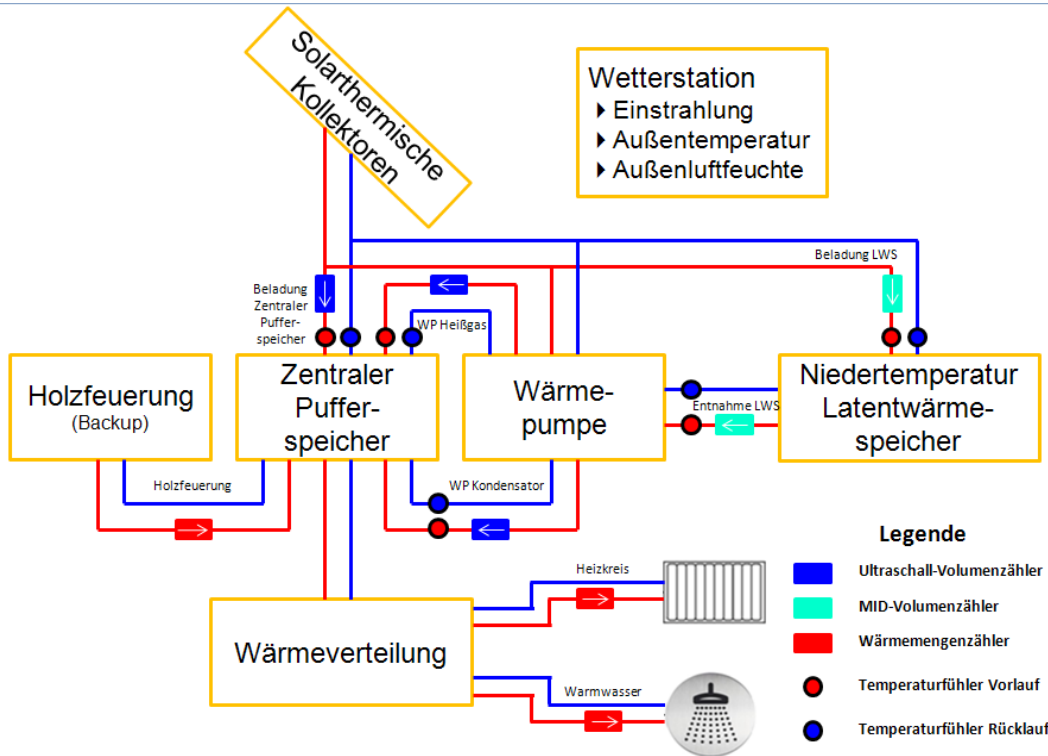


Abbildung 17: Schematische Positionierung der Messfühler im Heizungssystem

Um die Temperaturen des Warmwassers und des Heizkreises im Schichtspeicher zu erfassen wurde in 140 cm und 170 cm Höhe je ein Temperaturfühler eingebracht (vgl. **Abbildung 18**).

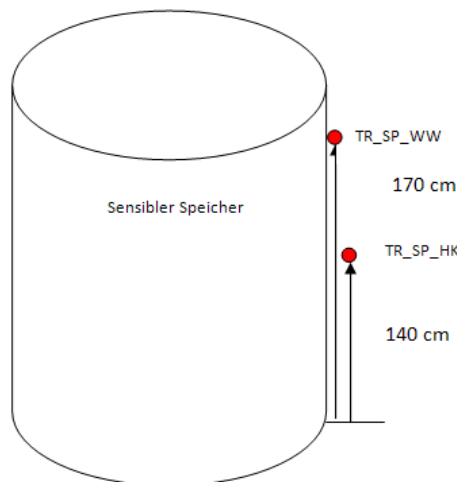


Abbildung 18: Positionierung der Messfühler im sensiblen Speicher

Zur Erfassung der Erdreichtemperaturen wurden im Abstand von jeweils 60 cm Temperaturfühler in 100 cm Tiefe in unmittelbarer Nähe des Latentwärmespeichers verbaut (vgl. **Abbildung 19**).

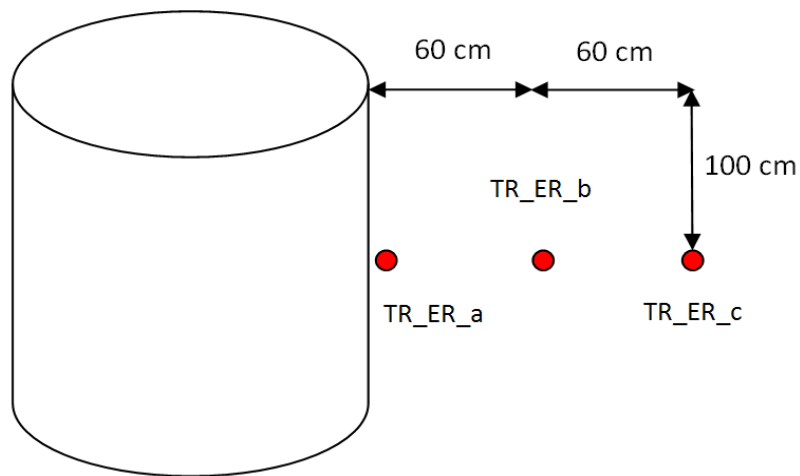


Abbildung 19: Positionierung der Messfühler im Erdreich

Die Auswertung durch das *KOMPETENZZENTRUM SOLARTECHNIK* der *Fachhochschule Ingolstadt* wurde in folgenden Bereichen durchgeführt:

1. Erwärmung des Latentwärmespeichers
2. Auftauvorgang des Latentwärmespeichers / Beladung Latentwärmespeicher
3. Erdreichtemperaturen
4. Beladung Schichtspeicher durch Solaranlage / Wärmepumpe
5. Hydraulikprobleme / Auffälligkeiten
6. Energiebilanzen

Erwärmung des Latentwärmespeichers

Da der Niedertemperatur-Latentwärmespeicher durch die Solaranlage erwärmt und damit beladen wird, werden die Einstrahlung und die Vor- und Rücklauftemperaturen der Solaranlage an einem beispielhaften Messtag näher betrachtet.

Anhand **Abbildung 20** (Messtag: 17.01.2009) zeigt sich, dass trotz mäßiger Einstrahlung eine deutliche Erhöhung des Temperaturniveaus des Latentwärmespeichers durch die Solaranlage erreicht wird. Somit wird die Nutzung der Solarkollektoren auf sehr geringem Temperaturniveau, unter der Außentemperatur, ermöglicht. Um 13:30 Uhr erzielt die Solaranlage eine maximale Temperaturerhöhung zwischen Vor- und Rücklauftemperatur von 21,6 K. Die mittlere Außentemperatur liegt in diesem Fall bei ca. +8 °C, die mittlere Kollektortemperatur bei ca. +5 °C. Um 11:00 Uhr zeigt sich eine Temperaturerhöhung von 9,9 K bei einer mäßigen Einstrahlung von knapp 200 W/m², wobei die Außentemperatur unter 0 °C liegt.

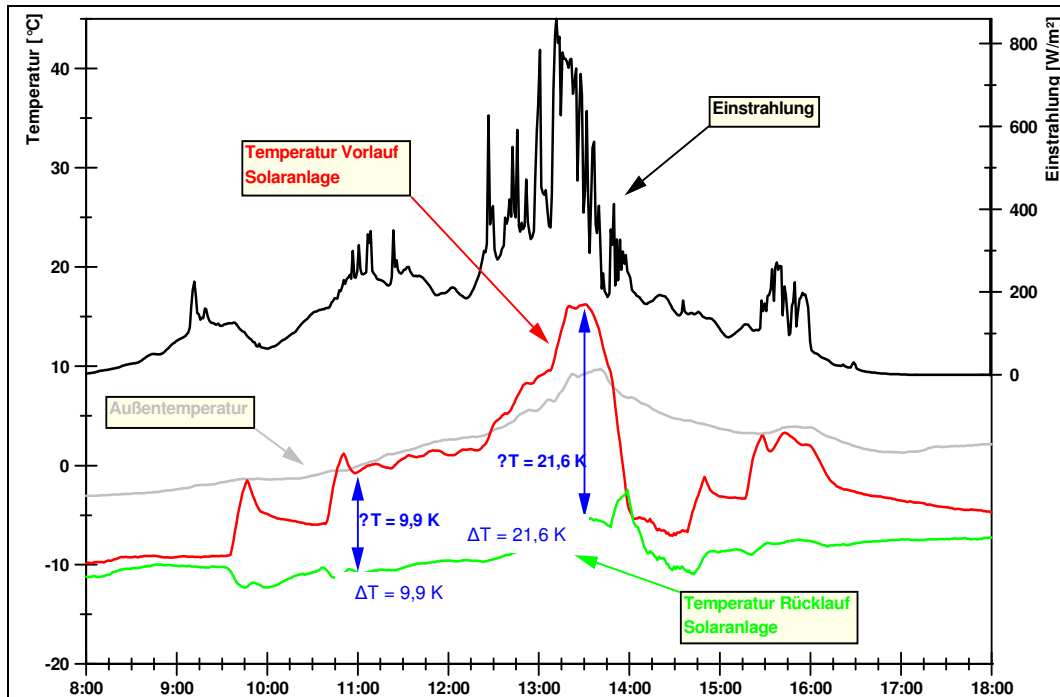


Abbildung 20: Erwärmung des Latentwärmespeichers bei mäßiger Einstrahlung (17. Januar 2009)

Abbildung 21 zeigt den 22. Januar 2009. An diesem Tag kann die Einstrahlung auf das Sonnenkollektorfeld als gut beurteilt werden. Die Außentemperatur liegt relativ konstant um den Gefrierpunkt.

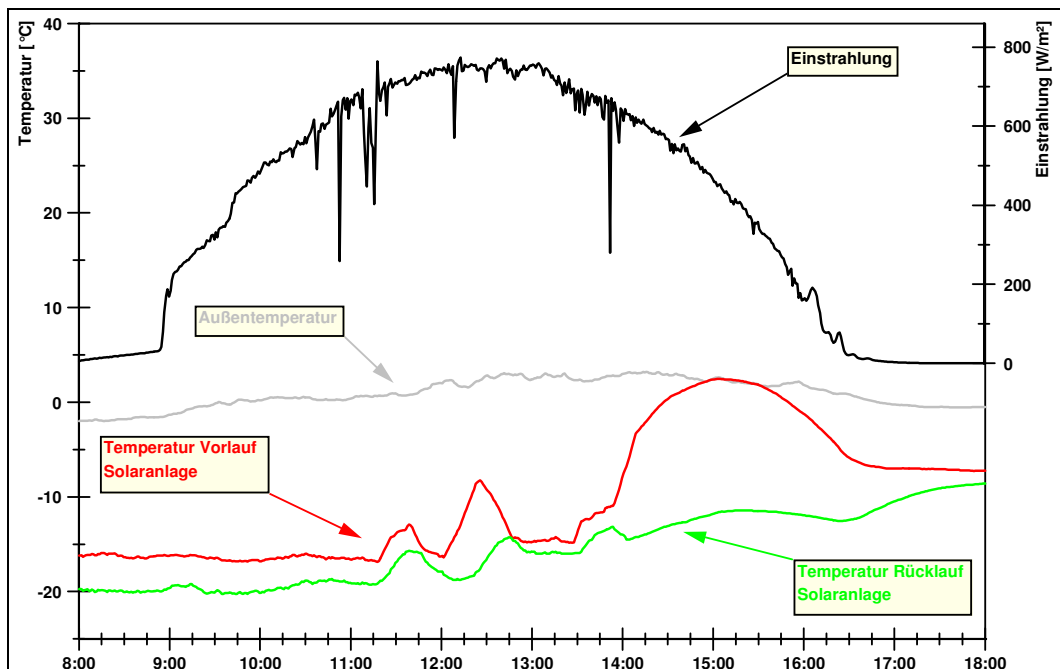


Abbildung 21: Erwärmung des Latentwärmespeichers bei guter Einstrahlung (22. Januar 2009)

Anhand der Verläufe der Vor- und Rücklauftemperatur der Solaranlage zeigt sich, dass es insbesondere in der Zeit von 14:00 bis 16:00 Uhr zu einer Nutzung solarer Wärme im Latentwärmespeicher kommt.

Jedoch findet die Beladung des Latentwärmespeichers nicht über den gesamten Tag statt, wobei gleichzeitig auch keine Beladung des Pufferspeichers erfolgt. Dies ist offen-

bar darauf zurückzuführen, dass die Regelungsstrategie zur wechselseitigen Beladung der Speicher, wie sie beispielsweise in [Tri/Zör ST07, Tri/Zör/Han ES08] beschrieben ist, in der Anlage zum Messzeitpunkt noch nicht vollständig umgesetzt war.

Auftauvorgang des Latentwärmespeichers / Beladung Latentwärmespeicher

Da in den Latentwärmespeicher kein Temperaturfühler eingebracht werden konnte, kann das Auftauen des Latentwärmespeichers nur anhand der Vor- und Rücklauftemperaturen bei der Entnahme aus dem Latentwärmespeicher beobachtet werden. Eine repräsentative Vorlauftemperatur und damit Latentwärmespeichertemperatur stellt sich beim Betrieb der Wärmepumpe während der Nacht ein, da zu diesem Zeitpunkt kein Eintrag solarer Wärme stattfindet.

Zur Darstellung des Auftauvorganges im Latentwärmespeicher wird der Zeitraum vom 6. April 2009 bis 9. April 2009 betrachtet. In dieser Zeit findet ein Auftauvorgang des Latentwärmespeichers statt und es kommt zur Beladung des Speichers mit solarer Wärme während der Tage des Betrachtungszeitraumes.

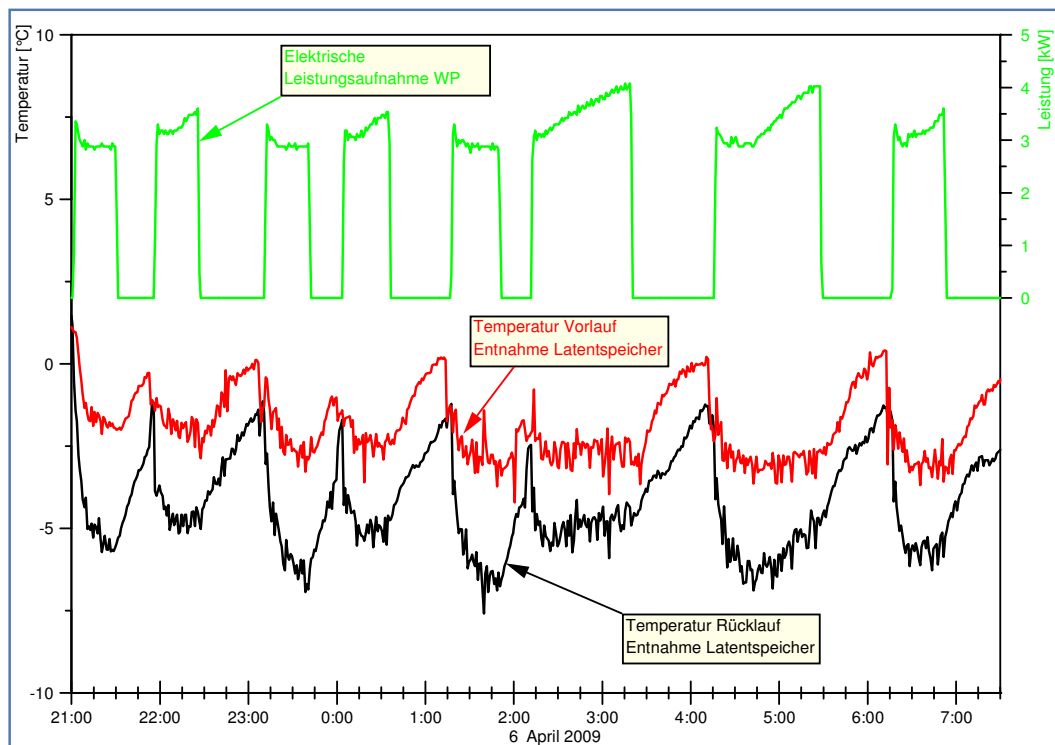


Abbildung 22: Auftauvorgang Latentwärmespeicher (6. April 2009)

Am 6. April 2009 ist die Vorlauftemperatur bei der Entnahme aus dem Latentspeicher unter dem Gefrierpunkt. Dies zeigt, dass der Latentwärmespeicher noch im gefrorenen Zustand ist. Das Ansteigen der Vor- und Rücklauftemperatur während der Standzeiten der Wärmepumpe ist darauf zurückzuführen, dass sich die Wasser-Glykollmischung im Entnahmekreis durch die höhere Umgebungstemperatur erwärmt (vgl. **Abbildung 22**).

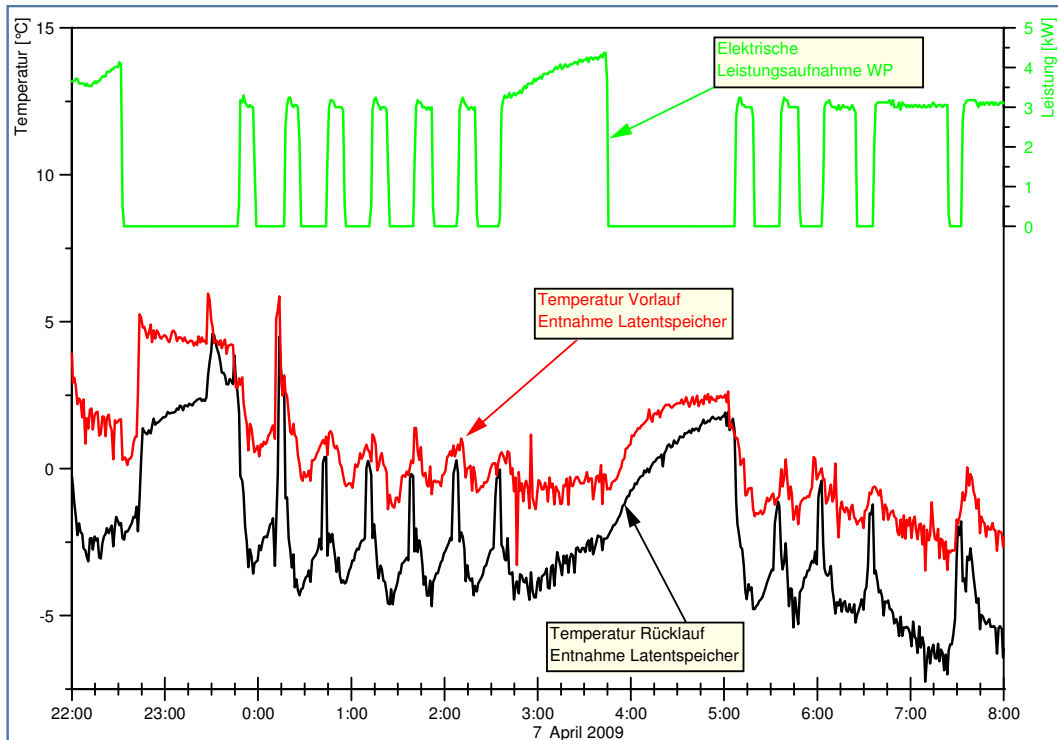


Abbildung 23: Auftauvorgang Latentwärmespeicher (7. April 2009)

Am 7. April 2009 liegt die Vorlauftemperatur bei der Entnahme aus dem Latentwärmespeicher um den Gefrierpunkt. Allerdings sinkt die Vorlauftemperatur im Laufe der Nacht (ab 5:30 Uhr) durch Entnahme von Wärme durch die Wärmepumpe wieder unter den Gefrierpunkt. In **Abbildung 23** wird ersichtlich, dass sich der Latentwärmespeicher im Zeitraum von 0:00 Uhr bis 5:30 Uhr in latenter Phase befindet.

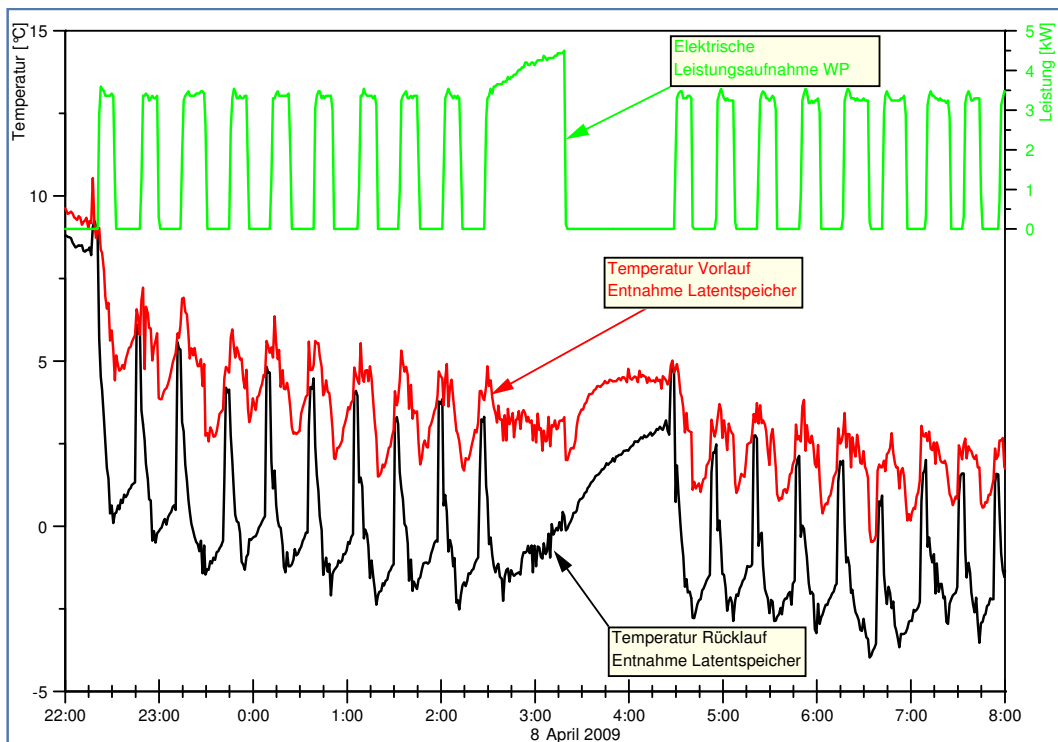


Abbildung 24: Auftauvorgang Latentwärmespeicher (8. April 2009)

Durch Wärmeeintrag der Solaranlage in den Latentwärmespeicher während des 7. April ist der Latentwärmespeicher aufgetaut (vgl. **Abbildung 24**). Dies wird daran ersichtlich, dass die Vorlauftemperatur bei der Entnahme aus dem Latentwärmespeicher deutlich größer als 0 °C ist.

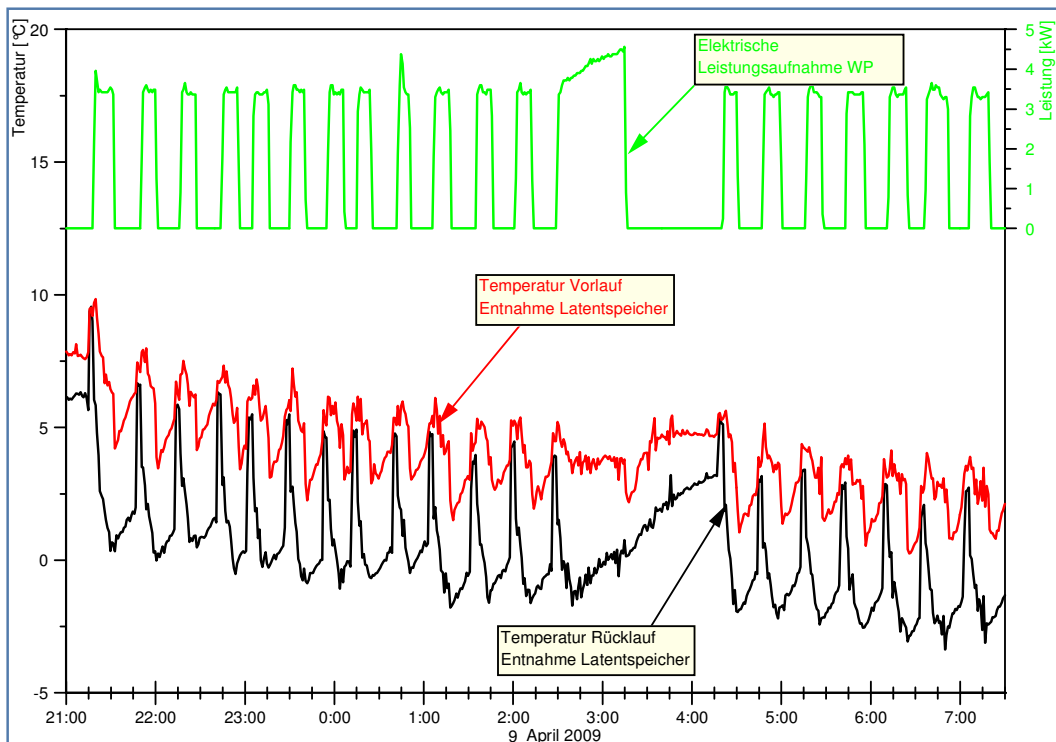


Abbildung 25: Auftauvorgang Latentwärmespeicher (9. April 2009)

Abbildung 25 zeigt, dass der Latentwärmespeicher weiterhin aufgetaut bleibt, obwohl dem Speicher durch die Wärmepumpe Wärme entzogen wird. Somit wird der latente Zustand nicht mehr erreicht. Letztlich ist festzustellen, dass sich der Latentwärmespeicher nur in einem sehr kurzen Zeitraum (7. April 2009) im Phasenwechsel befindet. Dies ist auf das verhältnismäßig geringe Volumen des Latentwärmespeichers von nur 6.300 Litern zurückzuführen.

Erdreichtemperaturen

Ein Gesichtspunkt der Untersuchung sind die Erdreichtemperaturen in der Nähe des Latentwärmespeichers. Anhand der in **Abbildung 19** auf Seite 29 dargestellten Sensorverteilung kann die Lage der einzelnen Temperaturfühler nachvollzogen werden.

Abbildung 26 zeigt, dass die Erdreichtemperatur über den Zeitraum von Mitte Dezember 2008 bis Ende Januar 2009 nahezu konstant bei ca. -2 °C bis -3 °C bleibt. Die Erdreichtemperatur weist auch keinen kurzfristigen Einfluss der Außentemperatur auf.

Da die Erdreichtemperatur konstant unter dem Gefrierpunkt liegt, kommt es in der Umgebung des Latentwärmespeichers offenbar zu keinem ständigen Auftauen und Gefrieren des angrenzenden Erdreiches.

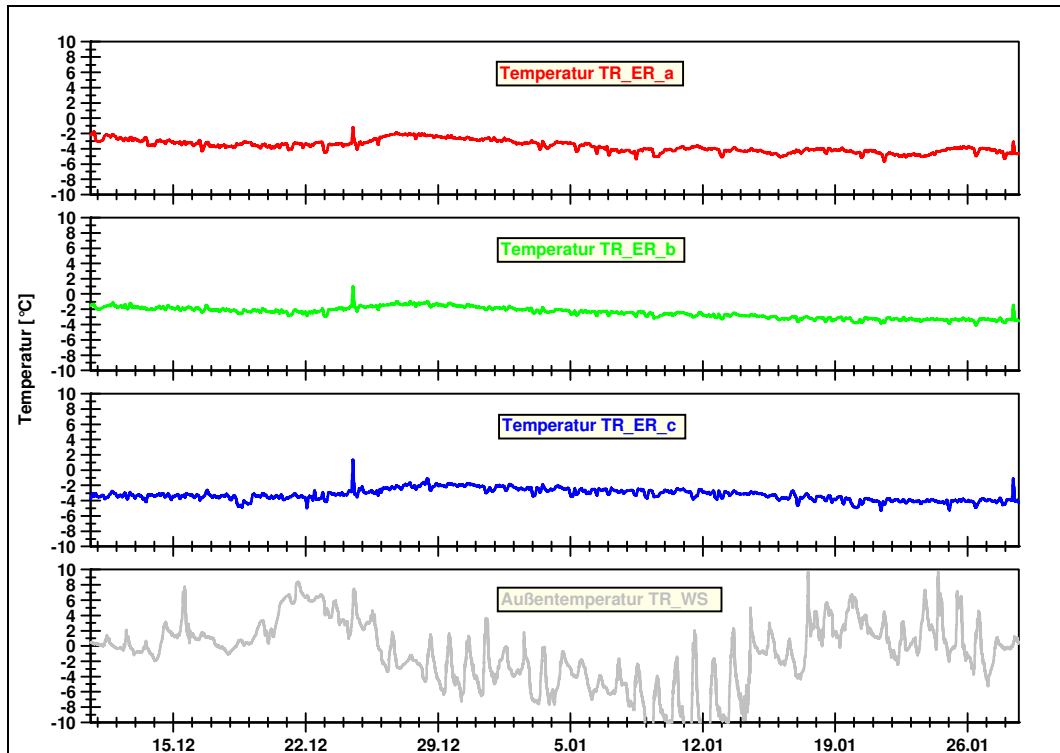


Abbildung 26: Erdreichtemperaturen in Nähe des Latentwärmespeichers (Dez. 2008 bis Jan. 2009)

In **Abbildung 27** ist zu erkennen, dass sich eine geschlossene Schneedecke in unmittelbarer Nähe des Latentwärmespeichers länger hielt als in der weiteren Umgebung. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das gefrorene Latentwärmespeichermedium in das umgebende Erdreich Auswirkungen hat.

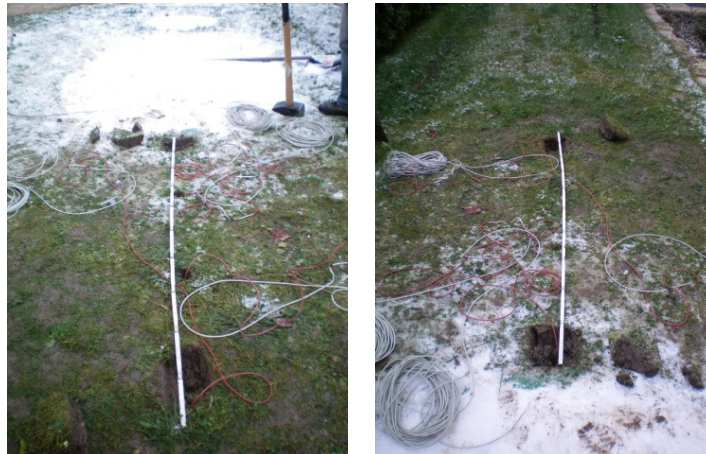


Abbildung 27: Geschlossene Schneedecke um den Latentwärmespeicher

Abbildung 28 zeigt, dass sich der Latentwärmespeicher bis in das Frühjahr weiterhin in gefrorenem Zustand befindet. Das angrenzende Erdreich liegt auf nahezu konstanter Temperatur unter dem Gefrierpunkt, obwohl sich die Außentemperatur annähernd über den gesamten Betrachtungszeitraum über 0 °C befindet.

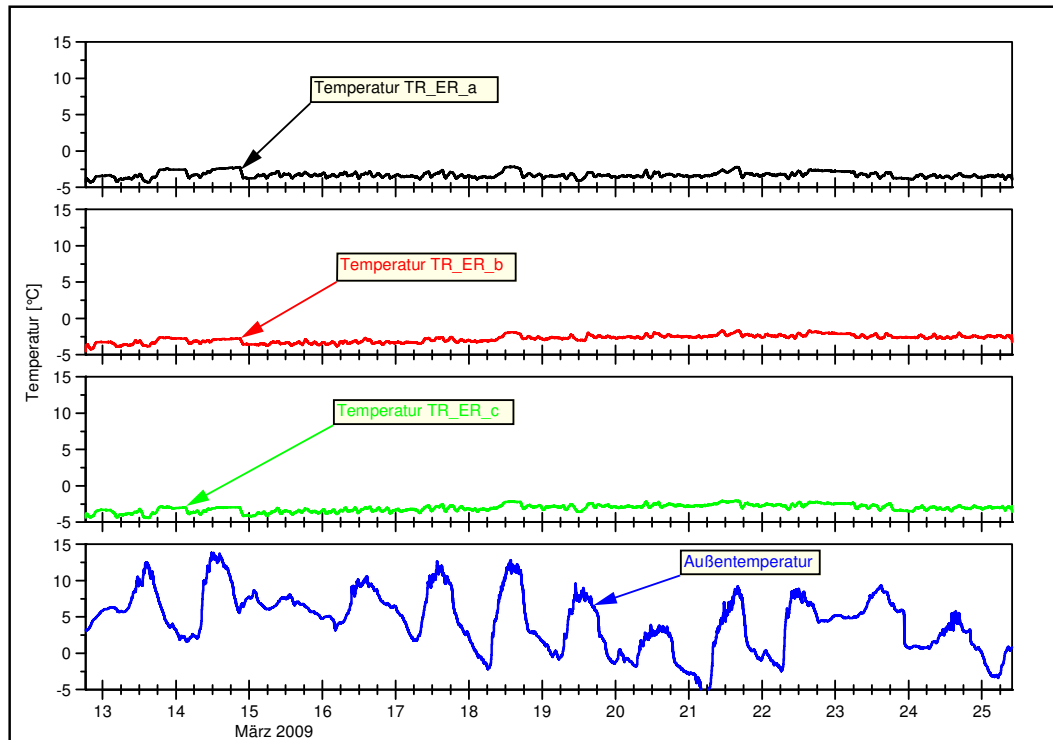


Abbildung 28: Erdreichtemperaturen in Nähe des Latentwärmespeichers (März 2009)

Mitte April 2009 kommt es zum Auftauen des Latentwärmespeichers (vgl. **Abbildung 24**). Dies hat, wie in **Abbildung 29** ersichtlich, auch eine Steigerung der Erdreichtemperatur in unmittelbarer Nähe des Latentwärmespeichers zur Folge. In 60 cm Entfernung vom Latentwärmespeicher (TR_ER_b) ist diese Auswirkung deutlich geringer festzustellen als in direkter Nähe zum Latentwärmespeicher (TR_ER_a). Zudem ist der tageszeitliche Verlauf zwischen Be- und Entladung des Latentwärmespeichers im Tagesgang zu erkennen. Dabei steigt die Erdreichtemperatur in unmittelbarer Nähe zum Latentwärmespeicher (TR_ER_a) während des Tages durch solaren Wärmeeintrag an und sinkt während der Nacht durch Wärmeentzug der Wärmepumpe wieder ab.

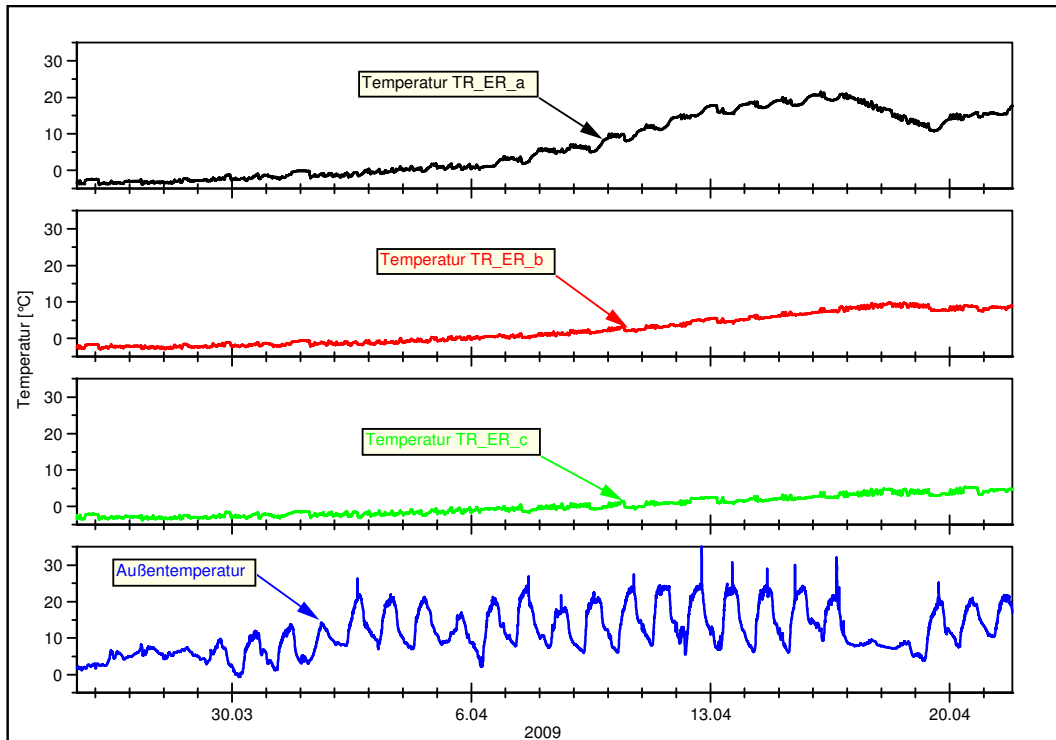


Abbildung 29: Erdreichtemperaturen in Nähe des Latentwärmespeichers (April 2009)

Beladung Schichtspeicher durch Solaranlage / Wärmepumpe

Abbildung 30 zeigt beispielhaft die Beladung des Schichtspeichers mit solarer Wärme (schwarz) am 18. März 2009 von 12:00 Uhr bis 15:00 Uhr. Hierbei wird der Schichtspeicher mit einer maximalen Leistung von 10 kW beladen. Wenn keine Beladung durch die Solaranlage stattfindet wird der Schichtspeicher sowohl durch den Kondensator (grün) als auch durch die integrierte Heißgasauskopplung (rot) der Wärmepumpe beladen.

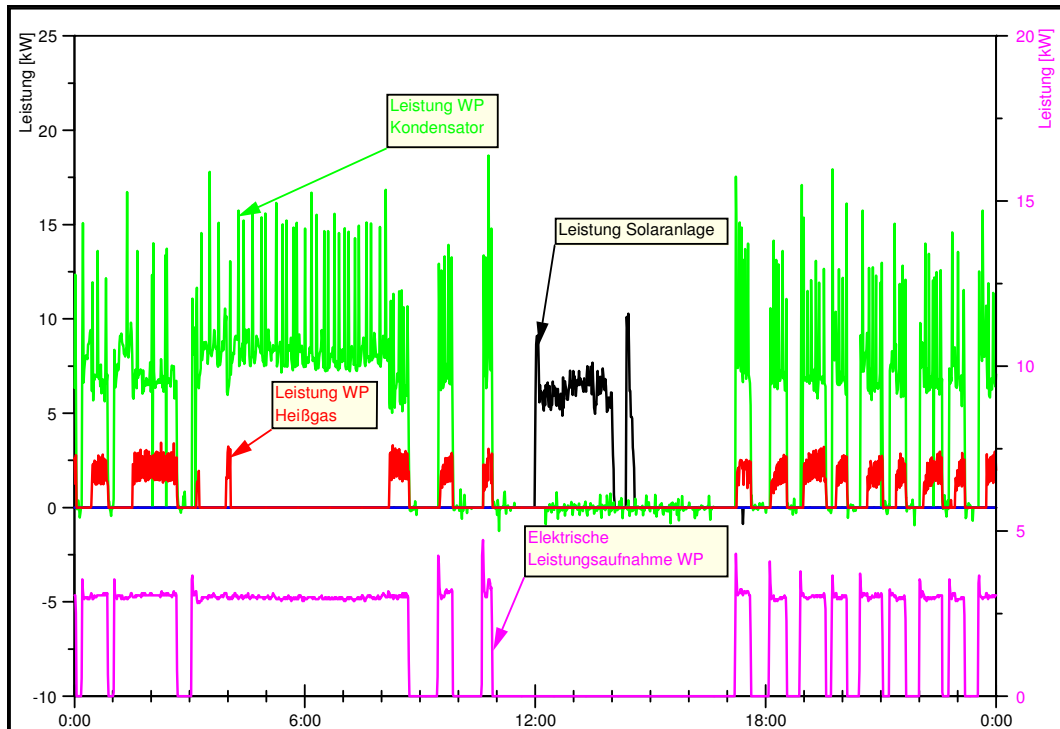


Abbildung 30: Beladung Schichtspeicher (18. März 2009)

Abbildung 31 zeigt eine Steigerung der Temperatur des Heizkreises im Pufferspeicher (blau) durch den Wärmeeintrag der Solaranlage (schwarz). Dadurch kommt es zu einer Temperaturerhöhung auf ca. 40 °C. Aufgrund der Regellogik ist die Solltemperatur im Heizkreis außentemperaturgeführt. Zur Ermittlung der aktuellen Heizkreistemperatur wird ein Temperaturfühler im Pufferspeicher in 140 cm Höhe (Bereitschaftsteil des Heizkreises, blau) herangezogen. Mit sinkender Außentemperatur (rosa) steigt die Solltemperatur an und es kommt zu einer Beladung des Pufferspeichers, falls die Temperatur des Heizkreises diese unterschreitet. Die Beladung des Schichtspeichers durch die Solaranlage wird anhand der Kollektortemperatur geregelt. Bei niedriger Kollektortemperatur wird der Latentwärmespeicher beladen, da das Temperaturniveau für die Beladung des Pufferspeichers zu gering ist. Sobald die Temperatur im Heizkreis die der Solltemperatur unterschreitet erfolgt eine Beladung durch die Wärmepumpe (grün, rot).

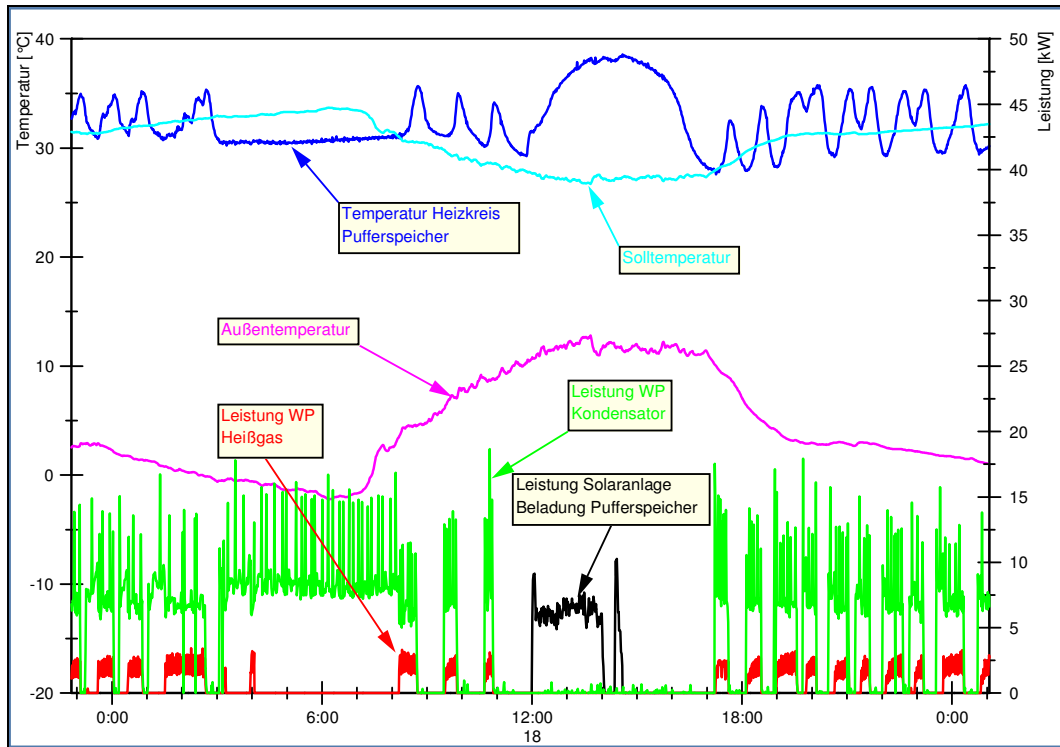


Abbildung 31: Temperaturerhöhung im sensiblen Speicher (18. März 2009)

Hydraulische Probleme im System

Im Rahmen der kontinuierlichen Auswertung wurden unter Anderem auch Probleme im Bereich der Hydraulik identifiziert.

Bei der Entladung des Latentwärmespeichers durch die Wärmepumpe wurde festgestellt, dass es dabei auch zu einem gleichzeitigen Umwälzen des Solarkreises kommt. Dies bedeutet, dass ein ungewollter Wärmebezug bzw. Auskühlen über die Solaranlage eintritt (vgl. **Abbildung 32**). Ursache hierfür ist offensichtlich ein defektes bzw. nicht vollständig schließendes 3-Wege-Ventil, das ein Durchströmen des Solarkreises bei Entladung des Latentwärmespeichers eigentlich verhindern muss.

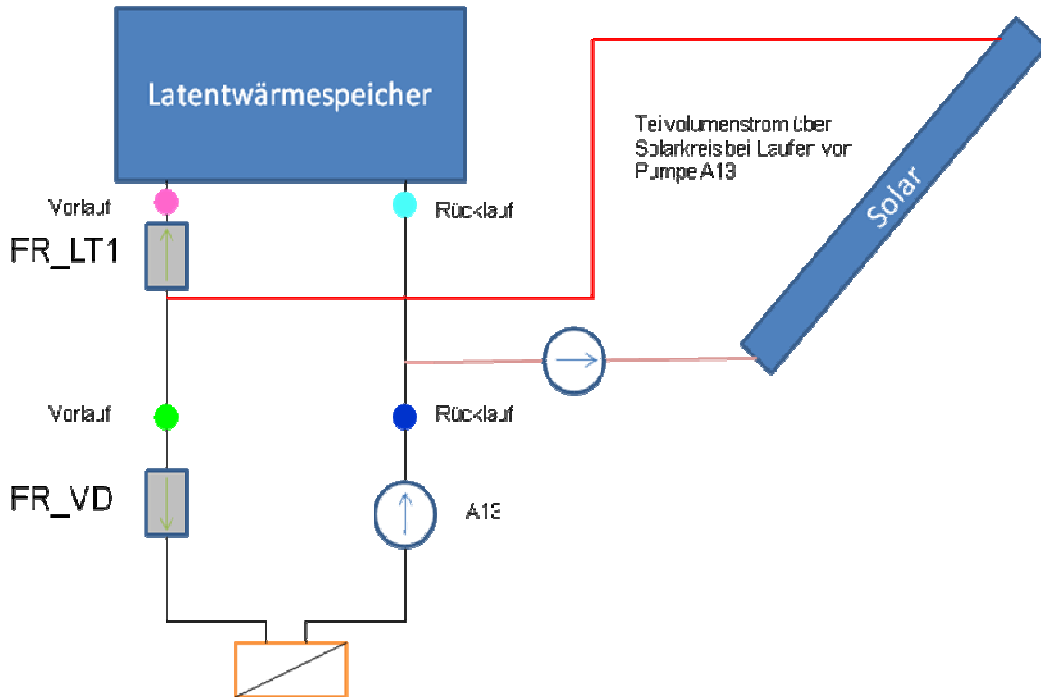


Abbildung 32: Schematische Darstellung der hydraulischen Verschaltung der Solaranlage bei Entladung des Latentwärmespeichers

Anhand **Abbildung 33** wird deutlich, dass ein Teilvolumenstrom ungewollt durch die Solaranlage strömt, da bei der „Entnahme Latentwärmespeicher“ (rot) stets gleichzeitig eine Leistung bei der „Beladung Latentwärmespeicher“ (grün) zu erkennen ist. Des Weiteren findet eine gleichzeitige Beladung des Schicht- und des Latentwärmespeichers statt, die in dieser Art und Weise weder in Hydraulik noch Regelung vorgesehen war.

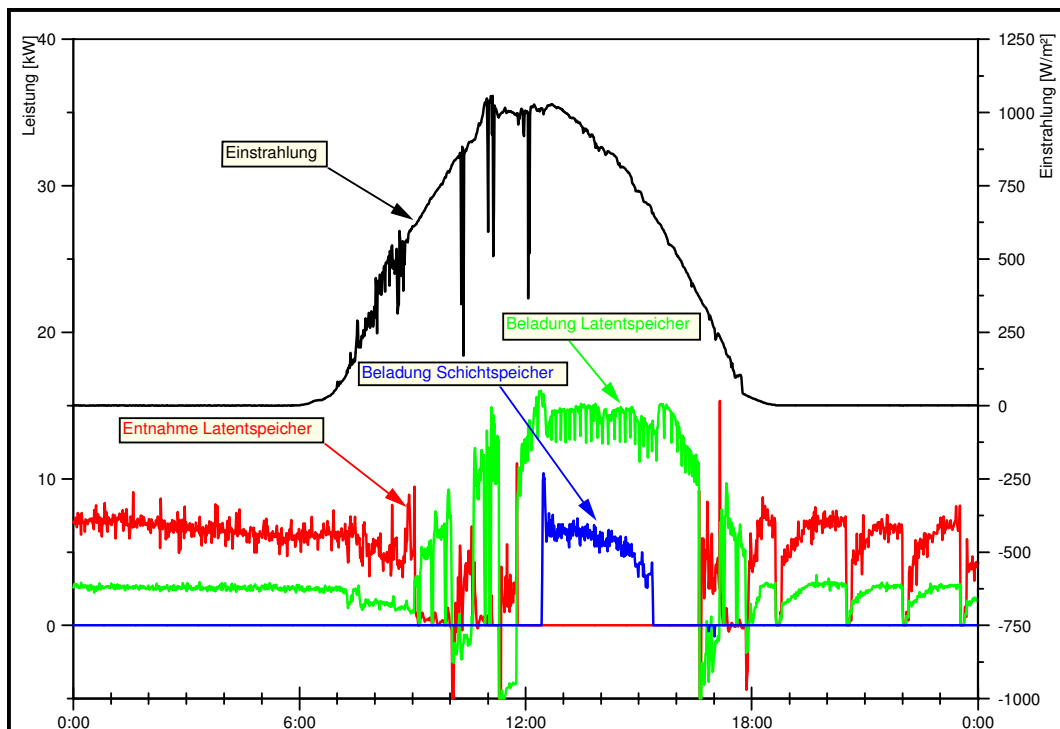


Abbildung 33: Teilvolumenstrom über Solaranlage bei Entladung Latentwärmespeicher (12. April 2009)

Während der Nacht vom 11. April 2009 auf den 12. April 2009 zeigt sich dieses Phänomen besonders deutlich (vgl. **Abbildung 34**). Bevor die Wärmepumpe elektrische Leistung aufnimmt ergibt sich ein „Volumenstrom Entnahme Latentspeicher“ (schwarz). Jedoch zeigt sich anhand der Messwerte auch gleichzeitig ein „Volumenstrom Beladung Latentspeicher“ (rot). Zudem weisen die unterschiedlichen Temperaturen von Vor- und Rücklauf der einzelnen Kreise auf ein Problem in der hydraulischen Verschaltung der Kreise hin. „Temperatur Rücklauf Beladung Latentspeicher“ (türkis) und „Temperatur Rücklauf Entnahme Latentspeicher“ (blau) sind nahezu identisch. Allerdings ist die „Temperatur Vorlauf Entnahme Latentspeicher“ (grün) geringer als die „Temperatur Vorlauf Beladung Latentspeicher“ (rosa). Dies ist auf einen Teilvolumenstrom über die Solaranlage zurückzuführen, da das Fluid über diesen Kreis auszukühlen scheint. Dadurch wird die Vorlauftemperatur für die Wärmepumpe herabgesetzt.

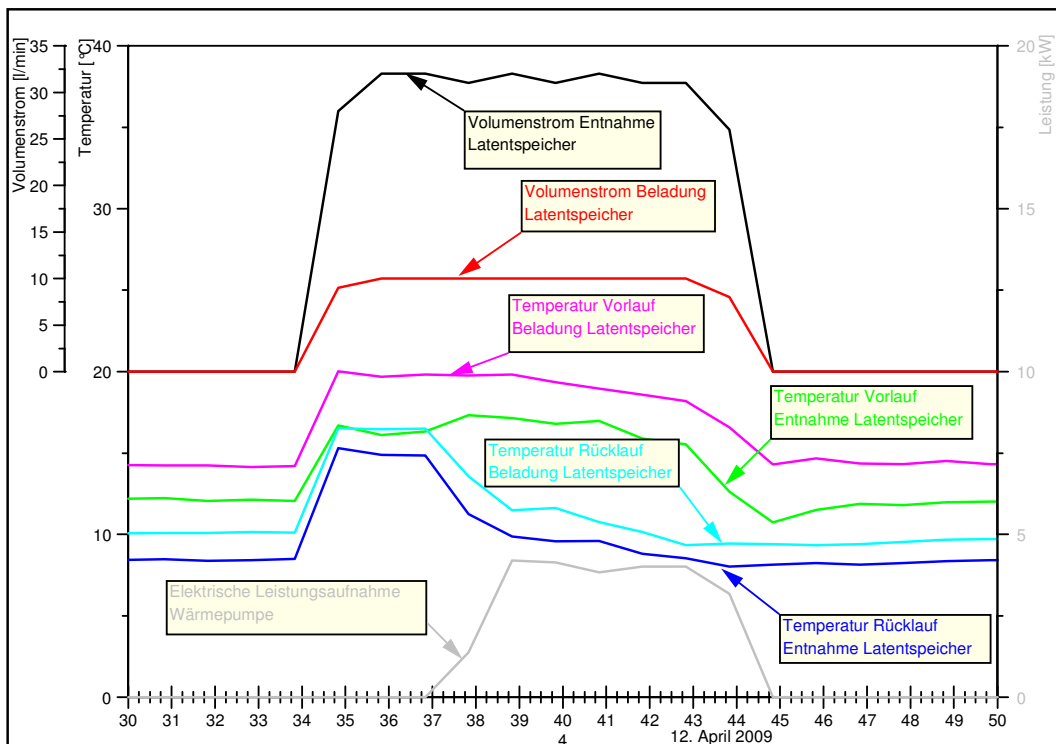


Abbildung 34: Teilvolumenstrom über Solaranlage bei Entladung Latentspeicher (12. April 2009)

Damit ist auch das Vereisen des Solar-Wärmetauschers zwischen Solaranlage und Schichtspeicher zu erklären, das zum Jahresende 2008 auftritt. In **Abbildung 35** ist der vereiste Wärmetauscher zwischen Solaranlage und Schichtspeicher zu erkennen.



Abbildung 35: Vereisung des Wärmetauschers zwischen Solaranlage und Schichtspeicher

Energiebilanzen

Der Pufferspeicher wird im untersuchten System durch die Solaranlage, die Heißgasauskopplung und den Kondensator der Wärmepumpe sowie die Holzfeuerung mit thermischer Energie versorgt. Im Gegenzug wird dem Pufferspeicher Wärmeenergie für den Heizkreis und das Warmwasser entzogen. Für die Erstellung der Energiebilanzen werden diese Energieflüsse gegenübergestellt.

Die Differenz zwischen der Erzeuger- und der Verbraucherseite ist auf nicht explizit erfasste Wärmeverluste im Pufferspeicher und im System zurück zu führen. Mit zunehmendem solaren Deckungsanteil steigen die Pufferspeicherverluste aufgrund höheren Temperaturniveaus und weiter auseinander driftenden Be- und Entladezeiten.

Abbildung 36 zeigt, dass in der Woche vom 01. Dezember 2008 bis 07. Dezember 2008 keine Beladung durch die Solaranlage stattfindet. Der Anteil der Holzfeuerung zur Unterstützung der Wärmepumpe (Kondensator/Heißgas) beträgt 26 %.

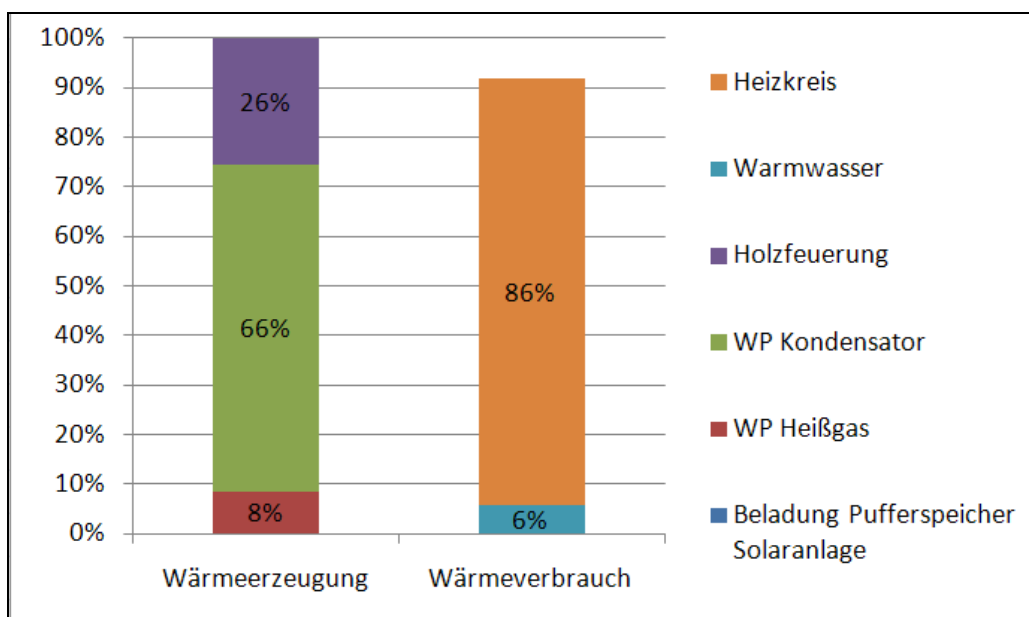


Abbildung 36: Energiebilanz Pufferspeicher (01.12.2008 - 07.12.2008)

Abbildung 37 (Messzeitraum: 15.-22.03.2009) zeigt, dass der Anteil der Holzfeuerung (8 %) im Jahresverlauf, d.h. mit zunehmender Erwärmung, immer weiter abnimmt. Der Anteil der Solaranlage beträgt jetzt 3 %. Die Wärmepumpe führt dem Pufferspeicher mit insgesamt 89 % die meiste Wärme zu.

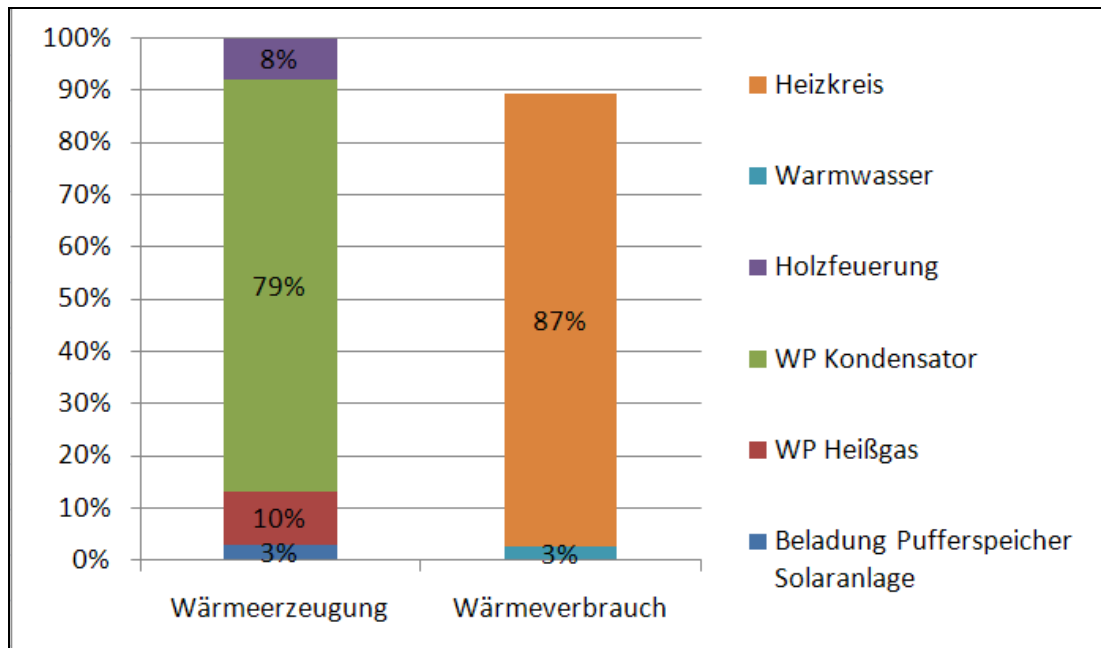


Abbildung 37: Energiebilanz Pufferspeicher (15.03.2009 - 22.03.2009)

Im Zeitraum vom 05. April 2009 bis 12. April 2009 steigt der Anteil der Solaranlage bei der Beladung des Pufferspeichers um weitere 25 %-Punkte auf insgesamt 28 % an (vgl. **Abbildung 38**).

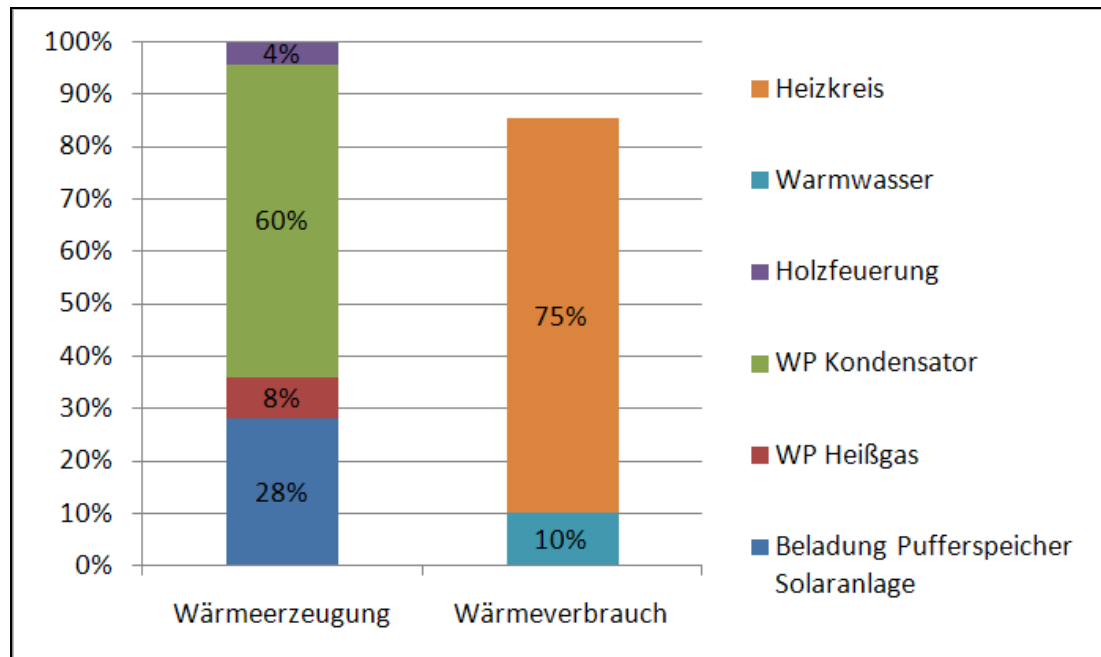


Abbildung 38: Energiebilanz Pufferspeicher (05.04.2009 - 12.04.2009)

Im Zeitraum vom 12. April 2009 bis 19. April 2009 steigt der Anteil der Solaranlage bei der Beladung des Pufferspeichers auf insgesamt 31 % an (vgl. **Abbildung 39**).

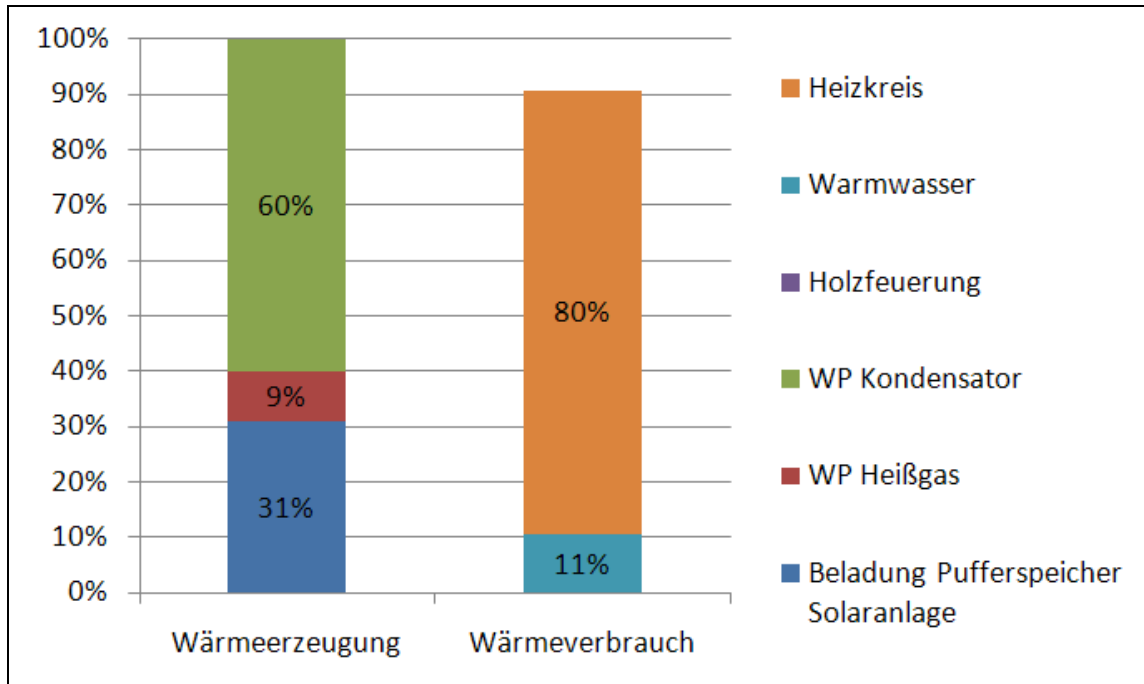


Abbildung 39: Energiebilanz Pufferspeicher (12.04.2009 - 19.04.2009)

3.2.2. Systemsimulation: ***Parametervariation, Gebäude- und Standortanalyse und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung***

Simulationssoftware Gesamtsystem

Nach umfangreichen Abstimmungsgesprächen zwischen den beiden Hochschulen und dem Projektpartner *Ratiotherm*, der den Feldtest unmittelbar betreute, entstand im Zeitraum Mai 2007 bis Ende Juli 2007 das erste Gesamtsimulationsmodell für das Gebäudeheizungssystem. Der Aufbau dieses ersten bereits lauffähigen Modells orientierte sich am von der FHI zur Verfügung gestellten Hydraulikplan des Feldtestobjekts und den bis dahin getätigten Absprachen zur Anpassung der Simulation an den Feldtest. Dennoch war das Modell in vielen Punkten stark vereinfacht und verfügte noch nicht über die vor Ort angewandte Regelstrategie sondern über eine eigens ausgearbeitete Regelung.

Im Zuge des zweiten Gesamttreffens aller Projektpartner am 26. Juli 2007 in Ingolstadt fand ein Informationsaustausch zwischen dem SIJ und *Ratiotherm* über die Regelstrategie im Feldtest und deren Umsetzung in der Simulationsmodellprogrammierung statt. In der Folge wurde das Simulationsmodell stetig überarbeitet. Eine abschließende Übereinstimmung sämtlicher Bauteilpositionierungen, Bauteileinstellungen und Beladesteuerungen konnte Mitte November 2007 erzielt werden. Auf dem fachhochschulinternen Projekt-treffen am 29. November 2007 in Ingolstadt wurden die Ergebnisse aus ersten Testrechnungen diskutiert und daraus ein Weiterentwicklungsbedarf abgeleitet.

Neben kleineren, noch notwendigen Anpassungen der Regelstrategie und der Festlegung von Entscheidungskriterien für die optimale Einbindung der Solarwärme in das System fand mit *Ratiotherm* ein intensiver Austausch von Daten zur Gebäudestruktur statt. Hierdurch konnte das Gebäude-Simulationsmodul des CARNOT-Blocksets im April 2008 zunächst mit dem Gebäude des Feldtestsystems übereingebracht werden.

Allerdings zeigte sich durch den hohen Detaillierungsgrad des Systemsimulationsmodells eine deutliche Reduktion der Rechengeschwindigkeit. Für eine Jahresrechnung wurden

durchschnittlich 41 h Simulationszeit benötigt, zu viel, um mit diesem Modell Parametervariationen und Standortanalysen durchführen zu können.

Während der Entwicklung des Gesamtsimulationsmodells wurden seine einzelnen Komponenten auf Optimierungsmöglichkeiten hin überprüft. Dabei wurde festgestellt, dass speziell das CARNOT-Gebäudemodul, welches die Gebäudehülle und seine Interaktion mit der Gebäudeheizung und der Umgebung berechnet, aufgrund seiner hohen Detailtiefe und Dynamik sehr viel Rechenzeit benötigte. Daher wurde dem Ansatz nachgegangen, komplexe Berechnungsstrukturen aus der Wärmeübertragung innerhalb des CARNOT-Gebäudemoduls zu ersetzen. Somit sollte die Simulationszeit des Moduls und auch die des Gesamtsimulationsmodells deutlich reduziert werden. Dieses Vorhaben wurde im Rahmen einer im vorliegenden Forschungsvorhaben durchgeführten Diplomarbeit [Lan DA08] erfolgreich umgesetzt.

Bei dem neuen Modul wird die Gebäudehülle als Bilanzhülle betrachtet. Die einzelnen Verlustströme werden errechnet und zu einer Gesamtheizlast zusammengefasst. Die **Abbildung 40** verdeutlicht das Vorgehen.

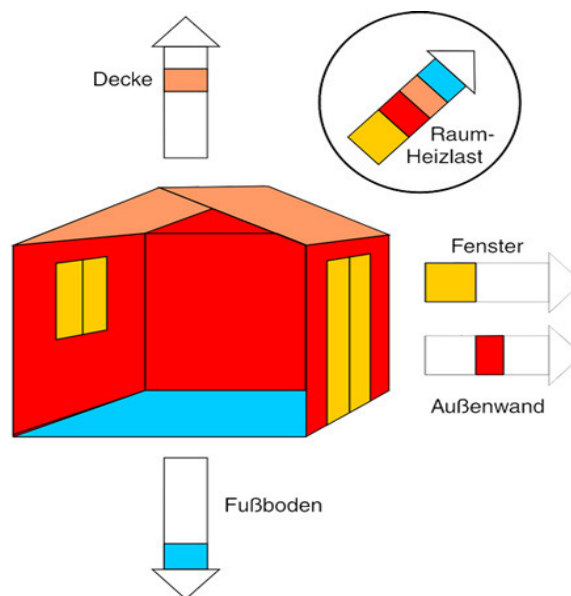


Abbildung 40: Skizze des Bilanzmoduls zur Ermittlung des Heizenergiebedarfs eines Gebäudes

Die tatsächlich benötigte Heizenergie liegt, bedingt durch thermische Verluste der Fußbodenheizung, höher als die Summe der Verlustströme des beheizten Raumes. Sie wird nach folgender Bilanz bestimmt:

$$P_{\max} = Q_{\text{Heizlast}} = \sum Q_{\text{Verlustströme}} = Q_{\text{Wand}} + Q_{\text{Decke}} + Q_{\text{Fenster}} + Q_{\text{Boden}}$$

Die Berechnungen innerhalb des Moduls erfolgen ausschließlich auf Grundlage stationärer Betrachtungen. Auch wird die Komplexität einer bestehenden Gebäudestruktur im Modul vereinfacht dargestellt (es handelt sich um ein Ein-Raum-Modul). Unter Verwendung dieses neuen Ansatzes konnte die Simulationszeit des Gesamtsimulationsmodells um 70 % auf ca. 11 h reduziert werden. Das Gebäudemodul benötigt für die Berechnung eines Jahresheizenergiebedarfs losgelöst von der Gesamtsimulation lediglich knapp eine Minute. Dies macht Parameterstudien für verschiedene Gebäudetypen wesentlich komfortabler, da in sehr viel kürzerer Zeit verschiedene Heizenergiebedarfe eingestellt werden können. Die folgende **Abbildung 41** zeigt exemplarisch einen mit dem neuen Modul berechneten Jahresheizlastverlauf mit Angabe der Spitzenlast im Winter. Gut zu erkennen ist die Ausschaltung der Heizung in den Sommermonaten, in denen im Modul keine Heizlast bestimmt wird. Dies lässt sich über eine Eingabemaske steuern, die in **Abbildung 42** dargestellt ist. Dort lassen sich auch Tagesprofile für die gewünschte Raum-Solltemperatur eintragen sowie die internen Wärmequellen beziffern.

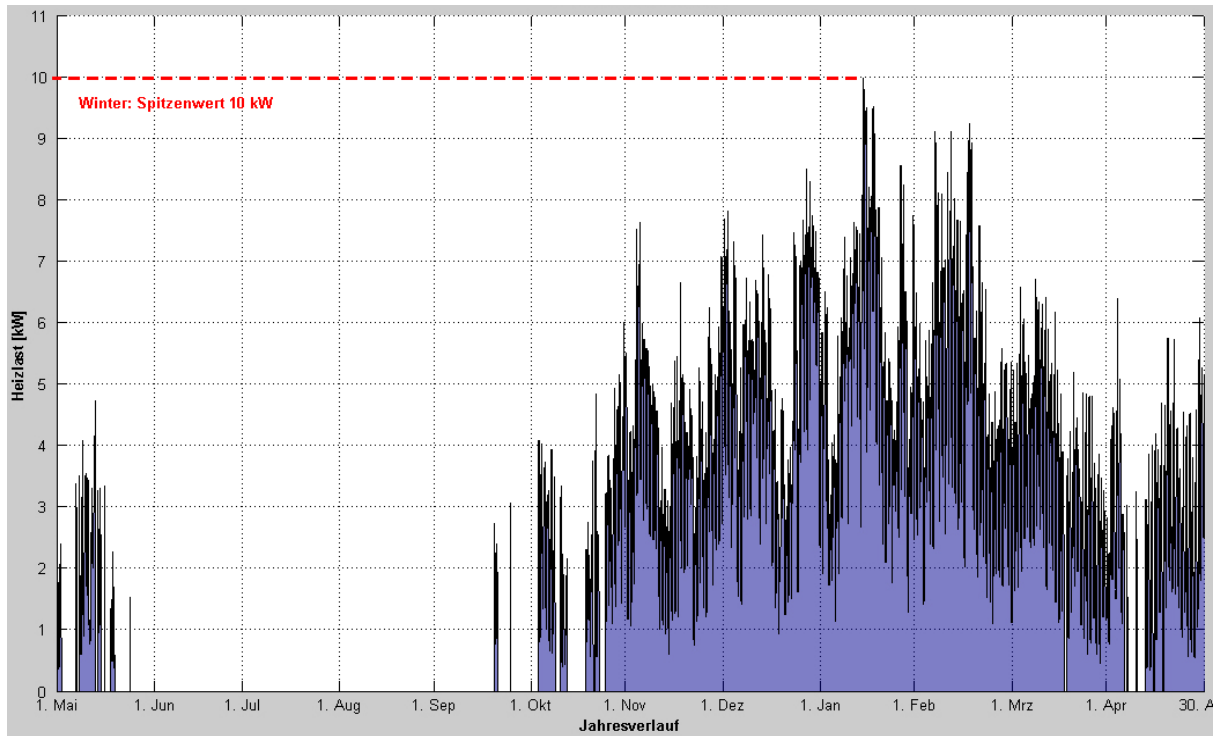


Abbildung 41: Exemplarischer Verlauf der Jahresheizlast nach dem neuen Gebäudemodul

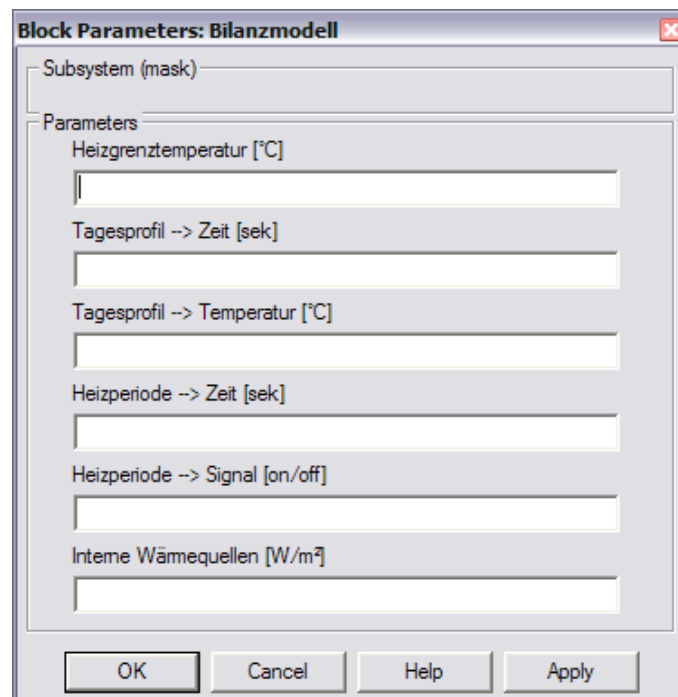


Abbildung 42: Eingabemaske des neuen Gebäudemoduls im CARNOT-Blockset

Eine Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse mit dem vorangegangenen CARNOT-Gebäudemodul zeigte zudem eine hohe Übereinstimmung. Daher wurde das vereinfachte Gebäudemodul für alle folgenden Simulationaufgaben in das Gesamtsimulationsmodell implementiert.

Das fertige Systemsimulationsmodell unter Berücksichtigung aller Komponenten wurde im Juni 2008 fertig gestellt und ist in **Abbildung 43** zu sehen. Es zeichnet sich durch seinen klar strukturierten Aufbau aus. Jede Komponente ist in einer Maske zusammengefasst.

Diese tauschen untereinander durch Signaltransporter Informationen miteinander aus (grünes Kärtchen: Signalausgang; rotes Kärtchen: Signaleingang). Losgelöst von den Rechenblöcken sind die Zeiterfassung und das Armaturenbrett. Letzteres gewährt dem Anwender einen stetigen Überblick über die Vorgänge im System während der Jahresrechnungen. So können Fehlverhalten des Systems während des Simulationsvorgangs erkannt und Fehldurchläufe vermieden werden.

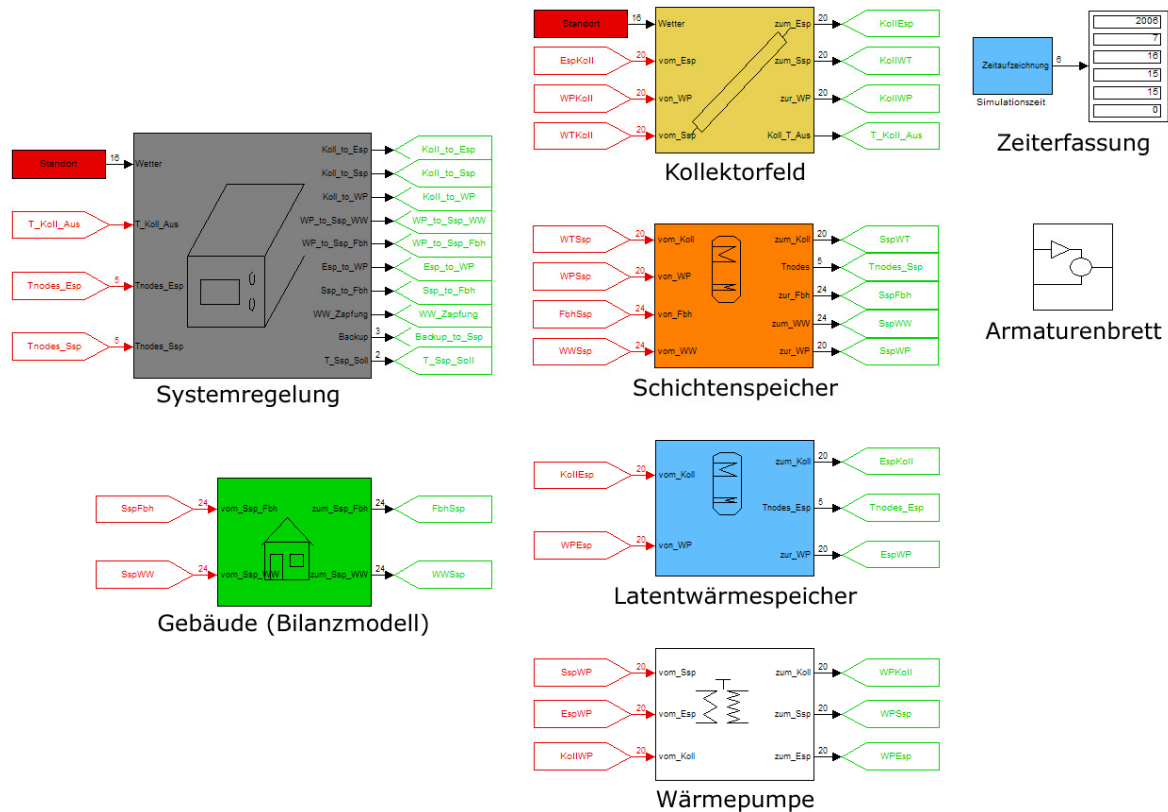


Abbildung 43: Systemsimulationsmodell unter Matlab®/Simulink® (Obermaske)

Unterhalb dieser Masken befinden sich die jeweiligen Strukturbäume der einzelnen Modelllogiken. Ein Beispiel eines solchen Strukturbäume ist in **Abbildung 44** für den Block „Systemregelung“ dargestellt.

In diesem Strukturbaum sind die verschiedenen Regelkriterien miteinander logisch verknüpft. Alle Regelabläufe des Systemsimulationsmodells finden in diesem Strukturbaum statt. Ergebnisse sind An- und Ausschaltsignale für die verschiedenen Komponenten sowie Be- und Entladevorgänge. Diese werden an die Pumpen in den jeweiligen Komponentenmodulen übertragen, wodurch die einzelnen Stränge aktiviert bzw. deaktiviert werden (wie zum Beispiel die Beladung des Schichtenspeichers durch das Kollektorfeld oder die Versorgung des Gebäudes mit Wärme über die Fußbodenheizung). Auch werden durch das Systemregelungsmodul Richtlinien befolgt, die beschreiben, welche Operationen im System gleichzeitig durchgeführt werden dürfen, und welche sich gegenseitig ausschließen. Schlussendlich steuert das Systemregelungsmodul auch die Einhaltung der Solltemperaturen in den Speichern sowie den Überhitzungsschutz selbiger.

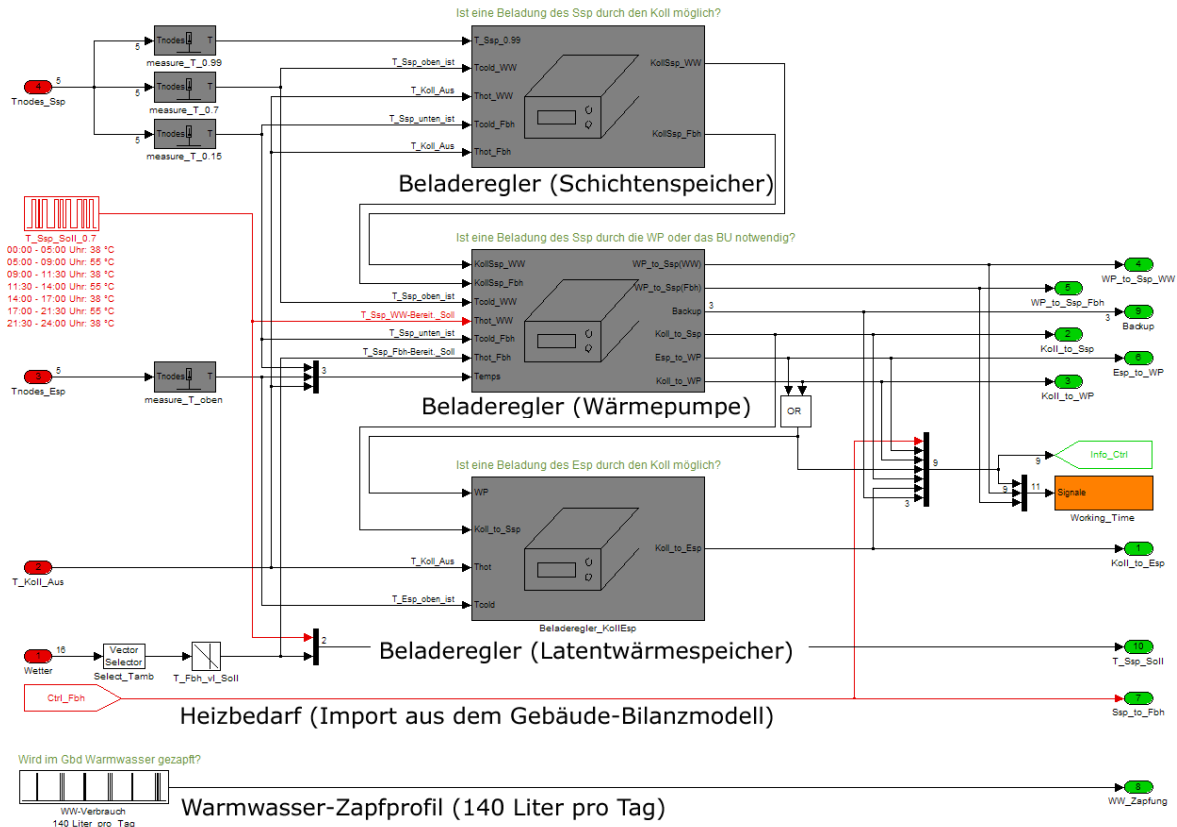


Abbildung 44: Strukturbaum des Systemregelungsmoduls mit Vektoren als Signaltransportern

Evaluierung der Software

Eine Evaluierung der Software war zum Abschluss der Projektlaufzeit nicht möglich, da die dafür notwendige Datenbasis aus den Feldtestmessungen nicht zur Verfügung stand. Um in der Simulation trotzdem belastbare Ergebnisse zu erzielen, wurden alle in der Folge vorgestellten Parameterstudien und Ergebnisse unter Verwendung des verifizierten Moduls für den isolierten Latentwärmespeicher aus den Laborversuchen der Fachhochschule Ingolstadt durchgeführt.

Parametervariation zur Optimierung der Anlage im Feldtest

Ziel dieses Arbeitspaketes war, durch Parametervariationen auszuloten, ob das System aus dem Feldtest in seiner Effizienz verbessert werden kann. Hierzu wurden die folgenden Untersuchungen durchgeführt:

- Studie zur optimalen Ausrichtung des Kollektorfelds
- Studie zur Ermittlung des optimalen Neigungswinkels des Kollektorfelds
- Vergleich eines Latentwärmespeichers, der hochwertig isoliert im Heizungskeller des Gebäudes untergebracht ist, und einem im Erdreich vergrabenen Latentwärmespeicher
- Verwendung von Paraffin als Phasenwechselmaterial im Latentwärmespeicher anstelle von Wasser
- Verwendung eines Schwimmbadabsorbers als zusätzliche Wärmequelle für die Wärmepumpe
- Verwendung eines Schwimmbadabsorbers als einzige Wärmequelle

Vorab müssen allerdings die Randbedingungen für die Simulation festgelegt werden:

Verwendete Abkürzungen

Die folgenden Abkürzungen werden für die jeweiligen Komponenten des Systems verwendet:

Koll	Flachkollektor
Swa	Schwimmbadabsorber
Fbh	Fußbodenheizung oder Heizkreis
WW	Warmwasser oder Trinkwassererwärmung
Lat	Latentwärmespeicher
Ssp	Schichtenspeicher
WP	Wärmepumpe
BU	Backupsystem
PE	Primärenergie

Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe

Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe ist nach DIN EN 255-2 definiert als das Verhältnis von der abgeführten Heizenergie $E_{\text{Heiz; WP}}$ und der dafür notwendigen elektrischen Antriebsenergie $E_{\text{Antrieb; WP}}$ des Verdichters im Wärmepumpenkreislauf. Die Leistungsaufnahme der internen Pumpen muss dabei anteilig der effektiven Leistungsaufnahme des Gerätes zugerechnet werden.

$$a_{\text{Wärmepumpe}} = \frac{E_{\text{Heiz; WP}}}{E_{\text{Antrieb; WP}}} + E_{\text{anteilig; Hauptkondensator}} + E_{\text{anteilig; Heißgas - Wärmetauscher}}$$

$$E_{\text{anteilig; x}} = \frac{q \cdot \Delta p_i}{\eta}$$

Dabei sind:

- q der Nennvolumendurchfluss in m^3/s
- Δp_i die gemessene interne statische Druckdifferenz in Pascal
- η 0,3 nach Festlegung

Die Werte für q und Δp_i gab *Ratiotherm* für die im Feldtest verbaute Wärmepumpe wie folgt an:

Hauptkondensator: $q = 1.250 \text{ l/h}$ und $\Delta p_i = 25 \text{ mbar}$

Heißgas-Wärmetauscher: $q = 150 \text{ l/h}$ und $\Delta p_i = 3 \text{ mbar}$

Jahresarbeitszahl des Kollektorfelds

Die Arbeitszahl des Kollektorfelds ist definiert als das Verhältnis von der jährlich verwerteten Solarwärme $E_{\text{Nutz}; \text{Solar}}$ und der dafür notwendigen elektrischen Antriebsenergie der Solarfeldpumpe. Die verwertete Solarwärme $E_{\text{Nutz}; \text{Solar}}$ entspricht dabei der Summe aus direktem und indirektem Solarertrag. Davon müssen die am Schichtenspeicher auftretenden thermischen Verluste $E_{\text{Ssp}; \text{Verlust}}$ abgezogen werden.

Der direkte Solarertrag entspricht der vom Kollektorfeld in den Schichtenspeicher überführten Wärme $E_{\text{Ssp}; \text{vonSolar}}$. Der indirekte Solarertrag entspricht der von der Wärmepumpe in den Schichtenspeicher überführten Wärme $E_{\text{Ssp}; \text{vonWP}}$ abzüglich der nicht solaren Anteile dieser Heizenergie. Diese entsprechen der Summe aus elektrischer Antriebsenergie des Verdichters im Wärmepumpenkreislauf $E_{\text{Antrieb}; \text{WP}}$, der im Latentwärmespeicher enthaltenen latenten Wärme E_{latent} sowie der Wärme, die vom Erdreich bzw. vom Keller in den Latentwärmespeicher eingetragen wird, wenn dessen Temperaturniveau unterhalb der Temperatur im Erdreich bzw. im Keller liegt (bezeichnet als $E_{\text{Lat}; \text{vonUmgebung}}$).

$$a_{\text{Kollektorfeld}} = \frac{E_{\text{Nutz}; \text{Solar}}}{E_{\text{Antrieb}; \text{Solarfeldpumpe}}}$$

$$E_{\text{Nutz}; \text{Solar}} = E_{\text{Ssp}; \text{vonSolar}} + E_{\text{Ssp}; \text{vonWP}} - E_{\text{Ssp}; \text{Verlust}} - E_{\text{Antrieb}; \text{WP}} - E_{\text{latent}} - E_{\text{Lat}; \text{vonUmgebung}}$$

Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems

Unter der Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems wird im Folgenden das Verhältnis von der aus dem System verwerteten Nutzwärme $E_{\text{Nutz}; \text{System}}$ und dem dafür notwendigen Stromverbrauch $E_{\text{Antrieb}; \text{System}}$ aller an eine elektrische Versorgung angeschlossenen Komponenten des Systems verstanden. Diese Vorgehensweise orientiert sich an den Empfehlungen der VDI-Richtlinie 4650, Blatt 1 zur Bewertung von Wärmepumpensystemen für Heizzwecke (vgl. grauer Kasten). Die Nutzwärme $E_{\text{Nutz}; \text{System}}$ entspricht der Summe der an die Fußbodenheizung und die Trinkwassererwärmung überführten Wärmemengen.

$$a_{\text{System}} = \frac{E_{\text{Nutz}; \text{System}}}{E_{\text{Antrieb}; \text{System}}} = \frac{E_{\text{Nutz}; \text{Fbh}} + E_{\text{Nutz}; \text{WW}}}{E_{\text{Antrieb}; \text{WP}} + E_{\text{Antrieb}; \text{Systempumpen}} + E_{\text{Antrieb}; \text{BU}}}$$

Modifizierte Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems

In der Wärmepumpenbranche ist es hingegen üblich, für die Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems die Summe aus abgegebener Heizenergie der Wärmepumpe $E_{\text{Heiz}; \text{WP}}$ und erzieltm direktem Solarertrag $E_{\text{Ssp}; \text{vonSolar}}$ ins Verhältnis zu setzen zur Summe der Stromverbräuche des Wärmepumpen-Verdichters $E_{\text{Antrieb}; \text{WP}}$ und der notwendigen Fördereinrichtungen für die Volumenströme durch die Wärmepumpenanlage.

$$a_{\text{System; mod}} = \frac{E_{\text{Heiz}; \text{WP}} + E_{\text{Ssp}; \text{vonSolar}}}{E_{\text{Antrieb}; \text{WP}} + E_{\text{Antrieb}; \text{Solepumpe}} + E_{\text{Antrieb}; \text{Solarfeldpumpe}}}$$

Fehlende allgemeingültige Regeln zur Bestimmung der Systemarbeitszahl

>>Interessenten und Betreiber von Wärmepumpenanlagen möchten Klarheit über die zu erwartenden, umweltrelevanten Ergebnisse, den Energieverbrauch und die Heizkosten haben. [...] Deshalb sind leicht zu handhabende Daten für eine richtige Beurteilung der gesamten Wärmepumpenanlage, also des Geräts und der dazugehörigen Peripherie, besonders wichtig [...].<<

Dieses Zitat aus der VDI-Richtlinie 4650, Blatt 1, umschreibt die Problematik, dass die Bestimmung der Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpenanlage nicht durch eine DIN-Norm festgelegt ist. Die im Abschnitt 2 aufgeführte Norm DIN EN 255 legt lediglich Re-

geln für die Wärmepumpe als eigenständiges Bauteil fest. Für die ganzheitliche Bewertung von Systemen, in denen Wärmepumpen verbaut sind, gibt es keine gültigen Normen.

Daher sind Systemanbieter nicht an eine einheitliche Vorgehensweise bei der Beurteilung der Effizienz der Anlagen gebunden. Jedoch werden die Systeme untereinander nur durch eine einheitliche Bestimmung der Systemkennziffern vergleichbar. Die VDI-Richtlinie 4650 ist ein Versuch, einen Standard zu definieren. Allerdings ist sie nicht bindend, sondern eher als Empfehlung anzusehen.

In der VDI-Richtlinie wird die Jahresarbeitszahl definiert als das Verhältnis der im Jahr abgegebenen Nutzwärme bezogen auf die eingesetzte elektrische Energie für den Antrieb des Verdichters der Wärmepumpe und der Hilfsantriebe. Dem liegt die Annahme zugrunde, dass in dem System kein Backupbedarf existiert (monovalente Betriebsweise). Die im Abschnitt 4.1 vorgestellte Berechnung der Jahresarbeitszahl basiert auf der Empfehlung der VDI-Richtlinie. Da aber im konkreten Objekt bzw. System der elektrische Heizstab als Backupssystem existiert, wurde die Hilfsenergie für diesen zusätzlich in die Bilanz aufgenommen, um eine möglichst realistische Aussage über die Systemeffizienz treffen zu können.

Die in der Branche übliche und abweichend von den Empfehlungen der VDI-Richtlinie bestimmte Arbeitszahl aus Abschnitt 4.2 liegt für gewöhnlich deutlich über dem Wert einer nach Abschnitt 4.1 ermittelten Arbeitszahl. Der Hauptgrund dafür ist, dass bei der modifizierten Berechnung das Backupssystem außer Acht gelassen wird. Da dieses jedoch zu meist in Form eines elektrischen Heizstabs vorliegt, und den elektrischen Strom quasi 1:1 in Wärme umwandelt (also erheblich ineffizienter als die Wärmepumpe arbeitet), führt ein Außerachtlassen dieser Größe zu einem verfälschten Ergebnis der Jahresarbeitszahl. Die Effizienz des Systems wird durch diese modifizierte Jahresarbeitszahl überbewertet.

Für einen seriösen energetischen Vergleich von Anlagen, auch mit herkömmlichen Heizsystemen, sollten zukünftig Bewertungsgrößen identifiziert und verbreitet werden. Einzelne Untersuchungen wie [Bac/Drü/Ste ST08] und [Kro/Fab/Tri/Zör EE08] haben dies bereits vorgeschlagen. Hierbei sollte auch die Bewertung des zusätzlichen Hilfsenergiebedarfs für Pumpen und Peripherie Eingang finden, der erheblichen Einfluss auf die Primärenergiebilanz der Systeme haben kann. Um die Größenordnung der möglichen Verfälschung aufzuzeigen, sind im vorliegenden Bericht stets beide Arbeitszahlen aufgeführt.

Solare Deckungsrate

Die solare Deckungsrate gibt an, wie viel Prozent der jährlich erforderlichen Energie durch die Solaranlage gedeckt werden kann.

$$f_{\text{Sol}} = \frac{E_{\text{Nutz}; \text{Solar}}}{E_{\text{Nutz}; \text{System}}} \cdot 100 \%$$

Primärenergieeinsparung

Zur Ermittlung der Primärenergieeinsparung wird bestimmt, wie viel Primärenergie ein herkömmliches Kesselsystem verbraucht hätte, um den Wärmebedarf des untersuchten Systems zu decken. Dieser Wert wird dann mit dem Primärenergieverbrauch des untersuchten Systems ins Verhältnis gesetzt.

$$PE_{\text{Einsparung}} = 100 \% - \frac{PE_{\text{Verbrauch}; \text{System}}}{PE_{\text{Kesselanlage}}} \cdot 100 \%$$

Der Primärenergieverbrauch des Systems $PE_{\text{Verbrauch}; \text{System}}$ entspricht dem Stromverbrauch des Systems $E_{\text{Antrieb}; \text{System}}$, der dann mit einem durchschnittlichen Kraftwerkswirkungsgrad $\eta_{\text{Kraftwerk}}$ von 33 % auf die Primärenergie zurückgerechnet wird.

$$PE_{\text{Verbrauch; System}} = \frac{E_{\text{Antrieb; System}}}{\eta_{\text{Kraftwerk}}}$$

Der theoretische Primärenergieverbrauch eines Kesselsystems wird durch Division des Gesamtwärmeverbrauchs des Systems $E_{\text{Gesamt; System}}$ und einen durchschnittlichen Kesselwirkungsgrad η_{Kessel} bestimmt, der in den Auswertungen dieses Berichts mit 85 % angenommen wurde. Der Wert von $E_{\text{Gesamt; System}}$ entspricht der Summe aus der Nutzwärme des Systems $E_{\text{Nutz; System}}$ und den am Schichtenspeicher auftretenden thermischen Verlusten, die ebenfalls von dem System ausgeglichen werden müssen.

$$PE_{\text{Kesselanlage}} = \frac{E_{\text{Nutz; System}} + E_{\text{Ssp; Verlust}}}{\eta_{\text{Kessel}}}$$

Globale Parameter

Allen im Folgenden beschriebenen Simulationsrechnungen liegen die folgenden globalen Parameter zugrunde:

- Standort: Crailsheim
- Heizenergiebedarf: 14.000 kWh/a
- Spitzenheizlast: 8.150 W
- Heizperiode: September bis einschl. Mai
- Warmwasserbedarf: 140 Liter/Tag
- Speichervolumina: $V_{\text{Ssp}} = 1,00 \text{ m}^3$; $V_{\text{Lat}} = 7,15 \text{ m}^3$ oder $14,30 \text{ m}^3$
- Einbauort des Latentwärmespeichers: Keller (hochwertig isoliert)²

Optimale Ausrichtung des Kollektorfelds

Im Feldtestgebäude wurden 45 m² Flachkollektor mit einer Abweichung von Süden um 57 ° nach Westen bei einem Anstellwinkel von 25 ° eingebaut. Diese Randbedingungen wurden durch die Lage des Gebäudes bestimmt, auf dessen Südwestdach das Kollektorfeld montiert wurde.

In einer ersten Parameterstudie wurde daher untersucht, ob durch eine Variation der Ausrichtung des Kollektorfelds das System in seiner Effizienz gesteigert werden kann. Abweichend vom Feldtest wurde dazu die Ausrichtung direkt nach Süden und um 33 ° nach Südosten (Installation auf dem Südostdach des Gebäudes) untersucht. Als Bewertungskriterium wurde zum einen die solare Deckungsrate f_{Sol} definiert. Ebenso von zentraler Bedeutung ist der notwendige jährliche Eintrag durch das Backupsystem³, um die Wärmeversorgung sicherzustellen. Je niedriger dieser ist, umso höher ist die Effizienz des Systems vor allem auch in Hinblick auf die Primärenergieeinsparung im Vergleich zu einem herkömmlichen Kesselsystem zu bewerten.

Erwartungsgemäß zeigte sich, dass das Kollektorfeld im Feldtest unter dem Gesichtspunkt der Kollektorertragsmaximierung nicht optimal ausgerichtet ist. Eine Ausrich-

² Im Feldtest ist der Latentwärmespeicher in Form einer Betonzisterne im Erdreich vergraben und nicht isoliert. Eine entsprechende Umsetzung in der Simulation war leider aufgrund fehlender Datenbasis aus dem Feldtest nicht möglich, da das unter MATLAB®/SIMULINK® erstellte Modul für das Erdreich nicht evaluiert werden konnte. Daher wurden die Parametervariationen mit dem aus dem Laborversuch evaluierten Modul für den isolierten Latentwärmespeicher durchgeführt.

³ Das Backupsystem besteht aus einem elektrischen Heizstab, der im Schichtenspeicher eingebaut ist. Über diesen Heizstab wird der Schichtenspeicher auf der durch die Systemregelung vorgegebenen Solltemperatur gehalten, wenn keine Wärmequelle des Systems dies bewerkstelligen kann. Nur so kann in Phasen von nicht ausreichendem Strahlungsangebot und Nicht-Einsatzfähigkeit der Wärmepumpe die Wärmeversorgung der Verbraucher (Trinkwassererwärmung und Fußbodenheizung) sichergestellt werden.

tung nach Süden ist effizienter. Hier ergibt sich eine solare Deckungsrate von $f_{\text{Sol}} = 59,13 \%$ und ein notwendiger Eintrag durch das Backupsystem in Höhe von 2.410 kWh/a. Das Dach des Feldtestgebäudes bietet für eine solche Montage jedoch keine bebaubare Fläche. Die Kollektoren müssten in diesem Fall daher separat im Garten aufgestellt werden. Würde der Latentwärmespeicher mit $V_{\text{Lat}} = 14,30 \text{ m}^3$ doppelt so groß gebaut wie im Feldtest realisiert, so würde sich der notwendige Eintrag durch das Backupsystem auf 1.333 kWh/a reduzieren.

Ein Vergleich der im Feldtest realisierbaren Ausrichtungen um 57° nach Westen und um 33° nach Osten zeigte, dass die Ausrichtung des Kollektorfelds um 57° nach Südwesten mit einem notwendigen jährlichen Eintrag durch das Backupsystem in Höhe von 2.903 kWh/a die ineffizienteste Lösung darstellt. Bei einer Ausrichtung um 33° nach Südosten ergibt sich ein notwendiger Eintrag durch das Backupsystem in Höhe von 2.508 kWh/a, was dem Ergebnis für die Ausrichtung nach Süden sehr nahe kommt.

Empfehlung zur Optimierung des Feldtestobjekts:

*Ausrichtung des Kollektorfelds nach Süden oder
Montage auf das Südostdach des Gebäudes*

Optimaler Neigungswinkel des Kollektorfelds

Nachdem eine Aussage für die optimale Kollektorfeld-Ausrichtung getroffen war, wurde in einem zweiten Schritt ermittelt, welchen Einfluss verschiedene Kollektorfeldneigungswinkel auf die Systemeffizienz haben. In der Fachliteratur wird zumeist empfohlen, die Neigung des Kollektorfelds entsprechend dem Breitengrad des Standortes einzustellen, um den maximalen Jahresertrag zu erzielen. Crailsheim liegt auf der geographischen Breite $\varphi = 49,15^\circ$. Somit müsste für das Feldtestobjekt ein Neigungswinkel von $n = 49^\circ$ optimal sein. Um diese Empfehlung zu überprüfen, wurden in der Simulation Systeme mit den Neigungswinkeln $n = 25^\circ$ bis $n = 70^\circ$ in Schritten von 5° verglichen. Zudem wurde ein Neigungswinkel von $n = 90^\circ$ untersucht, um die Option eines Fassadenkollektors mit einzubeziehen. Alle Rechnungen wurden gemäß den Erkenntnissen aus dem vorherigen Schritt bei einer Südausrichtung des Kollektorfelds durchgeführt. Auch hier wurden die solare Deckungsrate f_{Sol} und der notwendige Eintrag durch das Backupsystem für die Wärmeversorgung als Bewertungskriterien zugrunde gelegt. Relevante Ergebnisse der Simulationen sind in **Tabelle 3** dargestellt.

Tabelle 3: Kollektorfeldneigung des Feldtestobjekts bei Ausrichtung nach Süden

$n_{\text{Kollektor}}^4$ [Grad]	f_{Sol} [%] $V_{\text{Lat}} = 7,15 \text{ m}^3$	BU-Bedarf [kWh/a] $V_{\text{Lat}} = 7,15 \text{ m}^3$	f_{Sol} [%] $V_{\text{Lat}} = 14,30 \text{ m}^3$	BU-Bedarf [kWh/a] $V_{\text{Lat}} = 14,30 \text{ m}^3$
45	61,60	2.054	61,09	897
50	61,80	2.025	61,42	843
55	61,78	2.033	61,37	859
90	58,26	2.285	57,15	1.256

Es zeigte sich, dass den Empfehlungen der Fachliteratur entsprechend ein Anstellwinkel von $n = 50^\circ$ am sinnvollsten ist. Hier ergaben sich mit $f_{\text{Sol}} = 61,80 \%$ und dem notwendigen Eintrag durch das Backupsystem mit 2.025 kWh/a im Falle eines Latentwärmespeichervolumens von $V_{\text{Lat}} = 7,15 \text{ m}^3$ die jeweils besten Ergebnisse. Die Unterschiede zwischen den Ergebnissen sind jedoch generell nicht sehr groß. Bei der Neigung von $n = 50^\circ$ sind die Erträge des Kollektorfelds vor allem im Winter optimiert, wo niedrige Sonnenhöhen mit der an den Breitengrad angepassten Anstellung der Kollektoren eine sinnvolle Kombination darstellen. Würde das Latentwärmespeichervolumen auf

⁴ $0^\circ =$ Horizontale

$V_{\text{Lat}} = 14,30 \text{ m}^3$ verdoppelt, so ergäbe sich ein notwendiger Eintrag durch das Backup-system in Höhe von nur 843 kWh/a. Dieses Volumen entspräche bei würfelförmiger Bauweise einem Speicher mit jeweils 2,43 m Kantenlänge, was durchaus noch in Kellern unterzubringen ist.

Die Ausführung des Kollektorfelds als Fassadenkollektoren ($n = 90^\circ$) schneidet im Vergleich mit den in dieser Studie verglichenen Systemen schlechter ab. Verglichen mit dem im Feldtest umgesetzten Neigungswinkel von $n = 25^\circ$ und einem damit einhergehenden notwendigen jährlichen Eintrag durch das Backupsystem von 2.410 kWh/a (vgl. S. 52) empfiehlt sich der Fassadenkollektor mit einem Backup-Bedarf in Höhe von 2.285 kWh/a jedoch wiederum vor allem dann, wenn entweder nicht genügend Dachfläche zur Verfügung steht und/oder eine Aufstellung des Kollektorfelds auf Freiflächen des Grundstücks nicht erwünscht sind.

Aufgrund der Bedeutung des Kollektorertrags speziell in den Wintermonaten für die Effizienz des Gesamtsystems muss auch der Ertragsausfall aufgrund von durch Schnee abgedeckten Kollektoren angesprochen werden. Bei einer flachen Anstellung von nur $n = 25^\circ$ wie im Feldtest bleibt nach einem Schneefall die Schneedecke auf den Kollektoren liegen und verhindert somit deren weitere Wärmeproduktion, bis der Schnee geschmolzen ist oder manuell entfernt wird. Eine steile Anstellung der Kollektoren sorgt hingegen dafür, dass Schneedecken zumindest zum Teil von alleine abrutschen und die Ertragsausfälle reduziert werden.

Bei den in diesem Bericht präsentierten Simulationsergebnissen wurde der Einfluss von liegenden Schneedecken nicht berücksichtigt, da eine hinreichend genaue Simulationsgrundlage nicht gegeben war. Die Simulationsergebnisse spiegeln daher den im Idealfall erzielten Wärmeertrag des Kollektorfelds wider.

Empfehlung zur Optimierung des Feldtestsystems:
Einstellen eines Kollektorfeldneigungswinkels von $n = 50^\circ$

Latentwärmespeicher im Erdreich

Eine Durchführung dieser Untersuchung war aufgrund fehlender Datenbasis zur Evaluierung des unter MATLAB[®]/SIMULINK[®] erstellten Moduls für das Erdreich nicht möglich. Daher wurde in der Folge stets mit einem hochwertig isolierten und im Keller stehenden Speicher gerechnet. Dieses Modul wurde anhand der Daten aus dem Laborversuch der FHI evaluiert und ist aussagekräftig (vgl. die Dokumentation zum Arbeitspaket AP 1.2.3).

Paraffin im Vergleich mit Wasser als Phasenwechselmedium

Nachteilig an dem hier vorgestellten Konzept erweist sich der niedrige Schmelzpunkt des verwendeten Phasenwechselmediums Wasser bei 0°C . Dies führt zu einer Effizienzeinbuße, wenn die Wärmepumpe den Latentwärmespeicher in den Phasenwechselbereich abkühlt. Dann arbeitet sie bei Speichertemperaturen von 0°C mit einer Quelltemperatur von -3 bis -5°C was eine niedrige Arbeitszahl zur Folge hat und somit einen hohen notwendigen elektrischen Energiebedarf bedeutet.

Daher wurde in der Folge untersucht, in wie weit das System verbessert werden kann, wenn ein Phasenwechselmedium mit höherem Schmelzpunkt verwendet wird. Hier bietet sich beispielsweise ein Paraffin an. Paraffine haben zwar eine niedrigere Wärmekapazität als Wasser sowohl in flüssiger als auch in fester Phase und auch die Schmelzenthalpie ist niedriger, dafür aber liegt der Schmelzpunkt je nach verwendetem Paraffin bei Temperaturen von 6°C bis 28°C , was für den Betrieb der Wärmepumpe einen Effizienzgewinn bedeutet.

Mit dem in der **Tabelle 4** aufgelisteten ausgewählten Paraffin RUBITHERM[®] RT 2 wurde ein Haus mit einer Südausrichtung des Kollektorfelds und einem Neigungswinkel des Kollektorfelds von $n = 45^\circ$ simuliert. Das Latentwärmespeichervolumen beträgt $V_{\text{Lat}} = 15 \text{ m}^3$. Das Kollektorfeld hat eine Größe von $A_{\text{Koll}} = 45 \text{ m}^2$. Dieselbe Parameterkombination wur-

de auch mit Wasser als Phasenwechselmedium simuliert, um einen Vergleich zu ermöglichen.

Tabelle 4: Stoffwerte der Phasenwechselmedien Wasser und Paraffin

	Wasser	Paraffin Rubitherm® RT 2
Schmelzpunkt	0 °C	6 °C
Schmelzenthalpie	333 kJ/kg	214 kJ/kg
spezifische Wärmekapazität in fester Phase	2,40 kJ/(kg K)	1,80 kJ/(kg K)
spezifische Wärmekapazität in flüssiger Phase	4,18 kJ/(kg K)	2,40 kJ/(kg K)

Die folgende **Tabelle 5** zeigt charakteristische Ergebnisse dieser vergleichenden Simulationen.

Tabelle 5: Systemeffizienz unter Verwendung von Wasser und Paraffin als Phasenwechselmedium

	$V_{\text{Lat}} = 7,15 \text{ m}^3$		$V_{\text{Lat}} = 14,30 \text{ m}^3$	
	Wasser	Paraffin	Wasser	Paraffin
a_{System}	2,69	2,36	3,07	2,58
$a_{\text{System; mod}}$	4,47	5,74	4,00	5,14
$a_{\text{Wärmepumpe}}$	3,64	3,99	3,63	3,97
BU-Bedarf	2.025 kWh/a	3.643 kWh/a	853 kWh/a	2.756 kWh/a
$Q_{\text{Solar; Nutz}}$	9.870 kWh/a	9.368 kWh/a	9.801 kWh/a	8.868 kWh/a
f_{Sol}	62 %	59 %	61 %	56 %
$Q_{\text{Strom; Gesamt}}$	5.710 kWh/a	6.530 kWh/a	4.967 kWh/a	5.969 kWh/a
$PE_{\text{Einsparung}}$	16 %	4 %	27 %	12 %

Die Tabelle zeigt, dass sich eine Verwendung von Paraffin nicht empfiehlt. Eine deutlich niedrigere Systemjahresarbeitszahl im Vergleich zum Wassersystem bestätigt dies. Verantwortlich hierfür ist vor allem der deutliche Zuwachs an Backup-Bedarf von 2.025 kWh/a im Falle eines Wasserspeichers auf 3.643 kWh/a im Falle eines Paraffinspeichers (jeweils bei einem Volumen von $7,15 \text{ m}^3$).

Interessant ist in diesem Zusammenhang, dass die Jahresarbeitszahl allein der Wärmepumpe im Falle von Paraffin als Phasenwechselmedium ansteigt. Dies bestätigt die Erwartungen, dass der höhere Schmelzpunkt sich zumindest auf die Effizienz der Wärmepumpe positiv auswirkt. Der niedrigere Energieinhalt im Paraffin im Vergleich zum Wasser führt jedoch dazu, dass der Latentwärmespeicher schneller den Phasenwechsel vollzogen hat und das Backup-System die Wärmebereitstellung häufiger sicherstellen muss. Die Laufzeit der Wärmepumpe sank von 1.003 h/a im Falle eines Wasserspeichers auf 748 h/a im Falle eines Paraffinspeichers (jeweils bei einem Volumen von $7,15 \text{ m}^3$).

Ein weiterer Effekt, der sich mindernd auf die Systemjahresarbeitszahl auswirkt, ist der Verlust an verwerteter Solarwärme, wenn Paraffin anstelle von Wasser verwendet wird. Durch das höhere Temperaturniveau im Latentwärmespeicher gepaart mit der beinahe halbierten spezifischen Wärmekapazität des Paraffins gibt es weniger Zeitpunkte im Jahr, in denen das Kollektorfeld den Latentwärmespeicher beladen kann. Dies führt dazu, dass die vom Kollektorfeld in den Latentwärmespeicher überführte Wärmemenge bei Verwendung von Paraffin als Phasenwechselmedium deutlich niedriger ausfällt.

An diesem Beispiel wird die bereits angesprochene Problematik mit der Definition der Systemjahresarbeitszahl verdeutlicht. Während die gemäß der VDI-Richtlinie bestimmte Arbeitszahl a_{System} beim Wechsel auf ein Paraffinsystem sinkt, steigt die branchentypische Arbeitszahl $a_{\text{System}; \text{mod}}$ an, da sich hier der Zuwachs an notwendigem Backupeintrag in das System nicht bemerkbar macht und gleichzeitig der Bedarf an elektrischer Hilfsenergie geringer wird. Ein sich an diesen Zahlen orientierender Endkunde würde an dieser Stelle ein nachweislich weniger effizientes System kaufen!

In dieser Hinsicht kann, was die Wahl des Speichermediums betrifft, keine Empfehlung zur Optimierung des Feldtestsystems ausgesprochen werden.

Kombination mit einem Schwimmbadabsorber

Eine weitere Option zur Variation des Systems bestand im Kollektorsystem. Im Feldtest wurden 45 m² Flachkollektor verbaut, welche die Wärme sowohl für den Schichtenspeicher als auch für den Latentwärmespeicher und die Wärmepumpe bereitstellen. Dabei bietet vor allem der Betrieb mit der Wärmepumpe als Wärmeabnehmer den Einsatz eines Schwimmbadabsorbers an.

Daher wurde untersucht, in wieweit sich das System um kostengünstige Schwimmbadabsorber erweitern lässt, die auf niedrigem Temperaturniveau ausschließlich mit der Wärmepumpe interagieren. Dafür wurde ein entsprechender Teil des deutlich teureren Flachkollektorfelds eingespart. Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass der Betrieb mit dem Schwimmbadabsorber zu einem unmittelbar von der Wärmepumpe nutzbaren Temperaturniveau führt. Beim Betrieb mit dem verglasten und deutlich effizienteren Flachkollektor muss oftmals eine nachträgliche Absenkung des Temperaturniveaus auf maximal 25 °C Wärmepumpen-Vorlauftemperatur durch eine Rücklauf- oder Kaltwasserbeimischung realisiert werden, um die Wärmepumpe nicht zu beschädigen.

In der durchgeführten Untersuchung wurden drei Systeme miteinander verglichen. Die folgende **Tabelle 6** zeigt charakteristische Ergebnisse dieser vergleichenden Simulationen. Dabei wurde die Gesamtkollektorfläche des Systems konstant gehalten, während die Anteile durch Flachkollektor und Schwimmbadabsorber variiert wurden.

Tabelle 6: Aufteilung des Kollektorsystems in Flachkollektor und Schwimmbadabsorber

	$A_{\text{Swa}} = 5 \text{ m}^2$ $A_{\text{Koll}} = 40 \text{ m}^2$	$A_{\text{Swa}} = 15 \text{ m}^2$ $A_{\text{Koll}} = 30 \text{ m}^2$	$A_{\text{Swa}} = 25 \text{ m}^2$ $A_{\text{Koll}} = 20 \text{ m}^2$
a_{System}	2,42	2,14	1,83
$a_{\text{System}; \text{mod}}$	4,97	5,46	6,24
$a_{\text{Wärmepumpe}}$	3,54	3,49	3,47
BU-Bedarf	3.049 kWh/a	4.194 kWh/a	5.828 kWh/a
$Q_{\text{Solar}; \text{Nutz}}$	9.092 kWh/a	8.095 kWh/a	6.629 kWh/a
f_{Sol}	57 %	51 %	42 %
$Q_{\text{Strom}; \text{Gesamt}}$	6.379 kWh/a	7.240 kWh/a	8.508 kWh/a
$PE_{\text{Einsparung}}$	6 %	-7 %	-26 %

Die Tabelle zeigt, dass ein Rückbau des Flachkollektorfelds zugunsten eines Schwimmbadabsorbers ohne Änderung der Steuer- und Regelparameter die Systemeffizienz nicht steigert. Der jährliche Bedarf an Backup-Zuheizung steigt kontinuierlich mit größer werdendem Anteil des Schwimmbadkollektors an der Gesamtkollektorfeldgröße. Dadurch bedingt dazu sinkt die Primärenergieeinsparung des Systems kontinuierlich ab. Damit einher geht auch das starke Absinken der Systemjahresarbeitszahl. Auch hier wird erneut deutlich, wie sehr die modifizierte Herangehensweise bei der Bestimmung der System-

jahresarbeitszahl die Aussage verfälscht. Während das System mit steigendem Anteil an Schwimmbadabsorber in allen relevanten Größen schlechter wird, steigt die Effizienzbewertung nach der modifizierten Vorgehensweise an.

Dass die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe mit steigender Schwimmbadabsorberfläche absinkt erscheint zunächst erstaunlich. Allerdings zeigt sich, dass mit steigender Schwimmbadabsorberfläche eine Umverteilung der Betriebsweise der Wärmepumpe stattfindet. Die Betriebsstunden mit Beladung des Bereitschaftsteils des Schichtenspeichers für die Trinkwassererwärmung auf einem Temperaturniveau von 55 °C liegen im Falle von 25 m² Schwimmbadabsorber bei 306 h/a. Für die Beladung des Bereitschaftsteils für die Fußbodenheizung auf einem Temperaturniveau von maximal 40 °C ergeben sich 435 h/a. Im Falle von 5 m² Schwimmbadabsorber bedient die Wärmepumpe 546 h/a den Bereitschaftsteil für die Fußbodenheizung und 357 h/a jenen für die Trinkwassererwärmung. Durch den Rückbau der Flachkollektorfläche muss die Wärmepumpe prozentual zur Gesamtlaufzeit gesehen also häufiger auf ungünstigem Temperaturniveau arbeiten, was gegenläufig zum erhofften Effekt ist. Der Anteil der Betriebsstunden in den Bereitschaftsteil des Schichtenspeichers für die Trinkwassererwärmung steigt mit kleiner werdendem Flachkollektorfeld stetig an.

Dem zur Folge kann bezüglich der Wahl der Kollektortechnologie (zunächst) keine Empfehlung zur Optimierung des Feldtestsystems ausgesprochen werden.

Schwimmbadabsorber als einzige Wärmequelle

Es wurde gezeigt, dass eine Kombination der unterschiedlichen Kollektorfeldtypen keine Steigerung der Systemeffizienz bewirkt. Allerdings steht eine Untersuchung aus, ob sich das System optimieren lässt, wenn vollständig auf den Flachkollektor verzichtet wird und stattdessen nur noch mit einem Schwimmbadabsorber als einzige Wärmequelle gearbeitet wird. In diesem Fall überführt der Schwimmbadabsorber seine Wärme nicht nur zur Wärmepumpe (wie in der vorherigen Untersuchung), sondern auch in den Schichtenspeicher und in den Latentwärmespeicher, soweit es das Temperaturniveau des Schwimmbadabsorbers ermöglicht.

Diese Variation ist vor allem in Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit der Anlage von großem Interesse, da ein Schwimmbadabsorber deutlich günstiger in der Anschaffung ist als ein handelsüblicher Flachkollektor. Während dieser mit 450 €/m² inklusive Montage und Verrohrung angesetzt werden muss, kann hier für einen Schwimmbadabsorber ein Wert von ca. 65 €/m² zugrunde gelegt werden. Eine entsprechende Untersuchung wird im Abschnitt 4 der Ausführungen zum Arbeitspaket AP 2.2.4 ab der Seite 66 durchgeführt.

Aufgrund des insgesamt niedrigeren Temperaturniveaus des Schwimmbadabsorbers im Vergleich zum Flachkollektor ist dagegen nachteilig zu erwarten, dass die jährlichen Betriebsstunden der Wärmepumpe ansteigen. Dies ist darin begründet, dass der Schwimmbadabsorber selten das Temperaturniveau erreichen wird, um den Bereitschaftsteil für die Trinkwassererwärmung des Schichtenspeichers direkt beladen zu können. Hierfür ist durch die Regelung bedingt eine Kollektorausstrittstemperatur von 60 °C erforderlich, was im Bereich der Stagnationstemperatur eines Schwimmbadabsorbers liegt.

Die

Tabelle 7 zeigt charakteristische Ergebnisse dieser Simulation. Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu ermöglichen, sind beide Kollektorfelder nach Süden ausgerichtet, verfügen über einen Neigungswinkel von $n = 50^\circ$ und sind mit einer Fläche von $A_{\text{Koll}} = 45 \text{ m}^2$ ausgeführt. Auch die Speicher sind in beiden Systemen mit einem Schichtenspeichervolumen von $V_{\text{Ssp}} = 1 \text{ m}^3$ und einem Latentwärmespeichervolumen von $V_{\text{Lat}} = 7,15 \text{ m}^3$ gleich dimensioniert.

Tabelle 7: Schwimmbadabsorbersystem im Vergleich zum Flachkollektorsystem

	Schwimmbadabsorber	Flachkollektor
a_{System}	2,35	2,69
$a_{\text{System; mod}}$	3,74	4,47
$a_{\text{Wärmepumpe}}$	3,69	3,64
BU-Bedarf	2.224 kWh/a	2.025 kWh/a
$Q_{\text{Solar; Nutz}}$	8.740 kWh/a	9.870 kWh/a
f_{Sol}	55 %	62 %
$Q_{\text{Strom; Gesamt}}$	6.554 kWh/a	5.710 kWh/a
$PE_{\text{Einsparung}}$	1 %	16 %

Der erwartete Effekt, dass der Anteil der Versorgung der Wärmepumpe durch das Kollektorfeld in der Schwimmbadabsorbervariante ansteigt, tritt nicht ein. Es zeigte sich, dass vor allem in den kalten Monaten nur selten eine Beladung der Wärmepumpe durch den Schwimmbadabsorber stattfindet. Aufgrund niedrigerer Außentemperaturen und hoher thermischer Verluste des Schwimmbadabsorbers (linearer Wärmeverlustkoeffizient $a_1 = 18 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) liegt das Temperaturniveau im Kollektorfeld in diesen Zeiträumen nur selten bei $10 \text{ }^\circ\text{C}$. Die Systemregelung lässt jedoch eine Ansteuerung der Wärmepumpe durch das Kollektorfeld erst dann zu, wenn die Kollektorfeldaustrittstemperatur um 10 K über der Temperatur in der obersten Schicht des Latentwärmespeichers liegt. Diese ist in den Wintermonaten zumeist nahe dem Gefrierpunkt, so dass für eine Aktivierung der Solarkreislaufpumpe Kollektorfeldtemperaturen größer $10 \text{ }^\circ\text{C}$ gefordert sind. Gerade in den Wintermonaten machen sich also die hohe Absorptionsrate und die Isolierung des Flachkollektors bezahlt. Der Flachkollektor überführt mehr als doppelt so viel Wärme an die Wärmepumpe wie der Schwimmbadabsorber.

Interessant ist in diesem Zusammenhang jedoch, dass der jährliche notwendige Eintrag durch das Backupsystem bei der Verwendung eines Schwimmbadabsorbers nur geringfügig ansteigt. Um das Potenzial eines Schwimmbadabsorbersystems auszuloten, wurde die Beladeregulierung für die Wärmepumpe abweichend von der obigen Darstellung modifiziert. In einer zweiten Simulation wurde der Schwimmbadabsorber immer dann als Quelle für die Wärmepumpe gewählt, wenn sein Temperaturniveau mindestens um 5 K über dem des Latentwärmespeichers lag. Zudem war ein Betrieb erlaubt, bis die Temperatur im Kollektor um 5 K unter dem Niveau des Latentwärmespeichers lag.

Es zeigte sich, dass dadurch die Laufzeit der Solarkreispumpe um ca. 100 h/a erhöht werden konnte. Auf diese Weise wurde der Wärmeeintrag an der Wärmepumpe durch den Schwimmbadabsorber von 406 kWh/a im System mit klassischer Wärmepumpen-Beladeregulierung und einem Latentwärmespeichervolumen von $V_{\text{Lat}} = 7,15 \text{ m}^3$ auf 2.460 kWh/a versechsfacht. Auch konnte durch die Modifizierung der Beladeregulierung der Wärmepumpe der jährlich notwendige Eintrag durch das Backupsystem deutlich verringert werden. Die **Tabelle 8** auf der folgenden Seite zeigt die charakteristischen Ergebnisse dieser Simulation im Vergleich zu den bereits bekannten Werten für das Schwimmbadabsorbersystem mit klassischer Beladeregulierung für die Wärmepumpe.

Tabelle 8: Ergebnisse bei modifizierter Systemregelung im Vergleich mit den bekannten Ergebnissen

	$V_{\text{Lat}} = 7,15 \text{ m}^3$		$V_{\text{Lat}} = 14,30 \text{ m}^3$	
	Swa-System klassisch	Swa-System modifiziert	Swa-System klassisch	Swa-System modifiziert
a_{System}	2,35	2,61	2,62	2,99
$a_{\text{System; mod}}$	3,74	3,60	3,44	3,29
$a_{\text{Wärmepumpe}}$	3,69	3,72	3,67	3,69
BU-Bedarf	2.224 kWh/a	1.401 kWh/a	1.155 kWh/a	181 kWh/a
$Q_{\text{Solar; Nutz}}$	8.740 kWh/a	9.405 kWh/a	8.562 kWh/a	9.334 kWh/a
f_{Sol}	55 %	59 %	54 %	59 %
$Q_{\text{Strom; Gesamt}}$	6.554 kWh/a	5.895 kWh/a	5.853 kWh/a	5.100 kWh/a
$PE_{\text{Einsparung}}$	1 %	11 %	11 %	23 %

Des Weiteren zeigte ein Blick auf die thermischen Verluste der Systeme, dass im Schwimmbadabsorbersystem die Ausnutzung der in den beiden Speichern abgelegten Wärme besser ist als im Flachkollektorsystem. Der Grund hierfür ist, dass die Speicher-verluste beim Schwimmbadabsorbersystem niedriger sind. Am Schichtenspeicher gehen im Schwimmbadabsorbersystem 894 kWh/a verloren, im Flachkollektorsystem sind es 1.381 kWh/a. Am Latentwärmespeicher gehen im Schwimmbadabsorbersystem 545 kWh/a verloren, während der Wert im Flachkollektorsystem auf 2.598 kWh/a ansteigt (alle Werte gelten für das System mit einem Latentwärmespeichervolumen von $V_{\text{Lat}} = 7,15 \text{ m}^3$).

Insgesamt gehen im Schwimmbadabsorbersystem also ungefähr 2.540 kWh/a weniger verloren. Dies ist durch das niedrigere Temperaturniveau im System von nicht mehr als 50 bis 60 °C in den Speichern begründet, während die Speicher im Flachkollektorsystem in den Sommermonaten bis auf 95 °C aufgeheizt werden.

Diese Untersuchung zeigt, dass es nicht zwangsweise erstrebenswert ist, so viel Solarwärme wie möglich in die Speicher einzuspeisen und diese dabei so hoch wie möglich aufzuheizen. Ein verhältnismäßig großer Anteil dieser Wärme geht wieder an die Umgebungen der Speicher verloren. Sinnvoller erscheint es derweil, das zulässige Temperaturniveau in den Speichern auf 60 °C zu begrenzen. Dann kann mit dem Schwimmbadabsorber ein Kollektorsystem zum Einsatz kommen, welches die Investitionskosten der Anlage erheblich senkt.

Empfehlung zur Optimierung des Feldtestsystems:

Verwendung eines Schwimmbadabsorbers anstelle eines Flachkollektors

Durch Modifizierung der Beladeregulierung der Wärmepumpe ist eine deutliche Reduzierung des Anteils des Backupsystems an der Wärmeversorgung möglich

Optimierte Kombination von Schwimmbadabsorber und Flachkollektor

Nachteilig an dem oben beschriebenen System ist jedoch, dass aufgrund des geringen Eintrags durch den Schwimmbadabsorber in den Bereitschaftsteil des Schichtenspeichers für die Trinkwasserwärmung die Wärmepumpe oft ein senkenseitiges Temperaturniveau von 55 °C bedienen muss. Mit 593 h/a arbeitet sie mehr als die Hälfte ihrer Gesamtbetriebszeit bei diesen ungünstigen Bedingungen und verbraucht dabei sehr viel Antriebsenergie.

Daher wurde in der Folge untersucht, ob eine Systemkombination eventuell doch empfehlenswert ist, wenn dabei, abweichend von den Untersuchungen von Seite 55, folgen-

dermaßen vorgegangen wird. Es wird ein kleines Flachkollektorfeld in das System integriert, das ausschließlich an das Schichtladesystem des Schichtenspeichers angeschlossen ist. Somit wird die Trinkwassererwärmung in den meisten Fällen von den Flachkollektoren übernommen, und das Einsatzgebiet der Wärmepumpe verlagert sich in die für sie günstigere Bereitstellung von Wärme im Bereitschaftsteil für die Fußbodenheizung.

Die **Tabelle 9** zeigt die Ergebnisse der durchgeführten Rechnungen mit verschiedenen Kombinationen der beiden Solarfeld-Technologien. Die Gesamtgröße des Solarfelds wurde dabei stets mit $A_{\text{Gesamt}} = 45 \text{ m}^2$ berücksichtigt. In der ersten Spalte wurden die Ergebnisse eines reinen Schwimmbadabsorbersystems aufgeschlüsselt. In der letzten Spalte wurden die Ergebnisse einer Simulation mit einem reinen Flachkollektorsystem aufgeschlüsselt. Die Studie zeigt, dass die Kombination von 25 m^2 Schwimmbadabsorber und 20 m^2 Flachkollektor nicht nur zur höchsten solaren Deckungsrate sondern auch zur höchsten Einsparung von Primärenergie führt. Diese Kombination ist demnach besonders empfehlenswert.

Alle Simulationen wurden unter Verwendung der optimierten Regelstrategie für die Beladeregulation der Wärmepumpe durchgeführt. Das Latentwärmespeichervolumen wurde mit $V_{\text{Lat}} = 7,15 \text{ m}^3$ angesetzt.

Tabelle 9: Ermittlung der optimalen Kollektorsystemkombination im optimierten kombinierten System

	A_{Swa} = 45 m²	A_{Swa} = 40 m² A_{Koll} = 5 m²	A_{Swa} = 35 m² A_{Koll} = 10 m²	A_{Swa} = 30 m² A_{Koll} = 15 m²	A_{Swa} = 25 m² A_{Koll} = 20 m²
a _{System}	2,61	2,42	2,65	2,75	2,76
a _{System; mod}	3,60	4,16	4,33	4,52	4,72
a _{Wärmepumpe}	3,72	3,53	3,54	3,53	3,52
BU-Bedarf	1.401 kWh/a	2.275 kWh/a	1.884 kWh/a	1.852 kWh/a	1.980 kWh/a
Q _{Solar; Nutz}	9.405 kWh/a	8.988 kWh/a	9.582 kWh/a	9.798 kWh/a	9.833 kWh/a
f _{Sol}	59 %	56 %	60 %	61 %	62 %
Q _{Strom; Gesamt}	5.895 kWh/a	6.368 kWh/a	5.801 kWh/a	5.587 kWh/a	5.552 kWh/a
PE _{Einsparung}	11 %	4 %	13 %	17 %	18 %

	A_{Swa} = 20 m² A_{Koll} = 25 m²	A_{Swa} = 15 m² A_{Koll} = 30 m²	A_{Swa} = 10 m² A_{Koll} = 35 m²	A_{Swa} = 5 m² A_{Koll} = 40 m²	A_{Koll} = 45 m²
a _{System}	2,74	2,62	2,50	2,36	2,77
a _{System; mod}	4,93	5,26	5,75	6,34	4,38
a _{Wärmepumpe}	3,50	3,50	3,50	3,50	3,64
BU-Bedarf	2.184 kWh/a	2.661 kWh/a	3.230 kWh/a	3.886 kWh/a	1.774 kWh/a
Q _{Solar; Nutz}	9.770 kWh/a	9.472 kWh/a	9.110 kWh/a	8.600 kWh/a	10.060 kWh/a
f _{Sol}	61 %	59 %	57 %	54 %	63 %
Q _{Strom; Gesamt}	5.603 kWh/a	5.861 kWh/a	6.158 kWh/a	6.545 kWh/a	5.533 kWh/a
PE _{Einsparung}	17 %	13 %	9 %	4 %	17 %

Testrechnungen zur Bestimmung der Einsatzmöglichkeiten und -grenzen des Systems

Mit dem fertig gestellten Gesamtsystems simulationsmodell aus AP 2.2.1 wurden in der Folge zahlreiche Simulationsstudien durchgeführt, um die Einsatzmöglichkeiten des innovativen System abzuschätzen, aber auch, um seine Einsatzgrenzen aufzuweisen. Dabei wurde wie folgt vorgegangen:

- Ermittlung von Dimensionierungsrichtlinien für das Kollektorfeld und den Latentwärmespeicher für drei Gebäudetypen (8 MWh/a, 10 MWh/a und 14 MWh/a Heizenergiebedarf) am Standort Crailsheim
- Ermittlung von Dimensionierungsrichtlinien für das Kollektorfeld und den Latentwärmespeicher an den Standorten Hamburg, Würzburg und München – dort allerdings nur mit den Gebäuden mit 10 MWh/a und 8 MWh/a Heizenergiebedarf
- Wirtschaftlichkeitsbetrachtung für den Standort Würzburg zur Ermittlung der empfehlenswertesten Systemkombination mit Hinblick auf die Amortisationszeit des Systems
- Vergleich des ermittelten Systems aus der vorherigen Untersuchung mit alternativen Heizungssystemen

Dimensionierungsrichtlinien für Kollektorfeld und Latentwärmespeicher

Ziel der Simulationsaufgaben war es, Planungsgrößen zu definieren, anhand derer ein potenzieller Heizungsbauer eine Grobauslegung für seinen Kunden durchführen kann. Hierfür wurden zwei zentrale Komponenten des Systems ausgewählt, mit denen eine Dimensionierungsstudie durchgeführt wurde: Kollektorfeld und Latentwärmespeicher. Der Schichtenspeicher wurde in Abstimmung mit dem Projektpartner *Ratiotherm* als feste Größe im System definiert. Das Volumen des Schichtenspeichers wurde daher in allen durchgeführten Simulationen konstant zu 1.000 Litern gesetzt. Seitens der Wärmepumpe wurden die Heizleistung und die damit einhergehenden quellen- und senkenseitigen Mindestvolumenströme an den Heizenergiebedarf des jeweils simulierten Gebäudes angepasst. Hierfür wurden aus Herstellerangaben des Projektpartners *Viessmann* Geräte der Baureihe VITOCALL 300 TYP BW ausgewählt, deren Kennzahlen von *Viessmann* auf der Firmenhomepage veröffentlicht sind.

Für jeweils ein Haus mit einem Heizenergiebedarf von 14 MWh/a, 10 MWh/a und 8 MWh/a wurden in der Folge die für den Standort Crailsheim notwendigen Kombinationen von Latentwärmespeichervolumen und Kollektorfeldfläche ermittelt, um die Wärmeversorgung ganzjährig backup-frei sicherzustellen.

Die **Abbildung 45** zeigt die Ergebnisse der Studie für eine Ausrichtung des Kollektorfelds um 33 ° nach Südosten. Der **Abbildung 46** liegt ein nach Süden ausgerichtetes Kollektorfeld zugrunde und die **Abbildung 47** gilt für ein um 57 ° nach Südwesten ausgerichtetes Kollektorfeld. In jedem Fall wurde der Neigungswinkel des Kollektorfelds mit $n = 45^\circ$ angenommen.

Aus den Simulationsergebnissen wurden zusätzlich durch Interpolation die Kombinationen von Latentwärmespeichervolumen und Kollektorfeldgröße ermittelt, die unter Inkaufnahme von 1 MWh/a Backup-Eintrag gelten (vgl. Legenden der Graphen). Letzteres erlaubt eine Aussage darüber, wie viel Volumen Latentwärmespeicher bzw. wie viel Fläche Kollektorfeld eingespart werden können, wenn ein überschaubarer Backup-Bedarf in Kauf genommen wird.

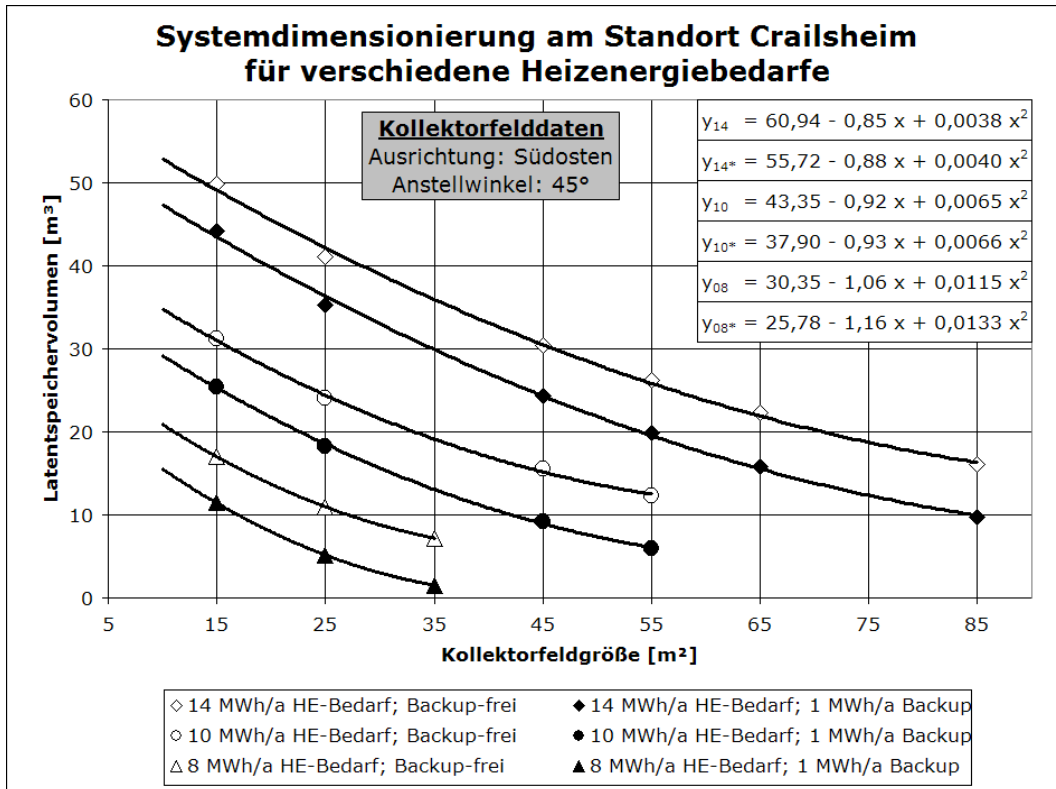


Abbildung 45: Systemdimensionierung am Standort Crailsheim für verschiedene Gebäudestandards bei einer Südostausrichtung des Kollektorfelds

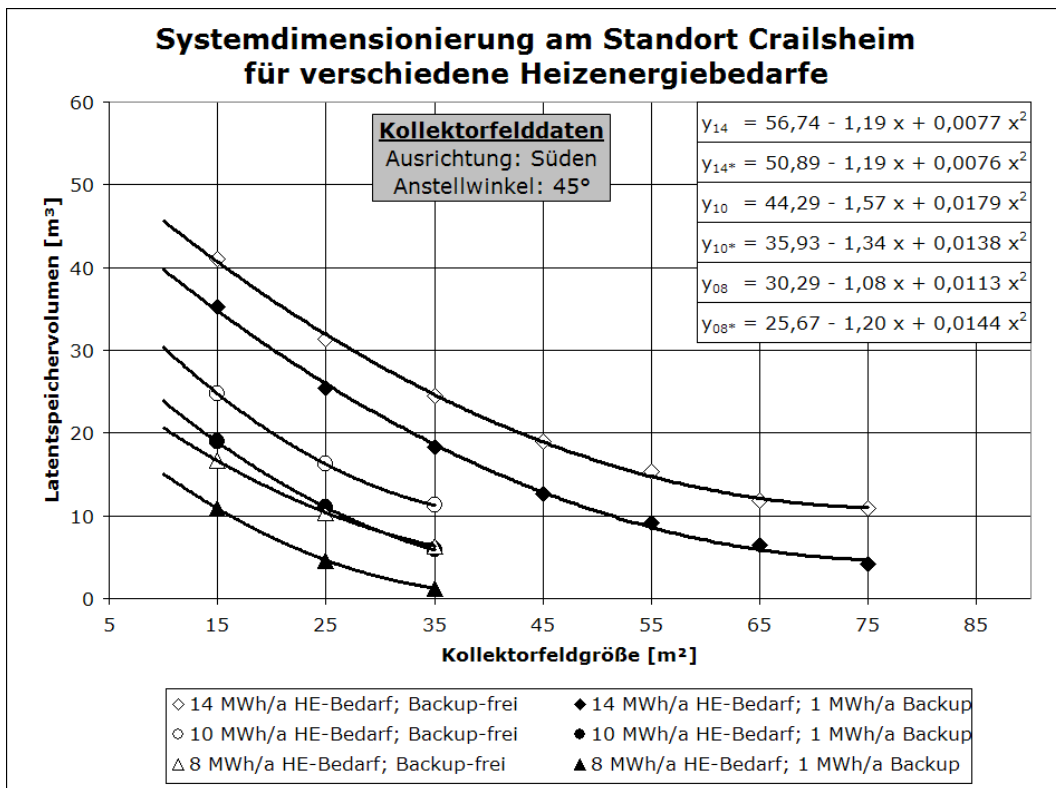


Abbildung 46: Systemdimensionierung am Standort Crailsheim für verschiedene Gebäudestandards bei einer Südausrichtung des Kollektorfelds

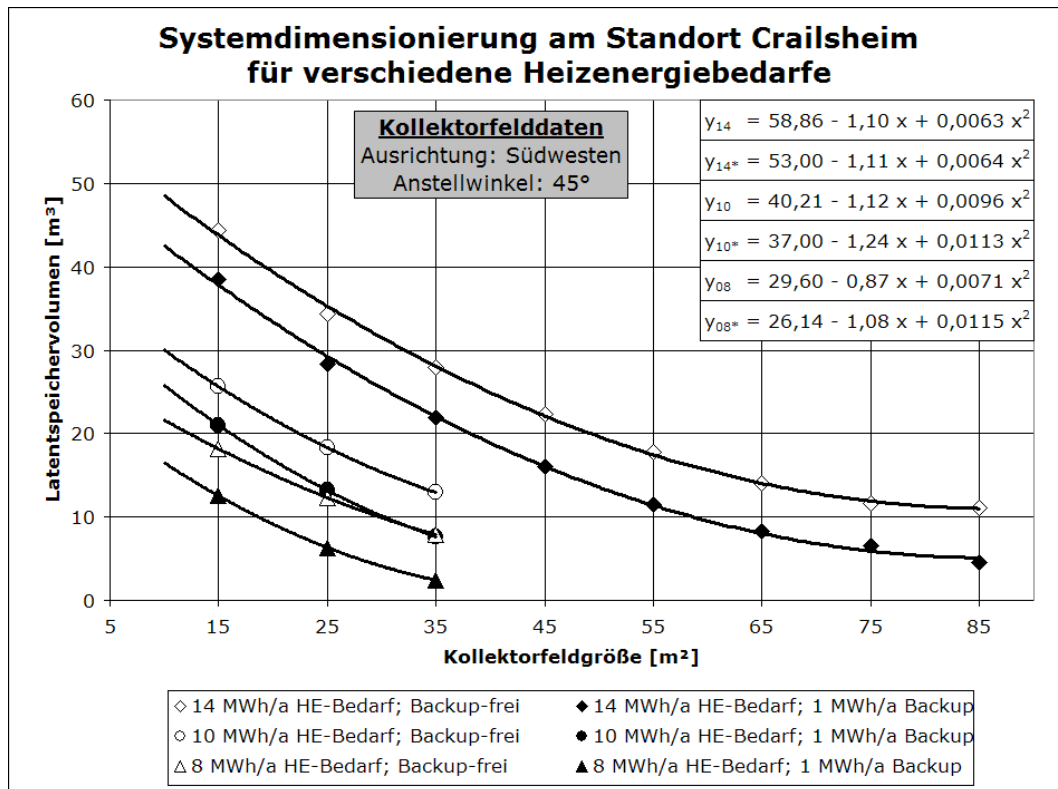


Abbildung 47: Systemdimensionierung am Standort Crailsheim für verschiedene Gebäudestandards bei einer Südwestausrichtung des Kollektorfelds

Es ist generell empfehlenswert, das System mit den nach Süden ausgerichteten Kollektoren zu wählen, wenn dies durch die Gebäude- beziehungsweise die Dachausrichtung möglich ist. So lassen sich beispielsweise bei einer verbauten Kollektorfläche von 30 m² im Falle des 14 MWh/a-Hauses 10 m³ Latentwärmespeichervolumen einsparen, wenn man die Kollektoren nach Süden ($V_{\text{Lat}} = 28 \text{ m}^3$) anstelle von Südosten ($V_{\text{Lat}} = 38 \text{ m}^3$) ausrichtet.

Allerdings geben die Graphen auch direkten Aufschluss über die Einsatzgrenzen des Systems. In den meisten Fällen wird nur eine begrenzte Dachfläche für die Montage von Kollektoren zur Verfügung stehen. Somit haben alle in den Graphen dargestellten Systemkombinationen mit Kollektorfeldern größer 40 m² eher Seltenheitswert, zumal derart große Kollektorfelder auch entsprechende Investitionskosten bedeuten (vgl. die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung). Auch der teilweise enorme Raumbedarf für die Speichervolumina stellt Grenzen des Systems deutlich heraus. Speicher über 20 m³ lassen sich nur in den seltensten Fällen in einen Heizungskeller integrieren. Dies ist im Grunde nur dann möglich, wenn eine vorher verwendete konventionelle Ölheizung durch das solare Heizungssystem ersetzt wird, und im Zuge dessen der ähnlich große Öltank durch den Latentwärmespeicher ausgetauscht werden kann. Allerdings muss auch hier festgehalten werden, dass derartig große Speicher entsprechende Investitionskosten bedeuten (vgl. auch hier die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung).

Somit lässt sich aus den **Abbildung 45** bis **Abbildung 47** ableiten, dass sich das System eher nicht für Heizenergiebedarfe von mehr als 10 MWh/a eignet.

Die Graphen geben auch Aufschluss darüber, in welchem Umfang bauliche Maßnahmen reduziert werden können, wenn ein System mit geplanter Unterversorgung (also erhöhtem Einsatz des Backup-Systems) installiert wird. So lassen sich beispielsweise bei einem Haus mit 10 MWh/a Heizenergiebedarf und einem nach Süden ausgerichteten Kollektorfeld von 15 m² etwas mehr als 5 m³ Latentwärmespeichervolumen einsparen, wenn jährlich 1 MWh Eintrag durch das Backup-System in Kauf genommen werden. Dies sind letz-

lich Rechenspiele, welche kundenspezifisch durchgeführt werden müssen, um individuell das optimale System zu finden.

Obige Schritte an den Standorten Hamburg, Würzburg und München

Um einen Eindruck über den Einfluss des Standorts und der damit gegebenen unterschiedlichen äußeren Einflüsse (vornehmlich Umgebungstemperatur und solare Einstrahlung) zu geben, wurde die selbe Untersuchung wie im vorherigen Schritt dargestellt auch an den Standorten Hamburg und München sowie am Standort Würzburg durchgeführt, der üblicherweise als Referenz für die Bewertung von Solarsystemen verwendet wird. Die folgenden Abbildungen **Abbildung 48**, **Abbildung 49** und **Abbildung 50** zeigen die Ergebnisse der Untersuchung jeweils für Systeme mit einem nach Süden ausgerichteten Kollektorfeld. Auf Basis der Erkenntnis aus dem vorherigen Schritt, dass sich das System für Heizenergiebedarfe größer 10 MWh/a nicht empfiehlt, wurden in diesen Studien nur noch die beiden Gebäude mit 8 MWh/a und 10 MWh/a Heizenergiebedarf betrachtet. Erwartungsgemäß erweist sich Hamburg als ungünstigster Standort, während München aufgrund der hohen jährlichen Solareinstrahlung als Standort sehr empfehlenswert ist. In München sind beispielsweise keine Kollektorfelder größer 35 m² bzw. Latentwärmespeicher größer 25 m³ notwendig, um den Jahresbedarf an Heizenergie zu decken.

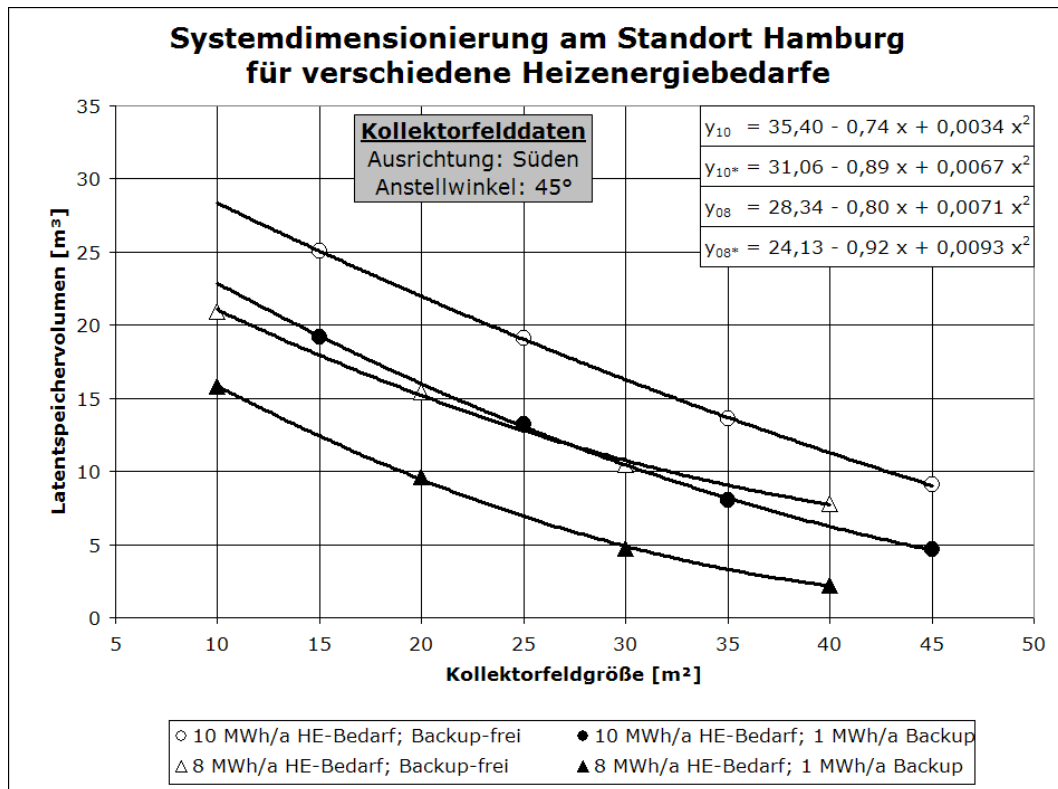


Abbildung 48: Systemdimensionierung am Standort Hamburg für verschiedene Gebäudestandards bei einer Südausrichtung des Kollektorfelds

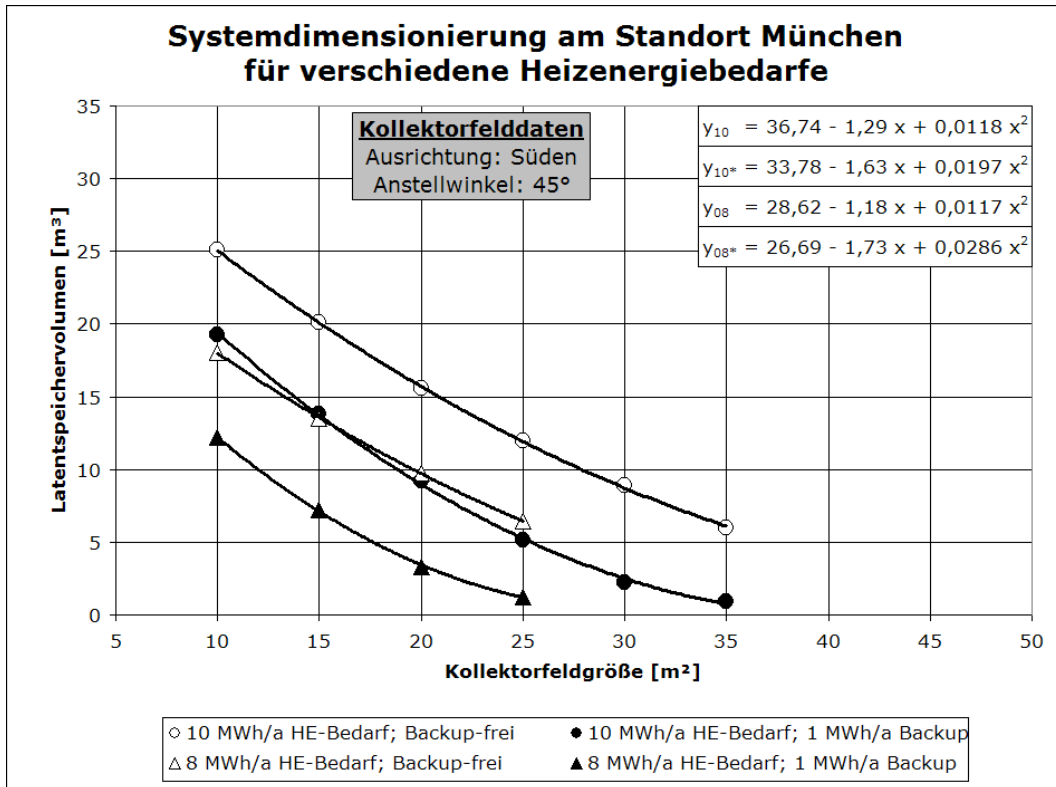


Abbildung 49: Systemdimensionierung am Standort München für verschiedene Gebäudestandards bei einer Südausrichtung des Kollektorfelds

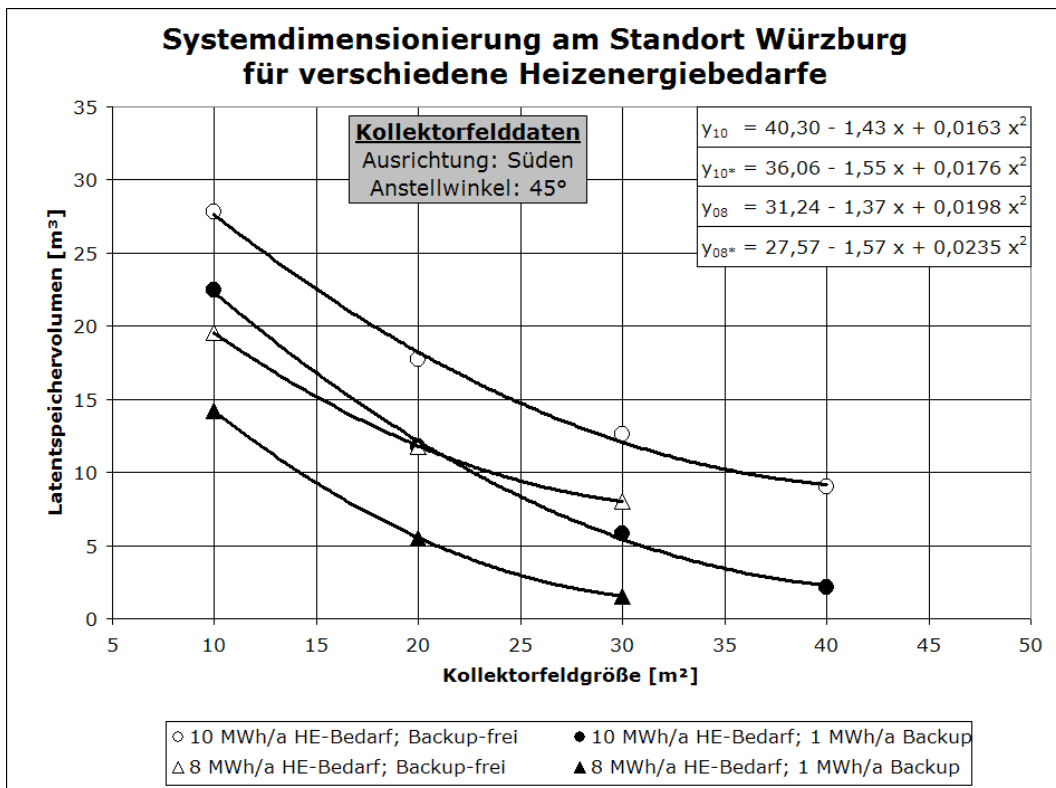


Abbildung 50: Systemdimensionierung am Standort Würzburg für verschiedene Gebäudestandards bei einer Südausrichtung des Kollektorfelds

Wirtschaftlichkeitsbetrachtung für den Standort Würzburg

Der Standort Würzburg wird üblicherweise als Referenz für die Bewertung von Solarsystemen verwendet, damit die Systeme untereinander besser vergleichbar sind. Daher wurde in der Folge am Standort Würzburg beispielhaft eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchgeführt. Ziel war die Ermittlung der empfehlenswertesten Systemkombination des Systems.

Bei der Untersuchung wurden die folgenden Förderbedingungen für die Wärmepumpenanlage und das Kollektorfeld zugrunde gelegt:

- Förderung der Wärmepumpenanlage gemäß BMWA⁵: Die Errichtung einer Sole/Wasser-Wärmepumpe im Gebäudebestand (Nachrüstung) wird mit 20 €/m² Wohnfläche oder mit 15 % der Netto-Wärmepumpenkosten gefördert. Je Wohneinheit ist die Förderung jedoch auf maximal 3.000,- € beschränkt.
- Förderung des Kollektorsystems gemäß BMWA: Die Errichtung einer thermischen Solaranlage zur kombinierten Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung bis max. 40 m² Kollektorfläche erhält eine Basisförderung von 105 €/m² Kollektorfläche. Hinzuzurechnen sind 52,50 €/m² Effizienzbonus Stufe 1, der bei Baugenehmigung vor 1995 und EnEV-Standard oder Baugenehmigung nach 1994 und 30 % unter EnEV zusätzlich ausgeschüttet wird. Somit ergibt sich eine Gesamtförderung in Höhe von 157,50 €/m² Kollektorfläche.

Die kapitalgebundenen Kosten wurden in Absprache mit den Partnern *Ratiotherm* und *Viessmann* wie folgt festgelegt:

Tabelle 10: Kostenaufstellung für die Systemkomponenten

	Kosten	Einheit
Wärmepumpe	1.000,-	€/kW _{inst.}
Schichtenspeicher ⁶	5.200,-	€/m ³ _{inst.}
Latentwärmespeicher	600,-	€/m ³ _{inst.}
Systemregelung	600,-	€
Solaranlage ⁷	450,-	€/m ² _{inst.}
Heizungsraum	2.500,-	€
Wärmeverteilung	10.500,-	€

Als betriebsgebundene Kosten wurden für Ersatzteile und Reparaturen pauschal 1,25 % der kapitalgebundenen Kosten angesetzt. Die verbrauchsgebundenen Kosten stellen die anfallenden Stromkosten des Systems dar, die sich auf die Systempumpen und den Wärmepumpenverdichter verteilen. Die Stromtarife wurden bei den Stadtwerken Crailsheim erfragt und gelten brutto einheitlich für alle Verbrauchsmengen⁸:

- Strom (Hochtarif): 19,81 ct/kWh
- Strom (Niedertarif): 13,36 ct/kWh
- Strom (Wärmepumpentarif): 11,50 ct/kWh
- Grundpreis für Doppeltarifzähler: 121,38 €/a

⁵ BMWA: Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle; im Text wird sich auf die Basis- und Bonusförderung im Marktanzreizprogramm 2008 (Stand: Juni 2008) bezogen.

⁶ Die Kosten gelten für einen 1.000 Liter großen Speicher inklusive Isolierung, Montage, Anschlussleitungen und Solarstation.

⁷ Die Kosten gelten brutto inklusive der Verrohrung, der Montage und der Inbetriebnahme.

⁸ Stromtarif der Stadtwerke Crailsheim, Tarif STW Strom Plus (Stand: Oktober 2008)

Für die Bestimmung der jährlichen Gesamtkosten über die Abschreibungsdauer wurde die Annuitätenmethode angewandt. Die Abschreibungsdauer wurde hierbei mit 22 Jahren angesetzt und mit einem Zinssatz von 4,5 % verrechnet.

Bei diesen Rahmenbedingungen ergaben sich die in **Abbildung 51** und **Abbildung 52** dargestellten jährlichen Gesamtkosten über die Abschreibungsdauer für verschiedene Systemkombinationen. Es wurden je Untersuchung sechs Systeme mit einem nach Süden ausgerichteten Kollektorfeld bei einem Neigungswinkel von $n = 45^\circ$ simuliert. Den Simulationen liegt entweder ein Gebäude mit 8 MWh/a oder ein Gebäude mit 10 MWh/a Heizenergiebedarf zugrunde. Die Wärmeversorgung erfolgt in allen dargestellten Fällen backupfrei (also wird in keinem der Fälle Strom für den Betrieb des elektrischen Heizstabs verbraucht).

Die Untersuchung zeigt, dass für ein Gebäude mit 8 MWh/a Heizenergiebedarf die Systemkombination $V_{\text{Lat}} = 9,8 \text{ m}^3/A_{\text{Koll}} = 25 \text{ m}^2$ über die Abschreibungsdauer die geringsten jährlichen Kosten verursacht. Für ein Gebäude mit 10 MWh/a Heizenergiebedarf empfiehlt sich indes die Systemkombination $V_{\text{Lat}} = 12,3 \text{ m}^3/A_{\text{Koll}} = 30 \text{ m}^2$.

Auffällig ist in beiden Untersuchungen, dass sich die jährlichen Gesamtkosten über die Abschreibungsdauer bei den verschiedenen Systemkombinationen nicht wesentlich voneinander unterscheiden. In beiden Untersuchungen liegt zwischen dem günstigsten und dem teuersten System ein Unterschied von ca. 200,- € jährlicher Gesamtkosten. Diese werden in beiden Untersuchungen trotz variiertener Komponentengrößen jeweils nur etwa zur Hälfte durch die kapitalgebundenen Kosten verursacht. Eine Reduktion des Latentwärmespeichervolumens macht eine Vergrößerung des Kollektorfelds notwendig. Beide Kostenpunkte gleichen sich dabei weitestgehend aus.

Zum Vergleich wurde die Untersuchung auch für unterdimensionierte Systeme durchgeführt, in denen ein Backup-Bedarf in Höhe von 1 MWh/a in Kauf genommen wurde, um Latentwärmespeichervolumen einzusparen. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in der **Abbildung 53** und **Abbildung 54** dargestellt.

Für ein Gebäude mit 8 MWh/a Heizenergiebedarf empfiehlt sich laut dieser Untersuchung ein System mit der Kombination $V_{\text{Lat}} = 1,6 \text{ m}^3/A_{\text{Koll}} = 30 \text{ m}^2$, für ein Gebäude mit 10 MWh/a Heizenergiebedarf ist die Kombination $V_{\text{Lat}} = 2,3 \text{ m}^3/A_{\text{Koll}} = 40 \text{ m}^2$ am günstigsten. Es zeigt sich, dass durch die Inkaufnahme des jährlichen Backup-Bedarfs in Höhe von 1 MWh geringere jährliche Gesamtkosten entstehen, als bei den Vergleichssystemen aus der ersten Untersuchung. Es lohnt sich demnach, die höheren verbrauchsgebundenen Kosten aufgrund des Stromverbrauchs des Backupsystems im Schichtenspeicher zu bezahlen, wenn dafür Latentwärmespeichervolumen und Kollektorfläche mit jeweils hohen Investitionskosten eingespart werden können.

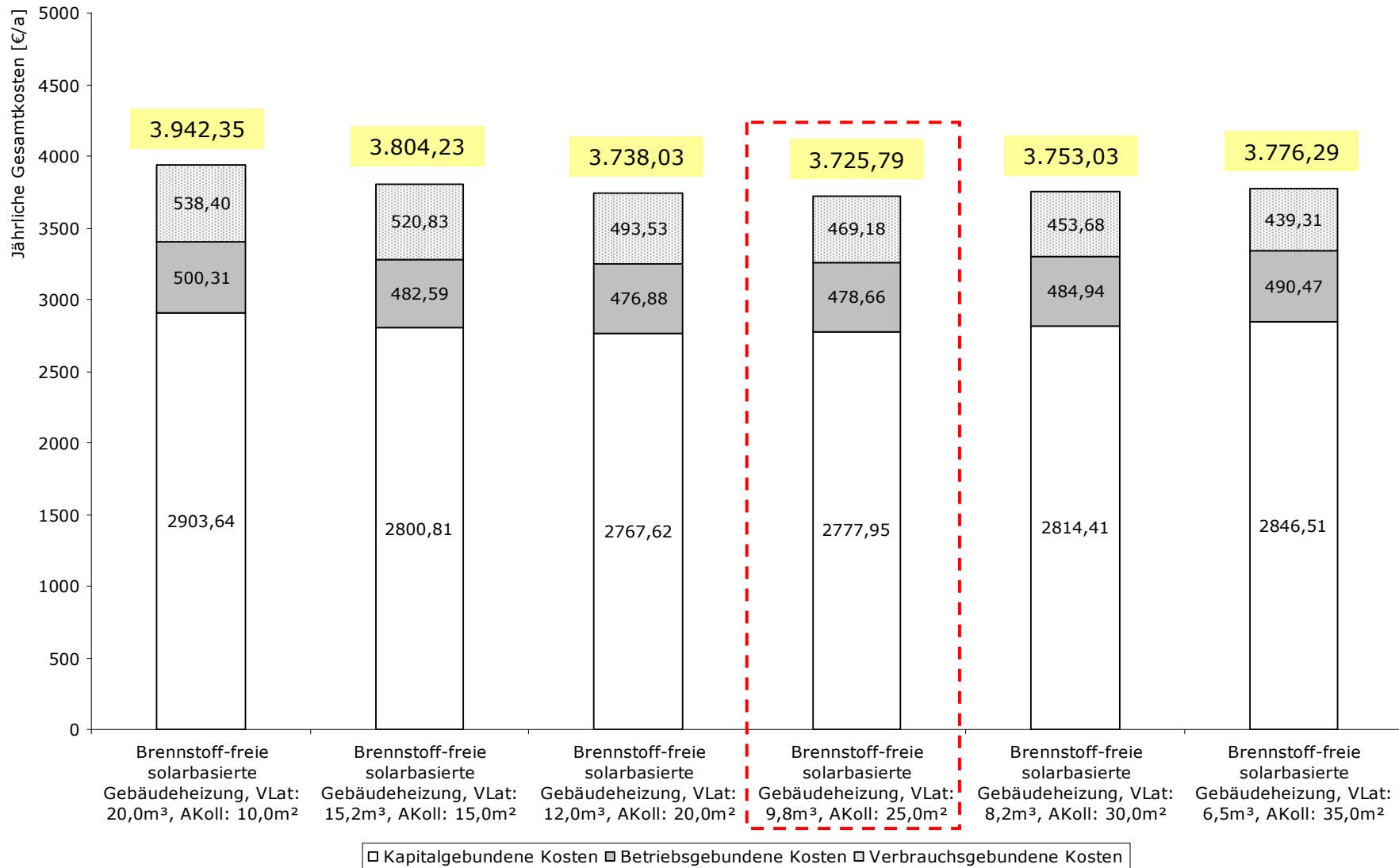


Abbildung 51: Vergleich der jährlichen Gesamtkosten verschiedener backup-freier Systemkombinationen am Standort Würzburg bei 8 MWh/a Heizenergiebedarf

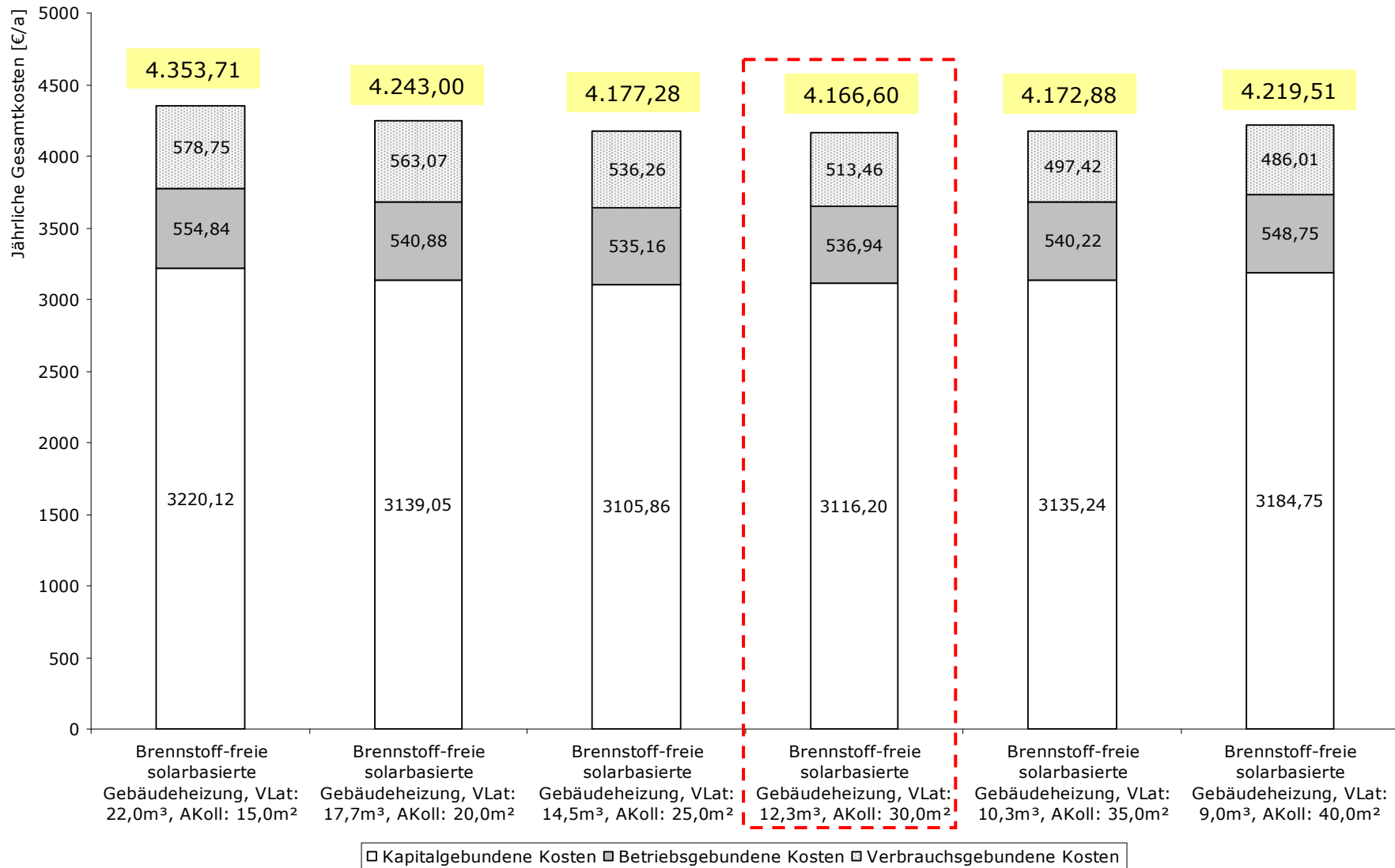


Abbildung 52: Vergleich der jährlichen Gesamtkosten verschiedener backup-freier Systemkombinationen am Standort Würzburg bei 10 MWh/a Heizenergiebedarf

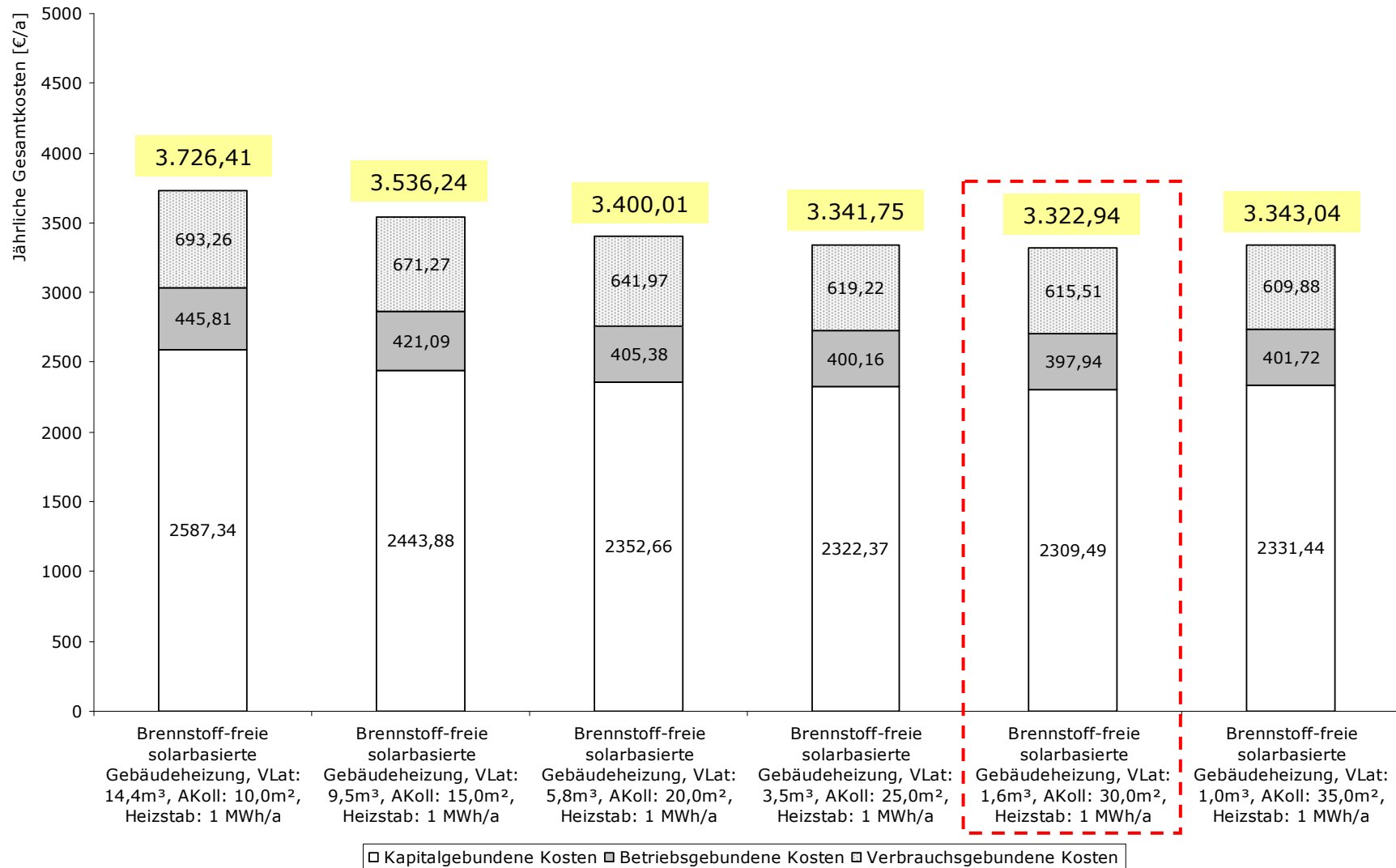


Abbildung 53: Vergleich der jährlichen Gesamtkosten verschiedener Systemkombinationen am Standort Würzburg mit 1 MWh/a Backup-Bedarf bei 8 MWh/a Heizenergiebedarf

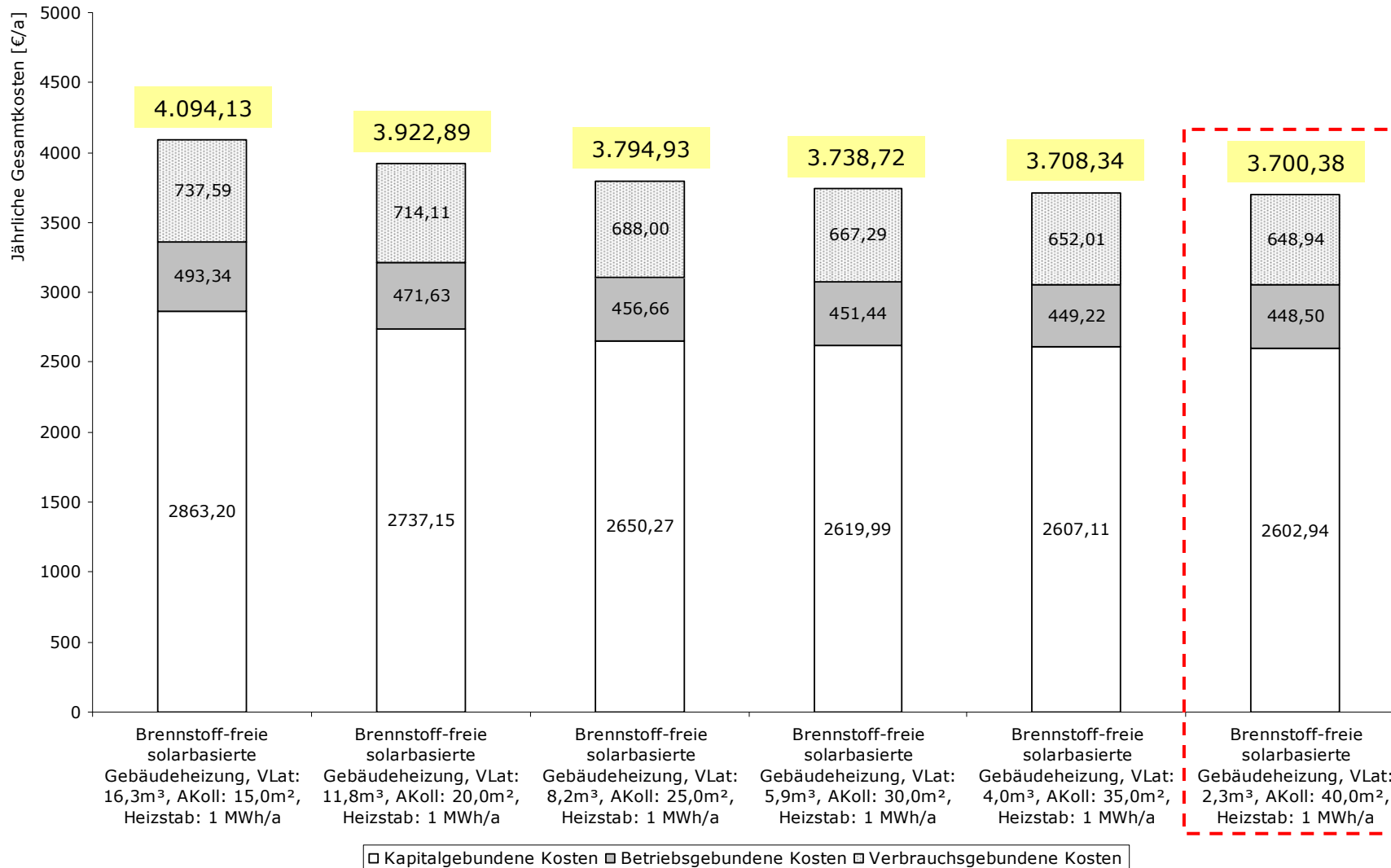


Abbildung 54: Vergleich der jährlichen Gesamtkosten verschiedener Systemkombinationen am Standort Würzburg mit 1 MWh/a Backup-Bedarf bei 10 MWh/a Heizenergiebedarf

Allerdings muss an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, dass diese statische Betrachtung mit einheitlichen Stromkosten über die gesamte Lebensdauer der Anlage von 22 Jahren nur bedingt aussagekräftig ist. Um eine verlässlichere Aussage treffen zu können, müssen Steigerungen der Energiepreise berücksichtigt werden, die über die Lebensdauer der Anlage sehr wahrscheinlich sind. Dies wurde im Folgenden bei den Vergleichen mit anderen Heizungssystemen durchgeführt.

Vergleich mit alternativen Heizungssystemen

Für den Vergleich wurden die folgenden Alternativsysteme herangezogen: konventionelle Ölheizung, Wärmepumpe mit Erdkollektor und 30 % solarer Heizungsunterstützung und Wärmepumpe mit Erdsonde und 30 % solarer Heizungsunterstützung. Um einen Vergleich möglich zu machen, wurden die mittels der Annuitätenmethode ermittelten jährlichen kapitalgebundenen Kosten mit den in Rücksprache mit den Partnern bestimmten jährlichen verbrauchsgebundenen Kosten (Jahresnutzungsgrad Ölheizung: 80 %; Arbeitszahl Wärmepumpenanlage: 4,3; Abschreibungsdauer: 22 Jahre; Zinssatz: 4,5 %) und den jährlichen betriebsgebundenen Kosten zu den jährlichen Gesamtkosten zusammengefasst. Die kapital-, verbrauchs- und betriebsgebundenen Kosten wurden in Zusammenarbeit mit den Partnern *Ratiotherm* und *Viessmann* festgelegt. Einen Überblick über die zugrunde gelegten Daten gibt die **Tabelle 11**. Ein Backup-System beispielsweise in Form eines elektrischen Heizstabs wurde in keiner der Alternativen verwendet.

Tabelle 11: Kapital-, verbrauchs- und betriebsgebundene Kosten der Alternativsysteme

	Ölheizung	Wärmepumpe, Erdkollektor, solare Heizungs- unterstützung	Wärmepumpe, Erdsonde, solare Heizungs- unterstützung
verbrauchsgebunden			
Öl	0,08 €/kWh	-	-
Strom (normal)	0,198 €/kWh	0,198 €/kWh	0,198 €/kWh
Strom (WP)	-	0,115 €/kWh	0,115 €/kWh
Grundpreis WP-Stromzähler	-	92,82 €/a	92,82 €/a
betriebsgebunden			
Schornsteinfeger	50,- €	-	-
Ersatzteile und Reparaturen	325,- €	515,31 €	552,81 €
kapitalgebunden			
Kessel mit Brenner	3.500,- €	-	-
Wärmepumpe ⁹	-	1.000,- €/kW _{inst.}	1.000,- €/kW _{inst.}
Speicher	2.000,- €	5.200,- €	5.200,- €
Regelung	-	600,- €	600,- €
Schornstein	2.900,- €	-	-
Öltank (5000 l)	2.900,- €	-	-
Erdkollektor/Erdsonde ¹⁰	-	12.000,- €	15.000,- €
Solaranlage (10 m ²)	-	2.925,- €	2.925,- €
Heizungsraum	3.100,- €	2.000,- €	2.000,- €
Tankraum	2.100,- €	-	-
Wärmeverteilung	7.000,- €	7.000,- €	7.000,- €
Verrohrung/Installation	2.500,- €	3.000,- €	3.000,- €

Die **Abbildung 55** zeigt die Gegenüberstellung der Ergebnisse der Untersuchung. Es zeigt sich, dass die backup-freie Wärmeversorgung unter Verwendung von Flachkollektoren die Variante mit den höchsten jährlichen Gesamtkosten darstellt. Unter Inkaufnahme von 1 MWh/a Backup-Bedarf sinken jedoch die kapitalgebundenen Kosten überproportional zum Anstieg der verbrauchsgebundenen Kosten, so dass die gesamten jährlichen Kosten unter jene der Vergleichssysteme fallen. Durch den Einsatz eines Schwimmbadabsorbers können die jährlichen Gesamtkosten noch einmal gesenkt werden und dank der im dargestellten Fall backup-freien Wärmeversorgung sinken auch die verbrauchsgebundenen Kosten wiederum. So zeigt sich das Schwimmbadabsorbersystem in dieser statischen Betrachtung mit einheitlichen Stromkosten über die gesamte Lebensdauer der Anlage von 22 Jahren als sehr empfehlenswert.

In der Folge wurde ein Szenario für die Berücksichtigung von Kostensteigerungen für Öl und Strom durchgeführt. In der Betrachtung wurde angenommen, dass Öl- und Strom-

⁹ Die Errichtung einer Sole/Wasser-Wärmepumpe im Gebäudebestand (Nachrüstung) wird mit 20 €/m² Wohnfläche oder mit 15 % der Netto-Wärmepumpenkosten gefördert. Je Wohneinheit ist die Förderung jedoch auf maximal 3.000,- € beschränkt.

¹⁰ Für den Erdkollektor wurden 400,- €/kW_{therm.} zuzüglich einer Pauschalen für die Erdarbeiten in Höhe von 8.000,- € festgelegt. Für die Erdsonde wurden 80,- €/m (⇒ ca. 15.000,- € bei 10 kW_{therm.}) festgelegt.

preise jährlich um 10 % steigen. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in **Abbildung 56** dargestellt.

Es zeigt sich, dass das Solar-Wärmepumpensystem mit Latentwärmespeicher unter Verwendung eines Flachkollektors über die Jahre schlechter abschneidet, als ein System mit Wärmepumpe, Erdkollektor bzw. -sonde und 10 m² Flachkollektor. Die höheren verbrauchsgebundenen Kosten aufgrund des höheren jährlichen Strombedarfs führen dazu, dass die Gesamtkosten über die Jahre einer überproportionalen jährlichen Steigerung unterzogen sind. Der Vorteil der niedrigeren Anschaffungskosten gleicht sich nach ungefähr acht Betriebsjahren aus und fortan verursacht das Solar-Wärmepumpensystem mit Latentwärmespeicher höhere Kosten als das Solar-Wärmepumpensystem mit Erdkollektor bzw. -sonde. Der Effekt der überproportionalen jährlichen Kostensteigerung aufgrund höherer verbrauchsgebundener Kosten kommt auch beim Schwimmbadabsorbersystem zum Tragen. Allerdings liegen die Investitionskosten in diesem Fall so niedrig, dass sich die Gesamtkosten schlussendlich in etwa mit jenen des Solar-Wärmepumpensystem mit Erdkollektor bzw. -sonde decken.

Abschließende Bewertung des Systems:

Der Vergleich mit den unmittelbaren Konkurrenzsystemen Solar-Wärmepumpensystem mit Erdkollektor bzw. -sonde zeigt, dass das Solarwärmepumpensystem mit Latentwärmespeicher unter Verwendung von Schwimmbadabsorbern konkurrenzfähig ist.

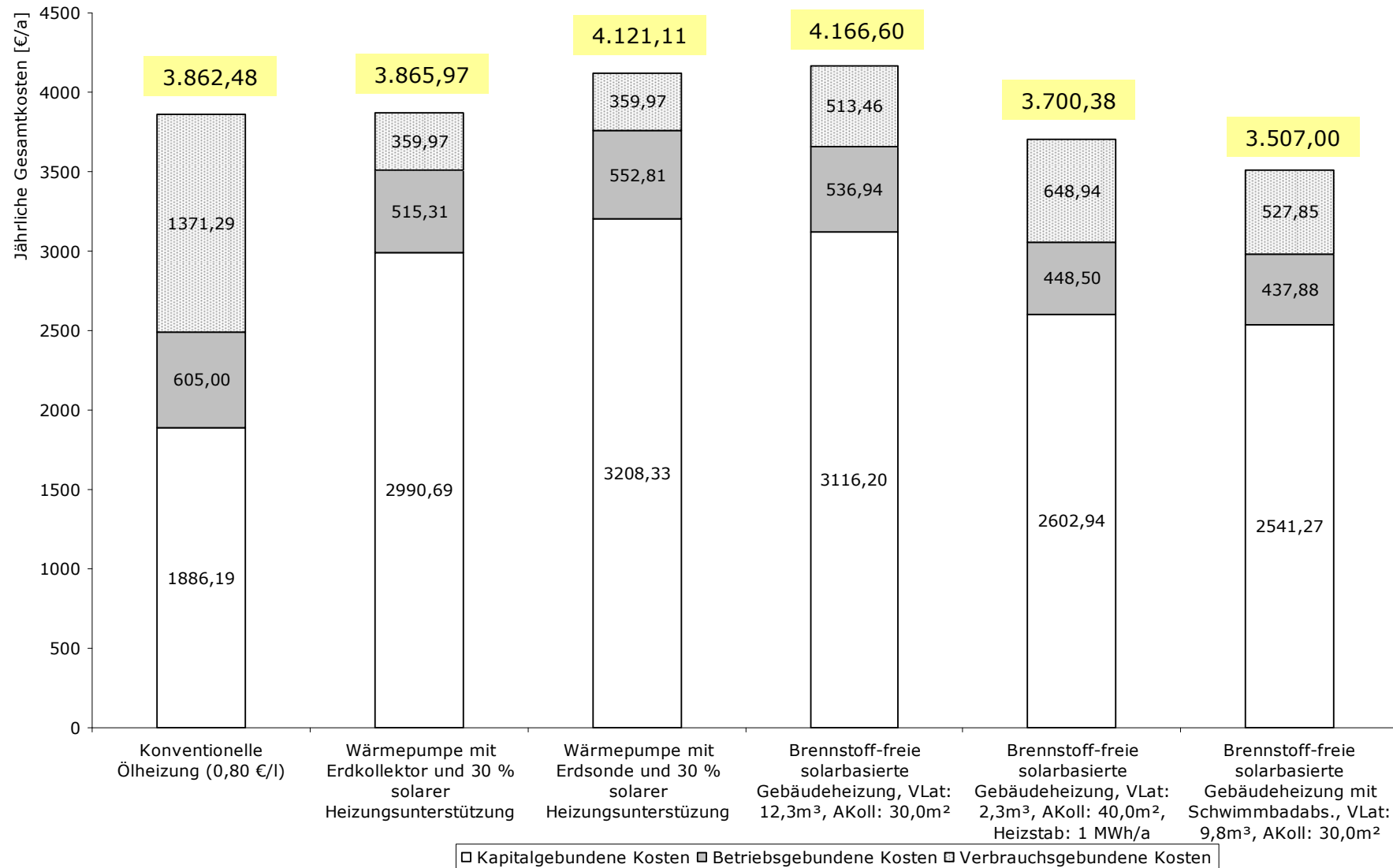


Abbildung 55: Vergleich der brennstoff-freien solarbasierten Gebäudeheizung mit alternativen Heizungssystemen bei 10 MWh/a Heizenergiebedarf

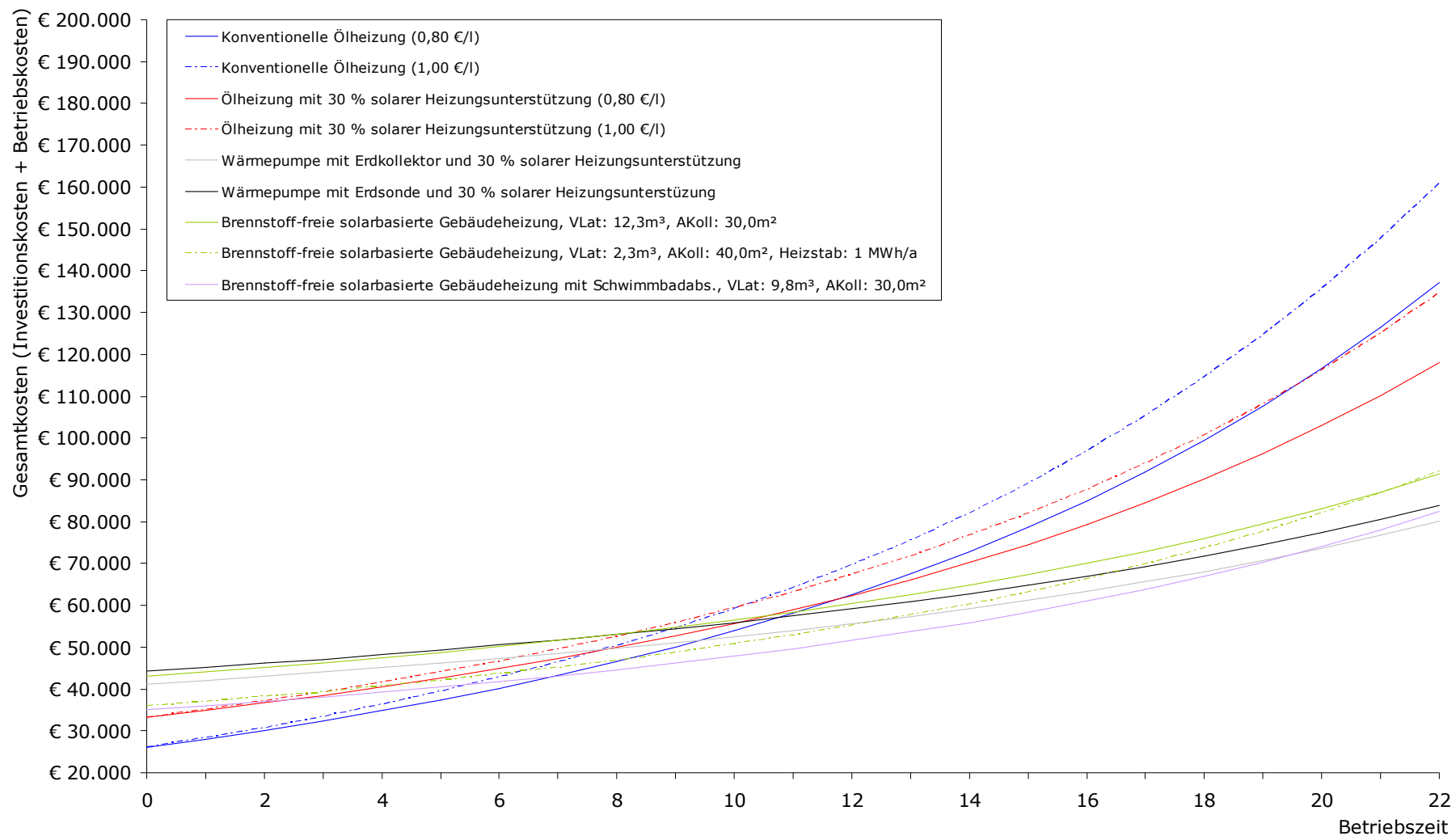


Abbildung 56: Kumulierte Gesamtkosten verschiedener Systeme für 10 MWh/a Heizenergiebedarf (dynamische Betrachtung; Ölpreis +10 %/a; Strompreis +10 %/a)

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Aufbau des brennstoff-freien, solarbasierten Gebäudeheizungssystems	5
Abbildung 2: Beladung des Latentwärmespeichers (schematisch)	13
Abbildung 3: Entladung des Latentwärmespeichers (schematisch)	14
Abbildung 4: Hydraulik und Messtechnik (links) sowie Aufbau des Latentspeichers am Prüfstand (rechts).....	14
Abbildung 5: Temperaturmessstellen im Latentwärmespeicher (schematisch)	15
Abbildung 6: Speicherentladung bis zum Phasenwechsel	16
Abbildung 7: Speicherentladung während des Phasenwechsels.....	16
Abbildung 8: Vollständige Speicherentladung	17
Abbildung 9: Volumenausdehnung im Speicher beim Phasenwechsel.....	18
Abbildung 10: Beladung des Latentwärmespeichers	19
Abbildung 11: Beladung im sensiblen Bereich	20
Abbildung 12: Speicherverlustsequenz	20
Abbildung 13: Eingabemaske des neuen Latentwärmespeichermoduls im CARNOT-Blockset.....	23
Abbildung 14: Evaluation des Latentwärmespeichermoduls anhand des Einfrierversuchs	25
Abbildung 15: Evaluation des Latentwärmespeichermoduls anhand des Schmelzversuchs.....	26
Abbildung 16: Südwest- und Südostansicht des Feldtestobjektes.....	27
Abbildung 17: Schematische Positionierung der Messfühler im Heizungssystem.....	28
Abbildung 18: Positionierung der Messfühler im sensiblen Speicher.....	28
Abbildung 19: Positionierung der Messfühler im Erdreich	29
Abbildung 20: Erwärmung des Latentwärmespeichers bei mäßiger Einstrahlung (17. Januar 2009).....	30
Abbildung 21: Erwärmung des Latentwärmespeichers bei guter Einstrahlung (22. Januar 2009).....	30
Abbildung 22: Auftauvorgang Latentwärmespeicher (6. April 2009)	31
Abbildung 23: Auftauvorgang Latentwärmespeicher (7. April 2009)	32
Abbildung 24: Auftauvorgang Latentwärmespeicher (8. April 2009)	32
Abbildung 25: Auftauvorgang Latentwärmespeicher (9. April 2009)	33
Abbildung 26: Erdreichtemperaturen in Nähe des Latentwärmespeichers (Dez. 2008 bis Jan. 2009)	34
Abbildung 27: Geschlossene Schneedecke um den Latentwärmespeicher.....	34
Abbildung 28: Erdreichtemperaturen in Nähe des Latentwärmespeichers (März 2009).....	35
Abbildung 29: Erdreichtemperaturen in Nähe des Latentwärmespeichers (April 2009).....	36
Abbildung 30: Beladung Schichtspeicher (18. März 2009).....	37
Abbildung 31: Temperaturerhöhung im sensiblen Speicher (18. März 2009)	38
Abbildung 32: Schematische Darstellung der hydraulischen Verschaltung der Solaranlage bei Entladung des Latentwärmespeichers.....	39
Abbildung 33: Teilvolumenstrom über Solaranlage bei Entladung Latentwärmespeicher (12. April 2009)	39
Abbildung 34: Teilvolumenstrom über Solaranlage bei Entladung Latentwärmespeicher (12. April 2009)	40
Abbildung 35: Vereisung des Wärmetauschers zwischen Solaranlage und Schichtspeicher	41
Abbildung 36: Energiebilanz Pufferspeicher (01.12.2008 - 07.12.2008).....	41
Abbildung 37: Energiebilanz Pufferspeicher (15.03.2009 - 22.03.2009).....	42
Abbildung 38: Energiebilanz Pufferspeicher (05.04.2009 - 12.04.2009).....	42
Abbildung 39: Energiebilanz Pufferspeicher (12.04.2009 - 19.04.2009).....	43
Abbildung 40: Skizze des Bilanzmoduls zur Ermittlung des Heizenergiebedarfs eines Gebäudes.....	44
Abbildung 41: Exemplarischer Verlauf der Jahresheizlast nach dem neuen Gebäudemodul.....	45
Abbildung 42: Eingabemaske des neuen Gebäudemoduls im CARNOT-Blockset	45

Abbildung 43: Systemsimulationsmodell unter Matlab®/Simulink® (Obermaske).....	46
Abbildung 44: Strukturbaum des Systemregelungsmoduls mit Vektoren als Signaltransportern.....	47
Abbildung 45: Systemdimensionierung am Standort Crailsheim für verschiedene Gebäudestandards bei einer Südostausrichtung des Kollektorfelds.....	63
Abbildung 46: Systemdimensionierung am Standort Crailsheim für verschiedene Gebäudestandards bei einer Südausrichtung des Kollektorfelds.....	63
Abbildung 47: Systemdimensionierung am Standort Crailsheim für verschiedene Gebäudestandards bei einer Südwestausrichtung des Kollektorfelds	64
Abbildung 48: Systemdimensionierung am Standort Hamburg für verschiedene Gebäudestandards bei einer Südausrichtung des Kollektorfelds.....	65
Abbildung 49: Systemdimensionierung am Standort München für verschiedene Gebäudestandards bei einer Südausrichtung des Kollektorfelds.....	66
Abbildung 50: Systemdimensionierung am Standort Würzburg für verschiedene Gebäudestandards bei einer Südausrichtung des Kollektorfelds.....	66
Abbildung 51: Vergleich der jährlichen Gesamtkosten verschiedener backup-freier Systemkombinationen am Standort Würzburg bei 8 MWh/a Heizenergiebedarf.....	69
Abbildung 52: Vergleich der jährlichen Gesamtkosten verschiedener backup-freier Systemkombinationen am Standort Würzburg bei 10 MWh/a Heizenergiebedarf.....	70
Abbildung 53: Vergleich der jährlichen Gesamtkosten verschiedener Systemkombinationen am Standort Würzburg mit 1 MWh/a Backup-Bedarf bei 8 MWh/a Heizenergiebedarf	71
Abbildung 54: Vergleich der jährlichen Gesamtkosten verschiedener Systemkombinationen am Standort Würzburg mit 1 MWh/a Backup-Bedarf bei 10 MWh/a Heizenergiebedarf.....	72
Abbildung 55: Vergleich der brennstoff-freien solarbasierten Gebäudeheizung mit alternativen Heizungssystemen bei 10 MWh/a Heizenergiebedarf.....	76
Abbildung 56: Kumulierte Gesamtkosten verschiedener Systeme für 10 MWh/a Heizenergiebedarf (dynamische Betrachtung; Ölpreis +10 %/a; Strompreis +10 %/a.....	77

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Eigenschaften ausgewählter Solar-Wärmepumpensystemen in Versuchsgebäuden.....	9
Tabelle 2: Dichte von Wasser und Eis	17
Tabelle 3: Kollektorfeldneigung des Feldtestobjekts bei Ausrichtung nach Süden.....	52
Tabelle 4: Stoffwerte der Phasenwechselmedien Wasser und Paraffin	54
Tabelle 5: Systemeffizienz unter Verwendung von Wasser und Paraffin als Phasenwechselmedium.....	54
Tabelle 6: Aufteilung des Kollektorsystems in Flachkollektor und Schwimmbadabsorber.....	55
Tabelle 7: Schwimmbadabsorbersystem im Vergleich zum Flachkollektorsystem	58
Tabelle 8: Ergebnisse bei modifizierter Systemregelung im Vergleich mit den bekannten Ergebnissen.....	59
Tabelle 9: Ermittlung der optimalen Kollektorsystemkombination im optimierten kombinierten System.....	61
Tabelle 10: Kostenaufstellung für die Systemkomponenten	67
Tabelle 11: Kapital-, verbrauchs- und betriebsgebundene Kosten der Alternativsysteme	74

Quellenverzeichnis

[Bac/Drü/Ste ST08]

Bachmann, S.; Drück, H.; Müller-Steinhagen, H.: *Solarthermie und Wärmepumpe - Vorstellung verschiedener Konzepte für solare Kombianlagen*, 18. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein
April 2008

[Bro TAB81]

Broschk, J.: *Solarhaus Essen. Ergebnisse und Erfahrungen*, TAB 3/81, pp. 213-219
1981

[Bro/Spe BFT81]

Broschk, J.; Speidel, K.: *Solarhaus Essen*, Abschlussbericht des Forschungsvorhabens BMFT-FB-T-81-120, Bundesministerium für Forschung und Technologie, Eggenstein-Leopoldshafen
1981

[Bru/Bro/Her/Kli/Kna VDI77]

Bruno, R.; Brombach, U.; Hermann, W.; Klinkenberg, K.; Knabben, H.: *Wärmepumpe zur Sonnenenergienutzung*, in: VDI-Bericht 289: Wärmepumpen in Betrieb. Heute und in Zukunft, pp. 197-202, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf
1977

[Cre AU76]

Crede, H.: *Verfahren zur Gewinnung von Heizwärme nach dem Wärmepumpenprinzip*, Auslegungsschrift 2715075
1976

[Die/Jac ETA83]

Dietrich, B.; Jacobs, U.: *Stand und Trend der Entwicklung von Energieabsorber-Systemen*, Elektrowärme im Technischen Ausbau 43 A3, pp. A114-A128
1983

[Feu/Ste FB97]

Feustel, H. E.; Stetiu, C.: *Thermal Performance of Phase Change Wallboard for Residential Cooling Application*, Energy and Environment Division, Lawrence Berkeley National Laboratory, University of Carolina, Forschungsbericht im Indoor Environment Program, U.S. Department of Energy, Contract No. DE-AC03-76SF00098
April 1997

[Fre DI05]

Freitag, T.: *Entwicklung eines Natriumacetat-Trihydrat-Latentwärmespeichers mit einem Wärmeübertrager aus Kunststoffmetallverbund-Kapillarrohr*, Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität, Chemnitz
2005

[Hal SE79]

Hallermayer, R.: *Das Haus, in dem ein Computer wohnt*, Sonnenenergie 4/1979, pp. 4-8

[Heg PAT00]

Hegele, F.: *Verfahren zur Eiserzeugung mit einer Wärmepumpe, insbesondere zur Gebäudeklimatisierung und Kühlung von Lebensmitteln*, Patent DE 19839867 C2
2000

[Hes HP03]

Hesse, W.: *Heizen mit der Sonne*, <http://home.t-online.de/home/winfried.hesse>
Zugriff: 04.06.2003

[Hes PA03]

Hesse, W.: *Persönliche Auskunft*
02.08.2003

[Hes PAT94]

Hesse, W.: *Anordnung zur Gewinnung von Wärmeenergie*, Patent DE 4405991 C1
1994

[Hin OF01]

Hinrichs, K.-H.: *Vorrichtung zur Gewinnung von Wärmeenergie durch Nutzung der Latentwärme von Wasser und dafür geeigneter Wärmetauscher*, Offenlegungsschrift DE 10139065 A1, Anmelder: Hinrichs, G.; Orth, M.
2001

[Hin PA04]

Hinrichs, K.-H.: *Persönliche Auskunft*
23.07.2004

[Hin/Ort GEB02a]

Hinrichs, G.; Orth, M.: *Vorrichtung zur Gewinnung von Wärmeenergie mit einer Wärmepumpe*, Gebrauchsmusterschrift DE 20203712 U1
2002

[Hin/Ort GEB02b]

Hinrichs, G.; Orth, M.: *Vorrichtung in einem Gebäude zur Gewinnung von Wärmeenergie mit einer Wärmepumpe*, Gebrauchsmusterschrift DE 20203713 U1
2002

[Ito/Miu/Wan SE99]

Ito, S.; Miura, N.; Wang, K.: *Performance of a Heat Pump using Direct Expansion Solar Collectors*, Solar energy 65 (3), pp. 189-196
1999

[Ito/Miu/Wan/Nis ASM94]

Ito, S.; Miura, N.; Wang, J.I.; Nishikawa, M.: *Heat Pump using Solar Collectors with Photovoltaic Modules on its Surfaces*, ASME Joint Solar Engineering Conference 1994, pp. 53-57

[Kre FHL03]

Kreuzler, S.: *Doppelspeichersolarsystem mit Wärmepumpe*,
<http://193.175.120.23/an/pt/solar/slangz/index.html>, Fachhochschule Lübeck
04.06.2003

[Kro/Fab/Tri/Zör EE08]

Trinkl, C.; Kroker, J.: *Der Garten bleibt – Solares Heizen mit Wärmepumpe und Latentwärmespeicher verzichtet auf großflächige Erdwärmetauscher*, Fachzeitschrift Erneuerbare Energien
August 2008

[Lan DA08]

Lanz, M.: *Optimierung eines Simulationsmodells für eine brennstoff-freie, solarbasierte Gebäudeheizung*, Diplomarbeit am Solar-Institut Jülich der Fachhochschule Aachen
Februar 2008

[NN OF80]

N.N.: *Heizungsanlage zum Ausnutzen der Umweltwärme und dazugehöriger Erdwärmeabsorber*, Offenlegungsschrift DE 3011840 A1, Anmelder: Stefan Nau GmbH, Dettenhausen
1980

[NN RZ03]

N.N.: *QUICK STEP – SolarThermie. Produkteigenschaften, Wärmenutzung*, Technische Dokumentation der Rheinzink GmbH & Co. KG, Datteln
2003

[Pla SO83]

Plagge, J.: *Das Solarhaus der Fachhochschule Lübeck. Erfahrungen aus der ersten Heizperiode*, Sonnenenergie 8 (5), pp.21-25
1983

[Saf DI03]

Safarik, M.: *Solare Klimakälteerzeugung – Technologie, Erprobung und Simulation*; Dissertation an der Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg
2003

[Sch/Haf BMBF99]

Schwarzer, K.; Hafner, B.: *Aufbau und Erprobung eines Latentwärmespeichers für den Einsatz in Raumheizungssystemen*, Förderprojekt BMBF 1700297, Fachhochschule Aachen, Aachen
1999

[Sch/Keh/Kra PAT76]

Scherf, F.; Kehl, A.; Kragl, W.: *Anlage zum beheizen eines Gebäudes und zur Warmwasserbereitung*, Patent DE 2619744 C2, Patentinhaber: Robert Bosch GmbH, Stuttgart
1976

[Sch/War/Gra ISE99]

Schaap, A.B.; Warmerdam, J.M.; Gramsbergen, E.E.: *Solar Heating with Heat Pump and Ice Storage*, ISES Solar World Congress 1999, Jerusalem (IL)

[Ste IKE87]

Steiner, D.; Bostel, R.: *Prüfstand für Latentwärmespeicher*, Bericht IKE5-TF-824-87, Institut für Kerntechnik und Energiewandlung e.V., Stuttgart
1987

[Tri/Zör ST07]

Trinkl, C.; Zörner, W.: *Solarbasiertes Wärmepumpenheizungssystem: Systemuntersuchung und Latentwärmespeicherentwicklung*, 17. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein
April 2007

[Tri/Zör/Han ISE04]

Trinkl, C.; Zörner, W.; Hanby, V.: *A Review on Solar-Assisted Heat Pump Systems for Domestic Heating*, 5th ISES Europe Solar Conference (EuroSun2004), Freiburg, 20.-23.06.2004

[Tri/Zör/Han ST05]

Trinkl, C.; Zörner, W.; Hanby, V.: *Solares Heizen mit Wärmepumpe – Ein Überblick über Heizsysteme der letzten 30 Jahre*, 15. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 27.-29.04.2005

[Wei FHL88]

Weik, H.: *Das Solarhaus-Experiment der Fachhochschule Lübeck*, Forschungsbericht der Fachhochschule Lübeck, Lübeck
1988

[Zie IEA84] 6

Ziegenbein, B.: *Experimental and Computer Simulation Results from a Heat Pump assisted Solar Heating System with Latent Heat Storage*, IEA-Workshop on Latent Heat Stores – Technology and Application, International Energy Agency (IEA), Stuttgart
1984

[Zie/Lie KI76]

Ziegenbein, B.; Liemert, K.: *Das BBC-Solarhaus – Planung einer Sonnenenergieheizanlage für ein Einfamilienhaus*, Ki Klima + Kälte-Ingenieur 4 (3), pp. 175-178
1976