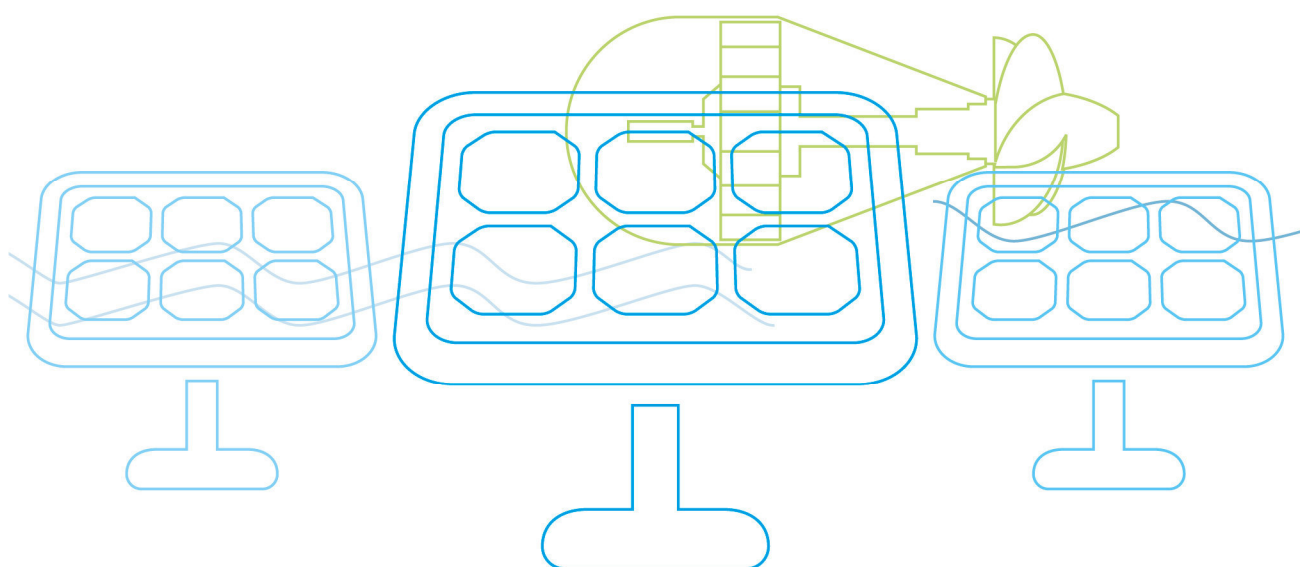




SolPumpEff

Hocheffiziente Kombinationen von
Solarthermie- und
Wärmepumpenanlagen



VORWORT

Die Publikationsreihe **BLUE GLOBE REPORT** macht die Kompetenz und Vielfalt, mit der die österreichische Industrie und Forschung für die Lösung der zentralen Zukunftsaufgaben arbeiten, sichtbar. Strategie des Klima- und Energiefonds ist, mit langfristig ausgerichteten Förderprogrammen gezielt Impulse zu setzen. Impulse, die heimischen Unternehmen und Institutionen im internationalen Wettbewerb eine ausgezeichnete Ausgangsposition verschaffen.

Jährlich stehen dem Klima- und Energiefonds bis zu 150 Mio. Euro für die Förderung von nachhaltigen Energie- und Verkehrsprojekten im Sinne des Klimaschutzes zur Verfügung. Mit diesem Geld unterstützt der Klima- und Energiefonds Ideen, Konzepte und Projekte in den Bereichen Forschung, Mobilität und Marktdurchdringung.

Mit dem **BLUE GLOBE REPORT** informiert der Klima- und Energiefonds über Projektergebnisse und unterstützt so die Anwendungen von Innovation in der Praxis. Neben technologischen Innovationen im Energie- und Verkehrsbereich werden gesellschaftliche Fragestellung und wissenschaftliche Grundlagen für politische Planungsprozesse präsentiert. Der **BLUE GLOBE REPORT** wird der interessierten Öffentlichkeit über die Homepage www.klimafonds.gv.at zugänglich gemacht und lädt zur kritischen Diskussion ein.

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus dem Forschungs- und Technologieprogramm „Neue Energien 2020“. Mit diesem Programm verfolgt der Klima- und Energiefonds das Ziel, durch Innovationen und technischen Fortschritt den Übergang zu einem nachhaltigen Energiesystem voranzutreiben.

Wer die nachhaltige Zukunft mitgestalten will, ist bei uns richtig: Der Klima- und Energiefonds fördert innovative Lösungen für die Zukunft!

A handwritten signature in black ink, reading 'Theresia Vogel'.

Theresia Vogel
Geschäftsführerin, Klima- und Energiefonds

A handwritten signature in black ink, reading 'Ingmar Höbarth'.

Ingmar Höbarth
Geschäftsführer, Klima- und Energiefonds

HOCHEFFIZIENTE KOMBINATIONEN VON SOLARTHERMIE- UND WÄRMEPUMPENANLAGEN – SOLPUMPEff

Autoren:

Dipl.-Ing.(FH) Martin Vukits

Ing. Christian Fink

AEE – Institut für Nachhaltige Technologien

Dipl.-Ing.(FH) Dr.techn. Andreas Heinz

Dipl.-Ing. Werner Lerch

Technische Universität Graz - Institut für Wärmetechnik

Gleisdorf, Juli 2013

Auftraggeber:

Klima und Energiefonds

Gumpendorferstraße 5/22
1060 Wien

Vertrag: 825546 vom 02.06.2010



Auftragnehmer:

AEE - Institut für Nachhaltige Technologien

A-8200 Gleisdorf, Feldgasse 19
Tel.: +43-3112 5886-0
Fax: +43-3112 5886-18
E-Mail: office@aee.at



Projektpartner:

Technische Universität Graz – Institut für Wärmetechnik

A-8200 Gleisdorf, Feldgasse 19
Tel.: +43-3112 5886 -0
Fax: +43-3112 5886 -18
E-Mail: office@aee.at



SOLution - Greiner Renewable Energy GmbH, vormals SOLution Solartechnik GmbH

A-4653 Eberstalzell, Solarstrasse 7
Telefon +43 (0)7244 20280
Telefax +43 (0)7244 20380 – 18
Internetseite: <http://www.sol-ution.com/>



Ochsner Wärmepumpen GmbH

A-3350 Stadt Haag, Ochsner-Straße 1
Tel.: +43-504245-8
Fax: +43-504245-349
E-Mail: kontakt@ochsner.at



Inhalt

Kurzfassung	6
Abstract	7
1 Einleitung	8
1.1 Problemstellung	8
1.2 Zielsetzung	9
2 Hintergrundinformationen zum Projekteinhalt	10
2.1 Stand der Technik	10
2.2 Vorarbeiten zum Thema	11
2.3 Innovationsgehalt	12
2.4 Verwendete Methoden	13
2.5 Einordnung in das Programm	14
3 Dokumentation von existierenden Systemkombinationen	15
3.1 Systembeschreibungen	15
3.2 Grundlegende Systeme	16
3.3 Analyse des Marktes	17
4 Feldmessungen an kombinierten Systemen	19
4.1 Messmethode	21
4.2 Bewertung der Feldtestanlagen	21
4.3 System A	22
4.3.1 Energetische Bewertung	23
4.3.2 Optimierungen	25
4.4 System B	28
4.4.1 Energetische Bewertung	29
4.4.2 Optimierungen	30
4.5 System C	32
4.5.1 Energetische Bewertung	33
4.5.2 Optimierungen	34
4.6 System D	40
4.6.1 Energetische Bewertung	41
4.6.2 Optimierungen	42
4.7 System E	43
4.7.1 Energetische Bewertung	44
4.7.2 Optimierungen	46
4.8 System F	47
4.8.1 Energetische Bewertung	48
4.8.2 Optimierungspotential	49

4.9	System G	50
4.9.1	Energetische Bewertung	51
4.9.2	Optimierungen	53
5	Labortestanlage	54
5.1	Auswahl der Systemvarianten	54
5.1.1	Variante A: Luftvorwärmung durch Solarwärmetauscher	54
5.1.2	Variante B: Hybridverdampfer – Kältemittel und Solarthermie	55
5.1.3	Variante C: Serieller Betrieb Solarwärmetauscher und Luftverdampfer	55
5.1.4	Entscheidungsbegründung für Variante C.....	56
5.2	Messaufbau und Versuchsaufbau	56
5.3	Messaufgaben	60
5.3.1	Messaufgabe Taupunktuntersuchung im Kollektor	60
5.3.2	Messaufgabe Effizienzsteigerung der Wärmepumpe	60
5.3.3	Messaufgabe Verdichter Einsatzgrenzen	60
5.4	Messmethodik & Messergebnisse	60
5.4.1	Taupunktuntersuchung im Kollektor.....	60
5.4.2	Effizienzsteigerung der Wärmepumpe.....	62
5.4.3	Einsatzgrenzenüberschreitung des Verdichters.....	66
6	Simulationen	68
6.1	Entwicklung von Simulationsmodellen	68
6.1.1	Wärmepumpe	68
6.1.2	Eisspeicher.....	69
6.2	Kennzahlen zur energetischen Bewertung von Systemen.....	71
6.3	Optimierung von 2 Feldanlagen anhand von Anlagensimulationen	72
6.3.1	Anlage 1.....	72
6.3.2	Anlage 2.....	75
6.4	Systemvergleich.....	79
6.4.1	Randbedingungen für die Simulationen.....	79
6.4.2	Ermittlung der Gebäudeheizlast.....	80
6.4.3	Allgemeiner Systemaufbau mit/ohne Solaranlage.....	81
6.4.4	Speicherdimensionierung und Anschlusshöhen	83
6.4.5	Systemvarianten ohne Solaranlage und Parallelbetrieb mit Solaranlage	84
6.4.6	Alternative Konzepte zur Koppelung von Solaranlage und Wärmepumpe	87
6.4.7	Simulationsergebnisse.....	91
7	Ökologische und ökonomische Bewertung	109
7.1	Bewertete Systeme	109
7.2	Ökologische Bewertung	110
7.2.1	Primärenergieverbrauch	110

7.2.2	CO ₂ - Ausstoß der Systeme.....	111
7.2.3	Ergebnisse der ökologischen Bewertung	111
7.3	Ökonomische Bewertung	119
7.3.1	Berechnung	119
7.3.2	Ergebnisse.....	121
8	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	125
9	Ausblick und Empfehlungen	129
10	Literaturverzeichnis	131
11	Referenzen	132
	Anhang A	133

Kurzfassung

Systemkonzepte für Solarkombianlagen in Kombination mit Wärmepumpen wurden theoretisch analysiert und dokumentiert, im Rahmen von Feldtests qualitativ und messtechnisch evaluiert sowie an Hand von Jahressimulationen miteinander und gegenüber Referenzsystemen verglichen. Erkenntnisse über die Effizienz sowie der ökologischen und ökonomischen Wettbewerbsfähigkeit von Solarthermie- und Wärmepumpenkombinationen sowie weiterentwickelte alternative Systemkonzepte wurden erarbeitet.

Heizungs- und Warmwasserbereitungssysteme basierend auf Kombinationen aus Solarthermie und Wärmepumpen werden aktuell am Markt mehr und mehr nachgefragt und inzwischen auch von einigen Systemanbietern angeboten. Die Integration der Wärmepumpe in ein Solarkombisystem ist aber um einiges komplexer als andere Zusatzheizenergiequellen, da auch die Energiequelle der Wärmepumpe (Verdampferkreis) mit dem gesamten System verknüpft sein kann. Neben den typischen Quellen Umgebungsluft oder Erdreich kann auch der Solarkollektor oder auch ein Eisspeicher als Energiequelle in unterschiedlichsten Schaltungen genutzt werden.

Um sicher zu stellen, dass die nun auf dem Markt angebotenen Systeme auch das Ziel der Primärenergieeinsparung bestmöglich erfüllen, war es notwendig, die Qualität der angebotenen und installierten Systeme wissenschaftlich zu analysieren und sie untereinander aber auch gegenüber Referenztechnologien zu vergleichen. Es konnten somit bereits in der Startphase des Marktwachstums diverse Schwachstellen aufgezeigt und optimierte Systemkonzepte hervorgebracht werden.

Dazu wurden bereits existierenden Konzepte analysiert und durch Monitoring von im realen Betrieb befindlichen Anlagen den tatsächlichen Stand der Technik im Detail dokumentiert. Parallel dazu wurden Simulationsmodelle entwickelt, mit deren Hilfe die gemessenen Anlagen simuliert wurden bzw. konnten durch Variation der wesentlichen Parameter Optimierungspotentiale gefunden werden. Aufbauend auf den Erfahrungen aus dem Monitoring und den Simulationen mit den bestehenden Systemkonfigurationen wurden neue, verbesserte, sog. alternativen Systemkonzepte entwickelt, modelliert und simuliert.

Eine detaillierte Analyse der untersuchten und simulierten Systeme hinsichtlich energetischer Kennwerte (Primärenergie-, Endenergie-, Nutzenergiebilanzen sowie Wirkungsgrade und Arbeitszahlen) bzw. eine ökonomischen Bewertung sowie eine detaillierte Dokumentation der praktischen Erfahrungen aus den Feldtests stehen als Ergebnisse und als Basis für eine zielgerichtete und erfolgreiche Weiterentwicklung von Solarkombisystemen mit Wärmepumpen zur Verfügung.

Abstract

System concepts using a combination of solar thermal combisystems and heat pumps were documented and analysed theoretically. Different systems were evaluated by means of measurements in a field test and compared to each other and to reference systems by means of dynamic system simulations. Further the systems were evaluated under ecological and economical aspects. At the end of the project advanced and adapted system solutions will be available.

Systems for space heating and domestic hot water preparation based on the combination of solar collectors and heat pumps are currently more and more in demand and are already provided by several manufacturers. However, the integration of a heat pump into a solar combisystem is more complex than with other auxiliary systems, as also the heat source of the heat pump (evaporator cycle) can be connected to the whole system. Additionally to the standard heat sources ambient air and ground heat also the solar collectors or an ice-storage can be used as a source with different possibilities of hydraulic integrations.

For that purpose, already existing system concepts were documented and analysed. The actual state of the art was determined by analysing the results of a field test, in which systems in real operation were evaluated. System simulation models were developed besides, which were used to determine potentials for optimisations through variation of the basic parameters and to find optimised control strategies for such systems. Based on the experiences of the field test and the system simulations of conventional solar combi systems, new advanced concepts were developed. All concepts were simulated and compared using system models.

A detailed analysis of the evaluated and simulated systems concerning characteristic energetic values (primary energy-, final energy-, useful energy-balances as well as efficiencies and seasonal performance factors) and an economic evaluation as well as a detailed documentation of practical experiences from the field tests are the results of the project. These results can be used as basis of a focused and successful further development of solar-combisystems with heat pumps.

1 Einleitung

Die Verkaufszahlen von Wärmepumpen für Raumheizungszwecke und Warmwasserbereitung befinden sich in Österreich seit 2002 stark im Steigen (Faninger, 2007). Entsprechend ihrer Funktionsweise arbeiten Wärmepumpen dann mit relativ hohen Leistungszahlen, wenn der Temperaturunterschied zwischen der Wärmequelle und der Wärmesenke möglichst gering ist. Daher werden in Kombination mit Wärmepumpen üblicherweise Niedertemperaturheizungen wie z.B. Fußboden- oder Wandheizungssysteme eingesetzt. Das Problem bei kombinierten Anlagen (Heizung und Warmwasserbereitung) ist vielfach die Warmwasserbereitung, da hier ein relativ hohes Temperaturniveau von 45-65°C benötigt wird, das die Wärmepumpe nur mit vergleichsweise niedrigen Leistungszahlen bereitstellen kann. Daher ist die Jahresarbeitszahl solcher Anlagen im Vergleich zu reinen Heizungswärmepumpen immer deutlich niedriger. Dies trifft vor allem bei Niedrigenergiegebäuden zu, da hier die Warmwasserbereitung einen wesentlichen Anteil am Gesamtwärmebedarf hat. Solare Kombianlagen zur Brauchwasserbereitung und Heizungsunterstützung sind in Österreich ebenfalls weit verbreitet.

1.1 Problemstellung

Das größte Problem liegt dabei darin, das Energienachfrage (Heizung + Warmwasser) und Energieangebot (Solarstrahlung) im jahreszeitlichen Verlauf gegenläufig sind. Solaranlagen mit einem hohen solaren Deckungsgrad für Warmwasser und Raumheizung sind daher nur mit einem relativ hohen Aufwand (große Pufferspeicher und Kollektorflächen) realisierbar. Durch die sinkende Anlagenauslastung bei steigendem solarem Deckungsgrad sinkt der jährliche solare Energieertrag pro m² Kollektorfläche, was solche Anlagen derzeit wirtschaftlich unattraktiv macht.

In den letzten Jahren haben mehrere Hersteller (Trojek, Augsten, 2009) Systeme auf den Markt gebracht, die Wärmepumpen und thermische Solaranlagen für den Einsatz zur Raumheizung und Warmwasserbereitung kombinieren. Die Argumente, die dafür sprechen sind:

- Bei relativ geringer Sonneneinstrahlung - etwa im Winter - kann die Sonnenenergie auch bei für die Anwendung nicht ausreichendem Temperaturniveau genutzt werden, wenn dieses von der Wärmepumpe angehoben werden kann. Andererseits kann auch die Wärmepumpe das Temperaturniveau im Speicher derart senken, dass der Kollektor überhaupt Sonnenenergie gewinnen und dem System zuführen kann.
- Die Solarkollektoren können in Kombination mit einer Wärmepumpe im Mittel bei niedrigeren Temperaturen und damit mit einem höheren Wirkungsgrad betrieben werden.
- Durch die ersten beiden Punkte kommt es zu einem evtl. wesentlich höheren solaren Energieertrag pro m² Kollektorfläche.
- Die Wärmequellentemperatur der Wärmepumpe wird durch die Sonnenkollektoren angehoben, wodurch diese mit höheren Leistungszahlen arbeitet.
- Die Warmwasserbereitung, bei der die Wärmepumpe nur mit relativ niedrigen Leistungszahlen arbeitet, kann vor allem im Sommer und in der Übergangszeit – bei entsprechender Dimensionierung der thermischen Solaranlage – vollständig von dieser übernommen werden. Dies ist vor allem bei Niedrigenergiegebäuden von Vorteil, da hier der Wärmebedarf für das Warmwasser einen wesentlichen Anteil am Gesamtenergiebedarf hat.

Argumente, die für Kritiker gegen diese Kombination sprechen, sind:

- Beide Systeme haben relativ hohe Investitionskosten, aber niedrige Betriebskosten, wodurch eine Kombination nur schwer zu rechtfertigen ist. Dieses Argument spricht vor allem für viele Wärmepumpenhersteller gegen diese Kombination.
- Die thermische Solaranlage liefert genau dann viel Energie, wenn die Wärmepumpe eigentlich mit relativ hohen Arbeitszahlen arbeiten könnte.

Die aktuellen Entwicklungen und Verkaufszahlen zeigen auf jeden Fall, dass eine sehr starke Nachfrage nach solchen Systemen besteht. Über die Effizienz der angebotenen Systeme ist allerdings noch wenig bekannt (Trojek, Augsten, 2009). Erste Erfahrungen und Messungen bei realisierten Anlagen (auch bei einem der an diesem Projekt beteiligten Industriepartner) zeigen, dass die vielfach erwarteten Ergebnisse nicht erreicht werden konnten.

Die Hauptursache liegt darin begründet, dass die Kopplung der beiden Technologien hinsichtlich der jeweils speziellen Erfordernisse nur unzureichend durchgeführt wurde. Wie auch bisherige Solarkombianlagen mit Standardzusatzheizungen (Gas-, Öl, Pellet-, Scheitholzkessel, etc.) zeigen, ist die hydraulische und regelungstechnische Integration der Nachheizung in das restliche System (Kollektorkreis, Speicher, Heizkreis und Warmwasserbereitung) eine im Detail dann doch sehr komplexe Angelegenheit die nur selten effizient gelöst ist.

Zusätzlich ergeben sich durch die kombinierte Betrachtung sowohl beim typischen Kollektor als auch der typischen Wärmepumpe einige Fragestellungen. Beim Sonnenkollektor liegt eine dieser Fragestellungen im Bereich der Kondensatbildung durch den häufigen Betrieb unter der Taupunkttemperatur und somit in der Frage der Kondensatabführung, der Feuchtigkeitsresistenz der eingesetzten Materialien bzw. eines möglicherweise daraus resultierenden ungünstigeren optischen Erscheinungsbildes. Bei den marktüblichen Wärmepumpen stellt sich in Verbindung mit Solaranlagen beispielsweise die Frage, inwieweit vergleichsweise hohe Verdampfungstemperaturen (35 bis 40°C sind denkbar) Auswirkungen auf den Wärmepumpenbetrieb (Kompressorbelastung, etc.) haben bzw. wie hoch der Anteil der Solarenergie an der gesamten Energie am Verdampfer der Wärmepumpe ausmacht.

1.2 Zielsetzung

Ziel des Projektes ist die detaillierte Dokumentation des Stands der Technik von solaren Kombianlagen mit Wärmepumpen und die Analyse von aktuell am Markt befindlichen Systemen sowie die Beurteilung von im realen Betrieb befindlichen Anlagen mittels qualitativer Analyse und Monitoring. Mit parallel dazu entwickelten Simulationsmodellen werden die gemessenen Anlagen simuliert und evaluiert. Ziel der Simulationen sind einerseits die Evaluierung der Simulationsmodelle an Hand der Messdaten bzw. darauf aufbauend die simulationsgestützte Optimierung dieser bestehenden Anlagen durch Variation der wesentlichen Parameter und Regelkonzepte. Damit sollen die theoretisch möglichen Optimierungspotentiale der bestehenden Konzepte ermittelt und dokumentiert werden. Aufbauend auf die Erfahrungen aus dem Monitoring und den Simulationen mit diesen bestehenden Systemkonfigurationen sollen dann neue, verbesserte Systemkonzepte theoretisch entwickelt, modelliert und simuliert werden.

Parallel dazu ist es das Ziel die Hauptkomponenten Kollektor bzw. Wärmepumpe mit Berücksichtigung der speziellen Betriebsbedingungen in diesen neuen Systemkonfigurationen hinsichtlich der dann geänderten Aufgaben neu zu bewerten bzw. die dann benötigten Eigenschaften neu zu spezifizieren. Dazu sollen auch die Feldanlagen entsprechend beobachtet und teilweise mit entsprechender Messtechnik ausgestattet werden, um die in so einem System real auftretenden Belastungen und Betriebsbedingungen quantitativ und qualitativ bestimmen zu können.

Allgemeines Ziel des Projektes ist auch die Schaffung einer Wissensbasis zur Auslegung und Bewertung solcher Systeme für die beteiligten Firmen bzw. für die Öffentlichkeit.

Durch das Projekt soll eine Grundlage geschaffen werden, um technisch unsinnige Systemlösungen bzw. Fehler bei Regelung, Verschaltung etc. zu vermeiden. Solche Fehler bzw. einzelne nicht gut funktionierende Systemkonzepte können sehr schnell zu einem Einbruch des Markts für solche Systeme führen, auch wenn diese ein sehr großes Potential sowohl hinsichtlich ihrer Effizienz als auch ihrer Einsatzmöglichkeiten haben. Ein Beispiel ist hier der Einbruch des Wärmepumpenmarkts zwischen 1986 und 1999 mit einem wesentlichen Grund: es wurden Kessel durch Wärmepumpen ersetzt aber die Systemtechnik (Niedrigsttemperaturheizsysteme) nicht angepasst.

2 Hintergrundinformationen zum Projektinhalt

Im folgenden Abschnitt werden Informationen zum Stand der Technik, zu Vorarbeiten zum Thema, zum Innovationsgehalt und zu den verwendeten Methodensowie zur Einordnung in das Forschungsprogramm gegeben.

2.1 Stand der Technik

Hersteller von am Markt angebotenen Systemen sind meist entweder Wärmepumpenhersteller oder Hersteller von thermischen Solaranlagen. Dementsprechend unterschiedlich sind die generellen Ansätze, die verfolgt werden. Grundsätzlich kann man zwischen den folgenden Konzept-Typen unterscheiden:

- Parallelbetrieb: Die Systemkomponenten arbeiten „nebeneinander“, es gibt keine direkte Interaktion. Die Solarenergie wird hauptsächlich dazu verwendet, um den Strombedarf der Wärmepumpe zu reduzieren und ist für die Warmwasserbereitung bzw. teilsolare Raumheizung zuständig.
- Die Wärmepumpe wird verwendet, um den Ertrag der Solaranlage zu erhöhen. Die Wärmepumpe ermöglicht die Nutzung von Solarenergie auch dann, wenn die Solarwärme mit einem Temperaturniveau zur Verfügung steht, das tiefer als die Rücklauftemperatur auf der Abnahmeseite (Heizungssystem, Warmwasser) ist.
- Gesamt-Systemkonzepte, in denen Solaranlage und Wärmepumpe entweder parallel arbeiten oder interaktiv betrieben werden. Beim interaktiven Betrieb wird Solarenergie direkt oder indirekt (Entkopplung über Wärmespeicher) als Wärmequelle für die Wärmepumpe benutzt. Der Wärmespeicher kann dabei als sensibler Speicher oder Latentwärmespeicher (PCM, Eis etc.), und als Kurzzeit- oder Langzeitspeicher ausgeführt werden.

Bisher wurde keine systematische Analyse der Kombination WP&Solar bzw. kein objektiver Vergleich von unterschiedlichen Ansätzen zur Kombination dieser Technologien unter unterschiedlichen Randbedingungen durchgeführt. Erste Ansätze zur Systematisierung wurden vom Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (FhG-ISE) mit 7 Systemtypen vorgestellt (Marek M., 2009). Eine der ersten Zusammenstellungen von 13 am Markt angebotenen Systemen wurde von der Hochschule Ingolstadt (Trinkl C., 2009) erstellt, mit dem Ergebnis, dass auch bei den Anbietern nur wenig Wissen über das tatsächliche Systemverhalten vorhanden war.

Relativ gut ist der Wissensstand der einzelnen Systeme monovalente Wärmepumpenanlagen bzw. konventionelle Solarkombianlagen. Am Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (FhG-ISE) finden derzeit zwei große Feldtests von Wärmepumpenheizsystemen mit fast 200 Messanlagen statt. Im Rahmen des europäischen EIE Projektes CombiSol werden momentan ebenfalls 45 konventionelle Kompakt-Solarkombianlagen im Rahmen eines Feldtests vermessen und analysiert. Für die Kombination Solarkombianlagen mit Wärmepumpen sind nur sehr vereinzelte Messungen bekannt (zB.: CEPHEUS Passivhaus Egg).

Es gibt für derartige Systeme auch noch keinerlei Normen bzw. genormte Prüfverfahren. Auf nationaler Ebene gibt es derzeit nur einzelne Systementwicklungen verschiedener Hersteller. Auf internationaler Ebene ist der IEA SHC Task 44 – HP-Solar zum Thema „Systems Using Solar Thermal Energy in Combination with Heat Pumps“ in Vorbereitung, der sich mit den unterschiedlichsten Möglichkeiten der Kombination WP+Solar auseinandersetzen wird.

2.2 Vorarbeiten zum Thema

Die folgende Liste von Projekten gibt einen Überblick darüber, welche Projekte zum Thema Solarthermie bzw. Wärmepumpe in den letzten Jahren bei AEE INTEC und am IWT bearbeitet werden bzw. wurden. Das hier beantragte Projekt grenzt sich insofern von diesen Projekten ab, als hier erstmals die Kombination zwischen beiden Technologien betrachtet wird.

IEA HPP Annex 32 – Wirtschaftliche Heiz- und Kühlsysteme für Niedrigenergiegebäude (01/2006 - 12/2009) Projekt Nr.: 812847

Projektleitung: Institut für Wärmetechnik

Projektpartner: Leistungsgemeinschaft Wärmepumpe Austria (LGWA)

Bundesverband Wärmepumpe Austria (BWP)

Der Annex 32 im Implementing Agreement Heat Pump Programme (HPP) der Internationalen Energieagentur (IEA) werden unterschiedliche Konfigurationen von integrierten Wärmepumpensystemen für Heizung, Warmwasserbereitung und Kühlung für die Anwendung in Niedrigenergie- und Passivhäusern untersucht. Das Ziel ist, optimale Systemkonfigurationen zu finden, unter denen der Energieverbrauch unter den Randbedingungen des thermischen Komforts und der auftretenden Kosten minimiert werden kann.

Benutzerfreundliche Heizungssysteme für Niedrigenergie- und Passivhäuser

(04/2001 – 10/2004) Projekt Nr.: 803880

Projektleitung: Institut für Wärmetechnik

Projektpartner: AEE - Institut für Nachhaltige Technologien (AEE INTEC)

Interuniversitäres Forschungszentrum für Technik, Arbeit und Kultur (IFZ)

Energieinstitut Vorarlberg

Bewertung unterschiedlicher Heizungs- und Lüftungssysteme für Passiv- und Niedrigenergie Mehrfamilienhäuser und Bürogebäude unter Berücksichtigung von Raumklima, mögliche Bandbreite des Benutzerverhaltens, Endenergie- und Primärenergiebedarf, Kosten, Platzbedarf und Fehlerfreundlichkeit bei Installation und Betrieb.

IEA SHC, Task 32, Solarthermische Anlagen mit fortschrittlicher Speichertechnologie für Niedrigenergiegebäude (07/2003 – 12/2007) Projekt Nr.: 805790

Projektleitung: Institut für Wärmetechnik

Projektpartner: AEE - Institut für Nachhaltige Technologien (AEE INTEC)

Der Task 32 „Speicherkonzepte für Niedrigenergiegebäude mit Sonnenenergienutzung“ des Implementing Agreements on Solar Heating and Cooling der Internationalen Energieagentur (IEA) wurde im Juni 2003 offiziell gestartet und mit Ende 2007 beendet. Er befasste sich mit den Möglichkeiten der fortschrittlichen Wärmespeicherung für solarunterstützte Heizungssysteme von Niedrigenergiehäusern mit hohen solaren Deckungsgraden. Neben der theoretischen Untersuchung verschiedener Speichervarianten wurden auch ausgeführte Speicher verbessert bzw. neue Speicher geplant. Dabei wurden in vier Subtasks folgende Bereiche bearbeitet. Erhebung, Analyse und Verbreitung des Standes der Technik im Bereich fortschrittlicher Wärmespeicher, Erstellung von Randbedingungen für den Vergleich der unterschiedlichen Speicher, Chemische Speicher und Sorptionsspeicher, Wärmespeicher mit Phasenwechselmaterialien (PCM – Speicher) und fortschrittliche Warmwasserspeicher und Ihre Komponenten.

IPAD, Integrale passive und aktive Dachmodule (01/2008 – 06/2009)

Projektleitung: Firma Metallwerke Deutsch, Innsbruck

Projektpartner: Institut für Wärmetechnik (TU Graz)

Institut für Grundlagen der Bauingenieurwissenschaften (Uni Innsbruck)

Institut für Konstruktion und Materialwissenschaften (Uni Innsbruck)

Im Rahmen des Projektes IPAD sollen neuartige Dachmodule zur kostengünstigen Gewinnung von erneuerbaren Energie entwickelt werden. Diese Module sind neben der Energiegewinnung ein Teil der Außendämmung des Dachaufbaues. Bisher sind ein Thermie-Modul, ein PV-Modul ein Blind-Modul und ein Dachflächen-Modul in Entwicklung. Für die Module PV und Thermie, werden weiters ein komplettes System erarbeitet, welches es ermöglicht, Gebäude möglich nachhaltig zu beheizen.

CombiSol

(12/2007 – 11/2010) EIE/07/295/SI2.466855

Projektleitung: CEA-Ines (Frankreich)

Projektpartner: AEE - Institut für Nachhaltige Technologien (AEE INTEC)

INES Education (F), Universität Stuttgart – ITW (D), ADEME (F), PlanEnergi (DK), SERC (S)

Es wird eine qualitative Evaluierung durch Begehungen vor Ort und eine quantitative Evaluierung durch Monitoring auf Monatsbasis von 70 (45) Kompakt-Solarkombianlagen in Europa durchgeführt, um den Stand der Technik zu evaluieren. Die Messergebnisse werden mit gleichzeitig durchgeführten Labormessungen (IWT in Stuttgart und INES in Frankreich) verglichen, um die Genauigkeit der Vorhersage von Jahresenergiebilanzen auf Basis von Laborkurzzeittests zu evaluieren und Vorschläge für eine europäische Norm zu erstellen.

2.3 Innovationsgehalt

Die Kopplung von Solaranlagen und Wärmepumpen ist nicht grundsätzlich neu, es gibt aber sehr viele Fragestellungen, die im Zusammenhang mit derartigen Systemen noch nicht geklärt sind. So gibt es derzeit noch kein klares und nachvollziehbares Verfahren zur Bewertung solcher Systeme. Die Schwierigkeit bei der Bewertung der Effizienz derartiger Anlagen liegt in der Komplexität, die sich durch das Zusammenspiel der Einzelkomponenten im jahreszeitlichen Verlauf und abhängig von der Art der Regelung ergibt. Durch den in diesem Projekt gewählten Ansatz der dynamischen Systemsimulation wird eine genaue Bewertung unterschiedlicher Systemkonzepte bzw. eine Ermittlung der systemspezifischen Sensitivitäten ermöglicht. Durch eine gezielte Analyse des Gesamtsystems kann so eine Optimierung der Anlagenkonfiguration bzw. der Regelung vorgenommen werden. Durch die parallel durchgeführten Feldmessungen ist besonders die direkte Koppelung zwischen Theorie (Simulationen) und Praxis (real betriebene Anlagen) gegeben, wodurch auch sichergestellt wird, dass auch die praxisrelevanten Probleme behandelt werden.

Eine genaue Analyse der besonderen Betriebsbedingungen von Sonnenkollektoren und Wärmepumpen, die in solchen Systemen auftreten, soll eine Abschätzung der Auswirkungen auf z.B. die Effizienz und die Lebensdauer dieser Komponenten ermöglichen. Aufgrund der gewonnenen Daten können Vorschläge für systemoptimale Kollektoren und Wärmepumpen-Komponenten ausgearbeitet werden.

Zusätzlich soll auch ein objektiver Vergleich der untersuchten Konzepte zur Kopplung von Wärmepumpe und Solaranlage mit anderen solar-gekoppelten Heizungssystemen (Pellet-Solar, Gas-Solar) und konventionellen Heizungssystemen (Pellets, Gas, Wärmepumpe) angestellt werden. Dies geschieht mit besonderem Focus auf Niedrigenergiegebäude, die heute den Standard im Neubau darstellen. Dieser Vergleich erfolgt sowohl hinsichtlich des Primärenergieeinsatzes als auch

hinsichtlich der Kosten der einzelnen Systeme. Innovation: Umfassende, systematische Analyse unterschiedlicher Konzepte mittels dynamischer Anlagensimulation und paralleler Feldmessung:

- Wärmepumpe: Leistungskennfeld, Regelung (drehzahl geregelter Kompressor)
- Solarkollektoren: Wirkungsgradkennlinien, unterschiedliche Kollektortypen, Kondensatproblem (Mikroklima im Kollektor) - evtl. Definition des „systemoptimalen“ Kollektors
- Wärmespeicherung: optimales Speichervolumen, richtige Speicherzonierung, sensibler Speicher oder Latentwärmespeicher, ein Kombispeicher als Energiezentrale
- Optimale Wärmeauskopplung: Frischwasserstation, geschichtete Einlässe, etc.
- Anlagenregelung: Entwicklung von optimalen übergeordneten Regelungsstrategien
- Einflüsse von Lastprofilen
- Einflüsse klimatischer Randbedingungen

2.4 Verwendete Methoden

Es werden als Start in AP2 unterschiedliche existierende Konzepte zur Kombination von Solarkollektoren und Wärmepumpen hinsichtlich ihrer Funktionsweise bzw. der hydraulischen Verschaltung und Regelung dokumentiert. Es wird eine Recherche über bestehende bzw. am Markt bereits verfügbare Konzepte angestellt. Dazu wird auch der Kontakt mit der internationalen Fachwelt gesucht. Die sich gerade in Vorbereitung befindende IEA SHC Task44 „HP-Solar“ bietet sich dazu mit ihrem Expertenpool besonders an.

Parallel dazu werden in AP3 bestehende Solarkombianlagen mit Wärmepumpen in Einfamilienhäusern in möglichst unterschiedlichen Systemkonfigurationen ausgesucht und mit einem Monitoring Equipment ausgestattet, welches es ermöglicht das Systemverhalten mit Hilfe der gespeicherten Messdaten (erfasst im Bereich von Minutenzeitschritten) genau zu analysieren. Auf Basis von Tages-, Wochen- bzw. Monatsenergiebilanzen werden aussagekräftige Kennzahlen ermittelt, um die Systeme an sich beurteilen und bewerten zu können, aber auch, um sie untereinander bzw. mit Vergleichssystemen vergleichen zu können.

Auf Basis der erstellten Anlagendokumentationen und der für das Monitoring ausgewählten spezifischen Anlagen werden mit Hilfe des Simulationstools TRNSYS in AP5 Simulationsmodelle erstellt. Damit werden in einem ersten Schritt die gemessenen Anlagen nachsimuliert bzw. die Simulationsmodelle mit Hilfe der Messdaten validiert. In einem zweiten Schritt werden in AP6 an Hand von Parametervariationen bzw. Adaptierung der Regelalgorithmen die Anlagen optimiert. Sofern es mit vertretbarem Aufwand möglich ist (besonders die Änderung von Regelalgorithmen), werden die Optimierungsmaßnahmen bei den Messanlagen umgesetzt und in einer weiteren Messperiode validiert.

Aus den gewonnenen Erkenntnissen der evaluierten und simulierten Anlagen werden dann in AP2 auch neue Systemkonzepte entwickelt und mit entsprechend angepassten TRNSYS Simulationsmodellen bewertet. Für eine detaillierte Abbildung werden die Modelle an die spezifischen Anforderungen dieser Anlagensysteme angepasst bzw. neu entwickelt, dies gilt insbesondere für einige Einzelkomponenten wie Wärmepumpe oder Solarkollektor.

Parallel dazu werden in AP4 die in diesen neuen Systemkonzepten möglichen Betriebsumstände der beiden Hauptkomponenten Solarkollektor und Wärmepumpe im Detail analysiert, um daraus die neuen Anforderungsprofile zu generieren. Beim Kollektor sind dies beispielsweise Betriebstemperaturen unter der Umgebungstemperatur was Kondensat bzw. Vereisungsprobleme bewirken kann. Für die Wärmepumpe sind Betriebszustände mit zumindest zeitweise wesentlich höheren Verdampfungstemperaturen denkbar als sie bisher typischerweise auftreten. Dazu ist auch die Installation einer kleinen Testanlage in AP4 geplant, um solche speziellen Betriebszustände im Detail testen zu können.

Letztendlich werden in AP7 die Ergebnisse der Optimierungssimulationen in AP6 bzw. der ebenfalls durchgeführten Simulationen von Referenzsystemen (die in AP2 definiert werden) an Hand von energetischen (Nutz-, End- und Primärenergetisch) sowie ökonomischen Kriterien bewertet und einander gegenübergestellt.

2.5 Einordnung in das Programm

Im Hinblick auf den drohenden Klimawandel und die Sicherung der Energieversorgung Österreichs müssen alle Hebel in Bewegung gesetzt werden, um die fossilen Energieträger so schnell wie möglich vollständig durch alternative Energien zu ersetzen. Ob und bis wann dies erreicht werden kann, ist eine Frage der Politik und der Energiepreise einerseits, und der technologischen Entwicklung und der Marktdurchdringung neuer Konzepte andererseits. Die heute weit verbreiteten ineffizienten Systeme anstatt mit Erdöl und Erdgas mit Biomasse und Solarenergie zu betreiben wird nicht nur auf Grund der erforderlichen Mengen schwierig werden, sondern oft auch aus wirtschaftlichen Gründen – insbesondere bei Gebäuden mit sehr niedrigem Wärmebedarf – nicht sinnvoll sein. Eine vielversprechende Möglichkeit bietet hier die Kombination zwischen Solaranlage und Wärmepumpe.

Durch diese Kombination wird vor allem eine Erhöhung der Energieeffizienz des Gesamtsystems erreicht. Durch die Nutzung des höheren Temperaturniveaus der Solaranlage als Wärmequelle für die Wärmepumpe wird einerseits die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe höher ausfallen, andererseits kann die Jahresnutzungsdauer der Solaranlage erhöht werden, da auch die niedrigeren Temperaturen in den Übergangszeiten und im Winter als Wärmequelle für die Wärmepumpe ausreichen. Dadurch steigt der Ertrag der Solaranlage. Zusätzlich wird durch den Wärmeentzug der Wärmepumpe das Temperaturniveau im Solarkreis reduziert und die Solarkollektoren arbeiten in einem Kennlinienbereich mit höherer Effizienz. Damit werden Importabhängigkeit bei Energieträgern und der Verbrauch von fossiler und nuklearer Energieträger auf den Stromverbrauch des Systems (Wärmepumpe, Pumpen, Regelung) reduziert, der bei einer entsprechend hohen Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe minimiert werden kann. Kann dieses System monovalent eingesetzt werden, sind keine höheren Investitionskosten als für derzeit übliche Kombisysteme zu erwarten. Durch die Effizienzsteigerung ergibt sich nun eine Technologie, die zwar in ihren Einzelkomponenten dem Stand der derzeitigen Technik entspricht, aber als Gesamtsystem mehr als die Summe der Einzelkomponenten ausmacht. Dadurch ergibt sich mit optimierten Komponenten und Regelparametern eine Schlüsseltechnologie die sowohl für Wärmepumpen- als auch für Solaranlagenanbieter einen Innovationssprung bedeuten kann. Durch die Steigerung der Effizienz in beiden Bereichen geht damit eine Steigerung der Wettbewerbsfähigkeit solcher Anbieter Hand in Hand.

Ein wesentliches Ziel dieses Projektes ist es die Grundlagen zu schaffen, dass die betrachteten Systeme sich auf dem Markt ohne Nachteile positionieren können. Gerade das Beispiel Wärmepumpenmarkt (Faninger, 2007) zeigt, dass man sich mit einer neuen Technologie zwar am Anfang am Markt möglicherweise gut positionieren kann, aber durch schlecht funktionierende Systeme anschließend die Nachfrage rasch stark sinkt. Um den Effekt der Energieeinsparung und somit der CO₂ Reduktion durch diese Systeme so hoch wie möglich zu halten, ist eine weite Verbreitung anzustreben und ein späterer Markteinbruch unbedingt zu vermeiden. Das Knowhow, das in diesem Projekt aufgebaut wird, kann auch im IEA Task 44 zum Thema „Systems Using Solar Thermal Energy in Combination with Heat Pumps“ eingebracht werden wodurch sich eine Verstärkung internationaler Kooperationen und ein Ausbau der internationalen Führungsrolle Österreichs ergeben wird.

3 Dokumentation von existierenden Systemkombinationen

Unterschiedliche existierende Konzepte zur Kombination von Solarkollektoren und Wärmepumpen wurden von AEE INTEC hinsichtlich ihrer Funktionsweise bzw. der hydraulischen Verschaltung und Regelung dokumentiert. Diese Anlagenbeschreibungen dienen in weiterer Folge als Grundlage für das Aufstellen von Simulationsmodellen in AP5 bzw. für die Systemsimulationen in AP6.

Es wurde einerseits eine Recherche über bestehende bzw. am Markt bereits verfügbare Konzepte angestellt. In weiterer Folge sollen aber auch neue, alternative Konzepte definiert werden, die aus Sicht des Projektteams vielversprechend sind. Dies geschieht aufbauend auf den ersten Resultaten der Systemsimulationen in AP6, die erste Rückschlüsse auf potentielle Verbesserungen und Optimierungen zulassen.

3.1 Systembeschreibungen

Im Rahmen der „IEA SHC Task 44“ des „Solar Heating and Cooling Programs“ (SHC) der „Internationalen Energieagentur“ (IEA) wurde eine einheitliche Beschreibung der Systemkonzepte entworfen (Frank, 2010). Jedes System wird in einem Energiefluss-Diagramm und dem entsprechenden Buchstaben-Code dargestellt. Der Buchstaben-Code stellt in sehr vereinfachter und verkürzter Form die Wärmequellen (Sources) und Wärmesenken (Sinks) der Solarkollektoren (S) und der Wärmepumpe (HP) dar:

$$\begin{matrix} \text{Sources} & & \text{Sources} \\ & \text{SHP} & \\ \text{Sinks} & & \text{Sinks} \end{matrix}$$

In Tabelle 3-1 sind die möglichen Quellen und Senken werden mit folgenden Abkürzungen angegeben:

Tabelle 3-1: Buchstabencode

S	solar collector	Air	air	srS	source storage (usually cold)
HP	heat pump	G	ground	skS	sink storage (usually hot)
Sol	solar irradiation	W	ground water	SH	space heat (directly)

Diese Schreibweise ist zwar sehr kompakt, aber nicht sehr anschaulich. Dafür wurde zusätzlich das Energiefluss-Diagramm entwickelt, welches die prinzipiellen Energieflüsse darstellt. Das Grunddesign ist in Abbildung 3-1 als Energiefluss-Diagramm dargestellt. Im grauen Rand sind oben die Wärmequellen, links die Zusatzenergiequellen (Strom, Gas, etc.) und rechts die Wärmesenken (Raumheizung, Warmwasser, Kühlung) zu finden. In den weißen Bereich werden die Systemkomponenten gesetzt und mit den entsprechenden Linien (die Energieströme darstellen) verbunden. Eine Legende für die möglichen Energieströme ist neben dem Systemnamen zu finden.

Es ist wesentlich zu bemerken, dass das Energiefluss-Diagramm kein Energieflussdiagramm im klassischen Sinne darstellt. Denn es wird weder eine Aussage über die übertragene Energiemenge gemacht noch werden die Systemverluste dargestellt.

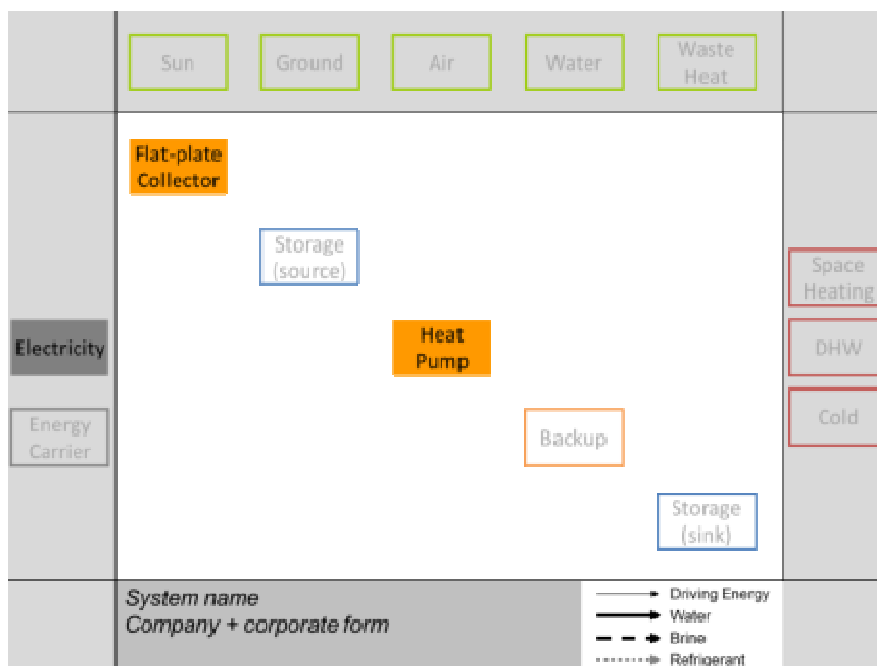


Abbildung 3-1: Energiefluss-Diagramm

3.2 Grundlegende Systeme

Die im Rahmen der Task 44 erfassten Systemkombinationen wurden in vier Hauptkategorien gegliedert: das „parallele“, das „serielle“, das „regenerative“ und das „komplexe“ Konzept.

Das parallele Konzept ist ein konventionelles Solar-Kombisystem, worin die Solarkollektoren und die Wärmepumpe getrennt voneinander in einen gemeinsamen Speicher Energie liefern. Anders als beim parallelen Konzept erzeugen beim seriellen Konzept die Solarkollektoren zusätzlich Wärme für den Verdampfer der Wärmepumpe. Die Kollektoren können hier auch die Rolle eines Umgebungs-luftwärmetauschers übernehmen (unabgedeckte oder hybride Kollektoren).

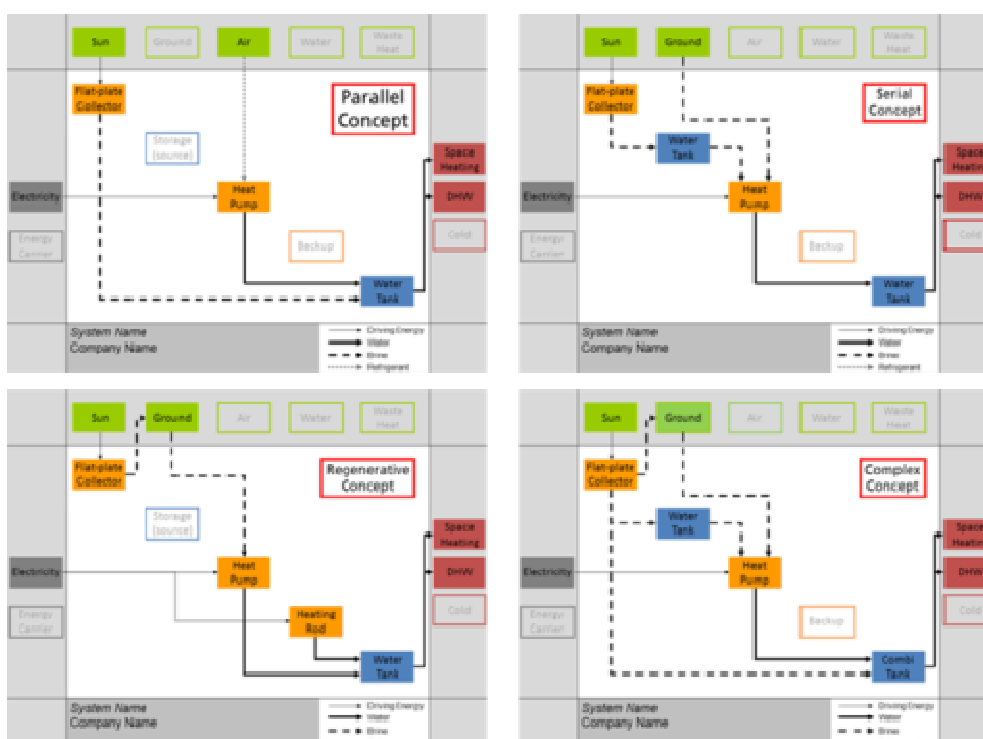


Abbildung 3-2: Die vier grundlegenden Systeme und ihre Darstellung als Energiefluss-Diagramm

Im regenerativen Konzept liefern die Solarkollektoren im Sommer Wärme an einen Erdwärmetauscher und regenerieren somit das Erdreich. Es handelt sich hierbei aber nicht um einen saisonalen Speicherprozess, die mittlere Langzeittemperatur des Erdreichs kann damit aber annähernd konstant gehalten werden, was von Vorteil für die Effizienz der Wärmepumpe ist. Dies ist z.B. dann wichtig, wenn die vorhandenen Bohrlöcher nicht die notwendige Kapazität aufweisen. Komplexe Systemkonfigurationen sind eine Kombination der seriellen, parallelen und/oder regenerativen Konzepte. Beispiele der vier Systemkonzepte sind als Energieflussdiagramme in Abbildung 3-2 dargestellt.

3.3 Analyse des Marktes

Um einen Überblick über die derzeit auf dem österreichischen Markt verfügbaren Kombinationen von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen zu erhalten, wurde eine Internetrecherche durchgeführt, sowie Informationen durch direkte Kontakte mit den österreichischen Herstellern erhoben. Es wurden all jene Hersteller von Systemkomponenten in die Übersicht aufgenommen, welche die Möglichkeit der Kombination beider Systeme zumindest erwähnen. Es handelt sie hierbei um Firmen, welche Wärmepumpen- oder Kollektorhersteller sind. Nicht berücksichtigt wurden die unzähligen Installateure, die einzelne Komponenten von verschiedenen Herstellern zu Gesamtsystemen kombinieren. Es konnten nur wenige fertig vordimensionierte Komplettsysteme gefunden werden. Auch bei den technischen Daten hielten sich die Firmen gerne bedeckt, wodurch ein einfacher, schneller Vergleich der Systeme praktisch unmöglich gemacht wird.

Die im Rahmen der Recherche am österreichischen Markt gefundenen 20 Produkte, sind in Tabelle 1 aufgelistet. Da es sich um einen neuen und relativ schnell ändernden Markt handelt, konnte im Laufe der Recherche beobachtet werden, dass einige dokumentierte Systeme bzw. Produkte vom Markt verschwanden und einige neu hinzukamen.

Tabelle 3-2: Übersicht über den österreichischen Markt

Firma	System	Internetseite
C. Bösch GmbH	Solator Celsius SW	www.solator.cc
C. Bösch GmbH	Solator Celsius HY	www.solator.cc
Drexel und Weiss	aerosmart	www.drexel-weiss.at
Harreither GmbH	CoHL600 / HL 900	www.harreither.com
Walter Bösch GmbH & Co KG	EMMA & LUWA	www.boesch.at
Walter Bösch GmbH & Co KG	EMMA & SOWA	www.boesch.at
Herz Armaturen GmbH	commotherm WW	www.herz-armaturen.com
Herz Armaturen GmbH	commotherm SW	www.herz-armaturen.com
Herz Armaturen GmbH	commotherm LW-A	www.herz-armaturen.com
IDM - Energiesysteme	Solarwärmepumpe	www.idm-energie.at
IDM - Energiesysteme	Terra SL	www.idm-energie.at
IDM - Energiesysteme	Grundwasserwärmepumpe	www.idm-energie.at
KIOTO Clear Energy AG	Sonnenheizung	www.kioto.com
Ochsner	Golf Maxi plus	www.ochsner.at
Rehau	GEO/AERO/AQUA Wärmepumpe	www.rehau.com
Siko Solar	Kombisol	www.solar.at
Solar Power Austria	Hybrid System	www.solarpoweraustria.at
SOLution*	HeatSOL	www.sol-ution.at
Sonnenkraft*	SolarCompleet	www.sonnenkraft.at
Sonnenkraft**	HP12M	www.sonnenkraft.at
Green Products GmbH**	Green Tower	www.supergruen.at

*nicht mehr am Markt, ** neu am Markt

88 Firmen in 11 teilnehmenden europäischen Ländern nahmen 2010/2011 an einer Marktstudie betreffend Solar und Wärmepumpensysteme teil (Ruschenburg, 2013). Die erfassten Systemkombinationen wurden in vier Hauptkategorien gegliedert: das „parallele“, das „serielle“, das „regenerative“ und das „komplexe“ Konzept. Das parallele Konzept ist ein konventionelles Solar-Kombisystem, worin die Solarkollektoren und die Wärmepumpe getrennt voneinander in einen gemeinsamen Speicher Energie liefern. Anders als beim parallelen Konzept erzeugen beim seriellen Konzept die Solarkollektoren zusätzlich Wärme für den Verdampfer der Wärmepumpe. Die Kollektoren können hier auch die Rolle eines Umgebungsluftwärmetauschers übernehmen (unabgedeckte oder hybride Kollektoren). Im regenerativen Konzept liefern die Solarkollektoren im Sommer Wärme an einen Erdwärmetauscher und regenerieren somit das Erdreich. Es handelt sich hierbei aber nicht um einen saisonalen Speicherprozess, die mittlere Langzeittemperatur des Erdreichs kann damit aber annähernd konstant gehalten werden, was von Vorteil für die Effizienz der Wärmepumpe ist. Dies ist z.B. dann wichtig, wenn die vorhandenen Bohrlöcher nicht die notwendige Kapazität aufweisen. Komplexe Systemkonfigurationen sind eine Kombination der seriellen, parallelen und/oder regenerativen Konzepte. Die oben genannte Klassifikation, welche für die untersuchten Systeme angewandt wurde, ergibt die in Abbildung 3-3 gezeigte Aufteilung am Markt. Das „parallele“ Konzept (P), dominiert klar mit 61 % Anteil. Solar - Wärmepumpensysteme mit reinen „seriellen“ (S) bzw. „regenerativen“ (R) Konzepten sind mit 6 % bzw. 1 % im Vergleich selten angeboten. Sehr beachtlich ist der Anteil an komplexen Systemen mit Kombination aus parallelen, seriellen und/oder regenerativen Systemen, der 33 % beträgt.

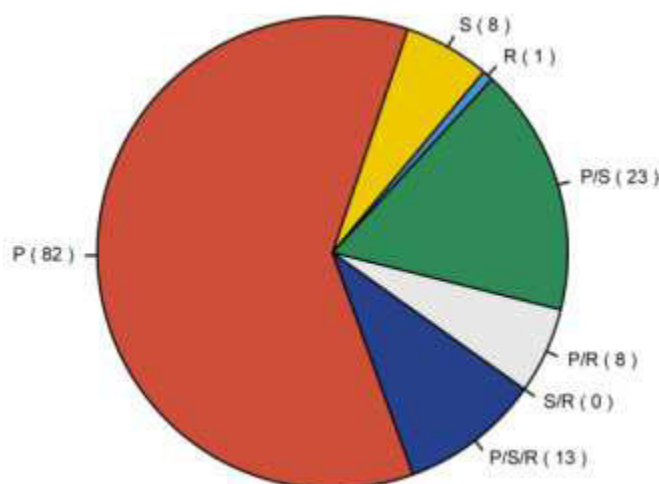


Abbildung 3-3: Anteile der vier allgemeinen Systeme innerhalb der Marktstudie (135 untersuchte Systeme)

Zusätzlich wurde der Versuch unternommen, die Systeme auf möglichst einfache Hydrauliksysteme zu reduzieren. Dies stellte sich jedoch als schwierig heraus, da sich praktisch alle Systeme zumindest in kleinen Details unterscheiden. Daher wird zwar auf der ersten Seite der jeweiligen Systembeschreibung das vereinfachte Schema verwendet, die genaue, von dem Hersteller zur Verfügung gestellte Darstellung jedoch auf der letzten Seite der jeweiligen Beschreibung hinzugefügt.

Die Systembeschreibungen bestehen aus einem Überblick über die prinzipielle Funktionsweise, einer etwas genaueren Betrachtung des hydraulischen Schemas, sowie Beschreibungen der Einbindung der einzelnen Komponenten und der Regelung. Zum Schluss folgt eine Liste der technischen Daten, die der Hersteller zur Verfügung stellt.

4 Feldmessungen an kombinierten Systemen

Für die von AEE INTEC durchgeführte Feldtestreihe wurden 7 Anlagen durchwegs im Ein- und Mehrfamilienhausbereich gewählt, an denen zuvor keinerlei Optimierungsmaßnahmen unternommen wurden. Diese 7 Feldtestanlagen unterscheiden sich in der Art der Wärmequelle (Luft bzw. Erdreich) und in der Art der Integration der Solarenergie (parallel oder integriert). Die wesentlichen Kenndaten der einzelnen Anlagen der Feldtestreihe sind in Abbildung 4-1 dargestellt. Die Feldtestanlagen wurden mit Messtechnik ausgestattet und einem Monitoring unterzogen. Die Messdaten liegen durchgängig in 5-Minutenzeitschritten vor und erlauben damit eine detaillierte Analyse des Betriebsverhaltens der einzelnen Anlagen. Neben der Messung sämtlicher thermischer Energieflüsse (Solareinträge, erzeugte Wärme der Wärmepumpe, Heizenergieverbrauch, Warmwasserverbrauch, Zirkulationsverluste, etc.) und deren zugehöriger Temperaturen werden auch die Stromverbräuche aller wesentlichen Einzelverbraucher (Kompressor, Solepumpe, Ventilator der Außeneinheit, Heizungspumpe, Warmwasserbereitungspumpen, elektrische Zusatzheizung, etc.) sowie Klimadaten und Raumtemperaturen erfasst.

Tabelle 4-1: Systeme der Feldtestreihe mit den jeweiligen Kennzahlen:

	Technische Daten		Speichervolumen/ Kollektorfläche	Heizwärmeverbrauch***
System A* (Wärmequelle: Luft)	$A_{Koll.}$: $V_{Speicher.}$: $WP-P_{Nom.}$:	16 m ² 1000 Liter 9 kW _{th}	62,5 l/m ²	23.565 kWh/a
System B (Wärmequelle: Luft)	$A_{Koll.}$: $V_{Speicher.}$: $WP-P_{Nom.}$:	20 m ² 1000 Liter 19 kW _{th}	50 l/m ²	21.722 kWh/a
System C (Wärmequelle: Erdreich)	$A_{Koll.}$: $V_{Speicher.}$: $WP-P_{Nom.}$:	24 m ² 1500 Liter 15 kW _{th}	62,5 l/m ²	20.542 kWh/a
System D (Wärmequelle: Luft)	$A_{Koll.}$: $V_{Speicher.}$: $WP-P_{Nom.}$:	8 m ² 800 Liter 19 kW _{th}	100 l/m ²	15.619 kWh/a
System E** (Wärmequelle: Luft)	$A_{Koll.}$: $V_{Speicher.}$: $WP-P_{Nom.}$:	15 m ² 1000 Liter 8 kW _{th}	66,7 l/m ²	9.253 kWh/a
System F (Wärmequelle: Wasser)	$A_{Koll.}$: $V_{Speicher.}$: $WP-P_{Nom.}$:	30 m ² 2690 Liter 22 kW _{th}	89,7 l/m ²	29.152 kWh/a
System G** (Wärmequelle: Luft)	$A_{Koll.}$: $V_{Speicher.}$: $WP-P_{Nom.}$:	15 m ² 1000 Liter 9 kW _{th}	66,7 l/m ²	7.034 kWh/a****

$A_{Koll.}$: Kollektoraperturfläche

* Integriertes System: Solaranlage unterstützt Verdampfer der Wärmepumpe und liefert Energie an Speicher

** Integriertes Kompaktsystem: Integriertes System, jedoch vorgefertigtes Kompaktgerät (Speicher, Wärmepumpe, Hydraulik und Regelung in einem Gehäuse)

*** Heizwärmeverbrauch inklusive Verteilverluste zwischen der Wärmemengenzählung und dem Wärmeabgabesystem, Wert gemessen 2012

**** Heizwärmebedarf lt. Energieausweis

Zur Charakterisierung der Anlagentypen werden Energiefluss-Diagramme verwendet, die im Rahmen der IEA SHC Task44 „Solar and Heat Pump Systems“ zur einheitlichen Darstellung entwickelt wurden (Kapitel 3). In vereinfachter Form werden die Wärmequellen und -senken des Systems dargestellt. Die Pfeile stellen die Flussrichtung der Energie einerseits und das Wärmeträgermedium andererseits dar. Diese Darstellung ersetzt kein hydraulisches Schema, erlaubt jedoch einen schnellen, einfach verständlichen Überblick über die grundsätzliche Funktion des Systems. In Abbildung 4-1 sind die Energiefluss-Diagramme für die 7 Messanlagen dargestellt.

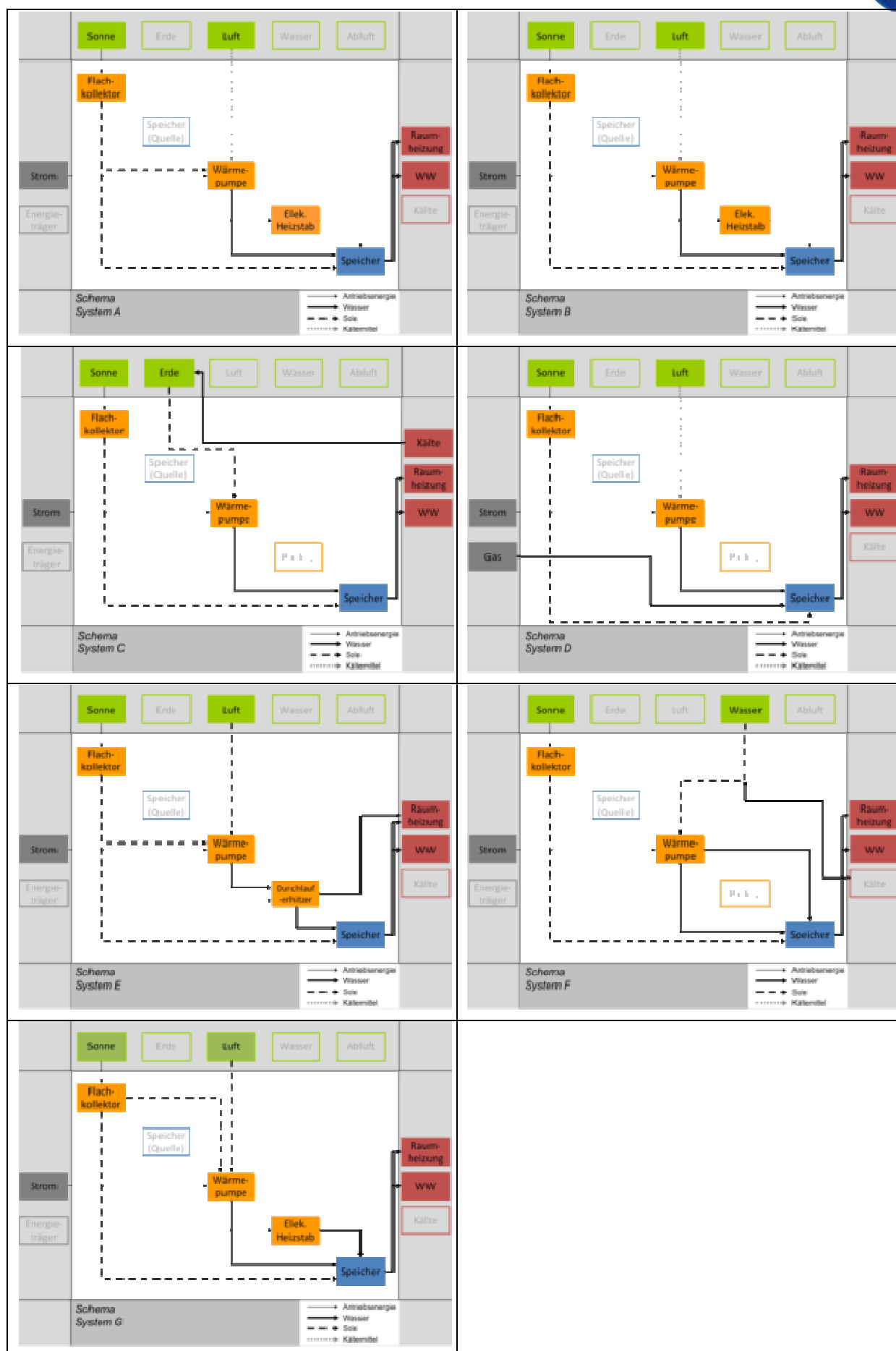


Abbildung 4-1: Energiefluss-Diagramme der Messanlagen A bis G

4.1 Messmethode

Wärmemengen werden mit den Wärmemengenzählern „Sharky 773“ und „Sharky Solar“ gemessen. Die Durchflussmessung im Solarkreis berücksichtigt das Medium Gemisch Frostschutzmittel und Wasser. Die von den Wärmemengenzählern erfassten Größen sind Vor- und Rücklauftemperaturen sowie die Durchflussmenge. Der jeweilige Wärmemengenzähler verarbeitet Daten in 12-Sekunden-Intervallen und berechnet daraus Leistungen und Energiemengen. Für die Datenaufzeichnung wird ein „Logline® Energy DCU“ Datenlogger (Anlagen A, C und F) bzw. ein „B&R“ SPS¹ System (Anlagen B, D, E und G) verwendet. Alle 5 Minuten werden die aktuellen Werte des Wärmemengenzählers von dem Logger System erfasst. Die solare Einstrahlung wird mit einem „Tritec Spektron 300“, das auf Solarkollektorebene montiert ist, gemessen. Bei der Temperaturmessung kommen PT100 und PT1000 Temperatursensoren mit Genauigkeitsklasse A zum Einsatz. Der Stromverbrauch wird mit den Stromzählern „WS32-S0-MID-B“ und „IS-C 36.65 MID“ gemessen. Einerseits zeigen diese Geräte den Zählerstand auf einem Display an und andererseits ist ihr Impuls Ausgang mit dem Logger System verbunden. Das Logger System berechnet aus den Impulsen den Energieverbrauch über 5 Minuten Abschnitte. Mit diesem umfangreichen Monitoring Equipment kann eine durchgehende Energiebilanz um die Systeme gebildet, sowie das Betriebsverhalten der Gesamtsysteme und deren einzelne Komponenten analysiert werden.

4.2 Bewertung der Feldtestanlagen

Für die Bewertung des Betriebsverhaltens und der Leistungsfähigkeit der Systeme wurde eine Reihe von Kennzahlen definiert sowie quantitative Bewertungen an Hand von Diagrammen durchgeführt.

Zur qualitativen Bewertung der Effizienz der Systeme A bis G wurden neben den Jahresenergiebilanz diverse Systemkennzahlen in Gl. (4-1) bis Gl. (4-6) definiert. Es sind dies der solare Deckungsgrad, drei Arbeitszahlen (SPF für Seasonal Performance Factor) sowohl von der Wärmepumpe als auch vom Gesamtsystem sowie von der thermischen Solaranlage und für die Beurteilung der thermischen Solaranlage der spezifische Kollektorsertrag.

Spezifischer Kollektorsertrag [kWh/m ² a]	$q_{Koll} = \frac{Q_{Solar}}{A_{Kollektor}}$	Gl. (4-1)
--	--	-----------

Solarer Deckungsgrad [-]	$SD = \frac{Q_{Solar}}{Q_{Nutz}}$	Gl. (4-2)
--------------------------	-----------------------------------	-----------

Arbeitszahl der Wärmepumpe [-]	$SPF_{WP} = \frac{Q_{WP}}{W_{el,WP}}$	Gl. (4-3)
--------------------------------	---------------------------------------	-----------

Arbeitszahl des Solar-Wärmepumpensystems [-]	$SPF_{SWP} = \frac{Q_{Solar} + Q_{Nachheizung}}{W_{el,SWP}}$	Gl. (4-4)
--	--	-----------

Arbeitszahl des Gesamtsystems [-]	$SPF_{System} = \frac{Q_{Nutz}}{W_{el,SWP}}$	Gl. (4-5)
-----------------------------------	--	-----------

Arbeitszahl der Solaranlage [-]	$SPF_{Solar} = \frac{Q_{Solar}}{W_{el,Solarpumpe}}$	Gl. (4-6)
---------------------------------	---	-----------

¹Speicherprogrammierbare Steuerung

Q_{Solar}	Solarenergie, dem Speicher zugeführt [kWh/a]
$A_{Kollektor}$	Aperturfläche des Kollektors [m^2]
Q_{Nutz}	Nutzenergie (Raumheizung und Warmwasser) [kWh/a]
Q_{WP}	Vom Kondensator der Wärmepumpe generierte thermische Energie [kWh/a]
$W_{el,WP}$	Von der Wärmepumpe bezogene elektrische Energie (Kompressor, elektrisches Heizelement, Kondensatorpumpe, Ventilator bzw. Solepumpe, Regelung) [kWh/a]
$Q_{Nachheizung}$...	Zugeführte Nachheizenergie (Wärmepumpe-thermisch und elektrisches Heizelement) [kWh/a]
$W_{el,SWP}$	Vom Gesamtsystem bezogene elektrische Energie exklusive Energieverteilung [kWh/a]

Zur quantitativen Bewertung des jeweiligen Betriebsverhaltens wurden Energie-Temperatur-Diagramme erstellt, in welchen die übertragene Energie eines Hydraulikkreises nach Temperaturklassen (in 1 Grad Schritten) jeweils für die Vorlauftemperatur wie auch für die Rücklauftemperatur sortiert dargestellt ist. Die Fläche unter jeder Linie entspricht also der gesamten übertragenen Energie über den Betrachtungszeitraum. Damit lässt sich auf einen Blick ersehen, bei welchen Temperaturniveaus die Energie von der Wärmepumpe erzeugt wurde bzw. bei welchem Temperaturniveau die Energie für Heizung bzw. als Warmwasser verbraucht wurde. Daraus wiederum ist Optimierungspotential für die verschiedenen Komponenten und deren Betriebsweise ableitbar. Da die Effizienz von Wärmepumpen grundsätzlich sehr stark vom Temperaturhub zwischen Wärmequelle und Wärmesenke abhängig ist, sollte es das Ziel sein, mit der Wärmepumpe so wenig wie möglich „Übertemperatur“ zu erzeugen, die dann durch Mischventile wieder heruntergemischt wird. Sofern nicht anders angegeben, werden alle Temperaturen für die Heizkreise und den Warmwasserbedarf vor den Mischventilen bzw. Frischwassermodulen gemessen.

4.3 System A

In dieser Anlage ist es möglich, dass die thermische Solaranlage (15 m^2 Kollektorfläche) die Außenluft, die für die Luft/Wasser-Wärmepumpe (9,5 kW_{th}) als Wärmequelle dient, direkt vorwärmt. Wenn das Temperaturniveau der Solaranlage ausreicht, wird die Energie direkt über zwei interne Glattrohr-Wärmetauscher in den Pufferspeicher (1000 l) geschichtet abgegeben. Die Wärmepumpe lädt den Pufferspeicher einmal in den oberen Bereich auf erhöhtem Temperaturniveau für die Warmwasserbereitung und im mittleren Bereich zur Versorgung des Heizkreises. Die Warmwasserbereitung wird durch eine Frischwasserstation mittels Plattenwärmetauscher bewerkstelligt, das Heizsystem besteht aus einem Fußbodenheizkreis. Als Redundanz ist in den Pufferspeicher eine elektrische Heizpatrone eingebaut. Das Hydraulikschema samt Messpunkten des Monitorings ist in Abbildung 4-2 dargestellt.

Technische Daten:

- Innen aufgestellte Luft-Wärmepumpe, Kältemittel R407C
9,5 kW thermische Leistung; COP 3,3 (A2/W35, EN255)
- Flachkollektoren (15 m^2 Aperturfläche), Azimut: 35° West, $\eta_0=74,6\%$,
 $a_1=3,232 \text{ W/m}^2\text{K}$, $a_2=0,014 \text{ W/m}^2\text{K}^2$
- 1000 l Kombispeicher mit 2 internen Rohrwärmetauschern für Solarbeladung
- Frischwasserstation

Gebäudebeschreibung:

- 4 Personen Haushalt im Obergeschoß, Gewerbebetrieb im Erdgeschoß
- Ort: Trofaiach, Seehöhe: 685 m, geographische Breite: 47°27'
- Gesamte beheizte Fläche: 400 m^2
- Heizwärmeverbrauch: 70 kWh/ m^2a , 2012

System A

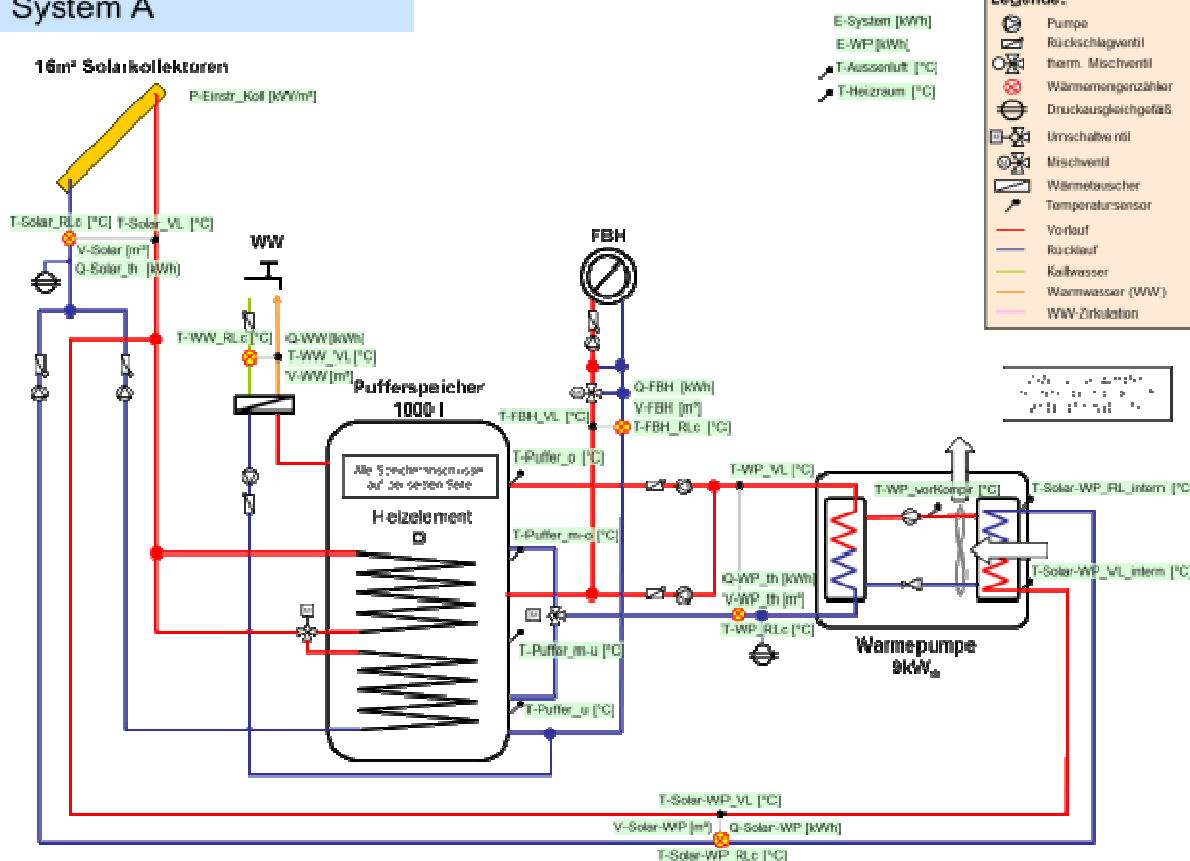
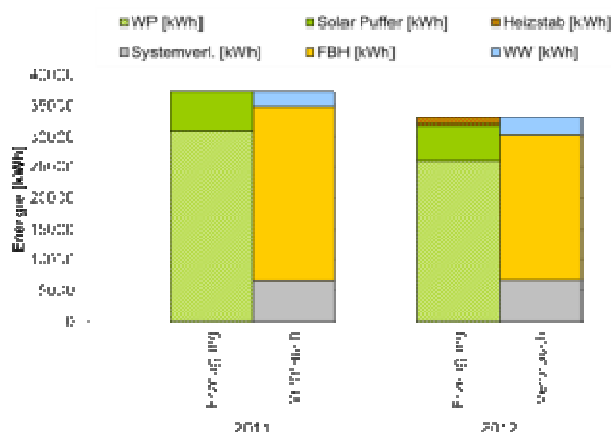


Abbildung 4-2: Hydraulisches Schema von Anlage A

4.3.1 Energetische Bewertung

Abbildung 4-3 zeigt die Energiebilanz des Systems von 2011 und von 2012. Dargestellt sind auf der einen Seite die von der Wärmepumpe und der Solaranlage erzeugte Energie, welche in den Pufferspeicher bzw. direkt in das Heizsystem gelangt, sowie auf der anderen Seite die Nutzenergie für Raumheizung und Warmwasser. Die Tabelle rechts in Abbildung 4-3 zeigt die Kennzahlen des Systems. Die Arbeitszahl der Solar-Wärmepumpenkombination SPF_{SWP} lag 2011 bei 3,34 und 2012 bei 3,0. Die niedrigeren Werte von 2012 sind mit dem Rückgang der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe SPF_{WP} durch ungünstigere Betriebsbedingungen der Luft/Wasser-Wärmepumpe sowie der Solaranlage SPF_{Sol} (weniger nutzbare Solarenergie) zu begründen. 2011 lag der SPF_{SWP} noch unter dem SPF_{WP} für 2012 konnte erreicht werden, dass der SPF_{SWP} größer wurde als SPF_{WP} .



System A		
	2011	2012
SPF_{SWP} [-]	3,34	3,00
SPF_{WP} [-]	2,79	2,38
SPF_{Sol} [-]	56,99	51,11
SPF_{System} [-]	2,74	2,39
$Q_{Solar-WP}$ [kWh]	819	615
SD [%]	21,07	22,51
q_{Koll} [kWh/m²a]	486,9	435,9

Abbildung 4-3: Energiebilanz und Systemkennzahlen von System A

Das Energie-Temperatur-Diagramm für 2011 zeigt in Abbildung 4-4, dass die Wärmepumpe Energie (durchgezogene rote Linie, „heat pump flow“) zwischen 30 und 60 °C erzeugt, wobei das Maximum knapp unter 50 °C liegt. Das zweite Maximum liegt zwischen 55 und 60 °C und geht mit der Warmwasserbereitung einher. Der Warmwasserverbrauch (gelb strichlierte Linie, „dhw flow“) liegt mit 45 bis 50 °C rund 10 K darunter, was in etwa dem Verlust bzw. der Grädigkeit über den Wärmetauscher der Frischwasserstation entspricht. Die rot punktierte Linie („floor heating flow“) zeigt, bei welcher Temperatur Heizenergie aus dem Speicher entnommen wird. 40 bis 50 °C sind relativ hoch für eine Fußbodenheizung. Der Vorlauf wird mittels Beimischschaltung auf die entsprechende Vorlauftemperatur heruntergemischt, wodurch unnötig Exergie vergeudet wird. Das Maximum der Rücklauftemperatur liegt bei rund 30 °C. Wird von einer üblichen Temperaturdifferenz für Fußbodenheizung von 5 K ausgegangen, so ließe sich die Vorlauftemperatur um 5 bis 10 K senken, was ein gewisses Maß an Optimierungspotential darstellt.

Die blaue und rote Linie („heat pump flow/return“) weisen einen interessanten, parallelen Verlauf zwischen 45 und 60 °C auf. Der Grund hierfür liegt in der Umwälzpumpe zwischen Wärmepumpe und Speicher, welche immer durchläuft und den Speicher unnötig durchmischt. Dies führt zu kleineren Temperaturhüben der Wärmepumpe und relativ hohen Leitungsverlusten. Insgesamt liegen die Systemverluste bei 6700 kWh/a, was etwa 17 % der insgesamt erzeugten Energie entspricht. Klar zu erkennen ist die Unterstützung der Wärmepumpe durch die Sonnenkollektoren. Solare Energie („solar flow“) wird bereits ab rund 12 °C dem System zugeführt. Solaranlagen, die ausschließlich den Speicher bedienen, starten typischerweise erst ab Vorlauftemperaturen von rund 30 °C.

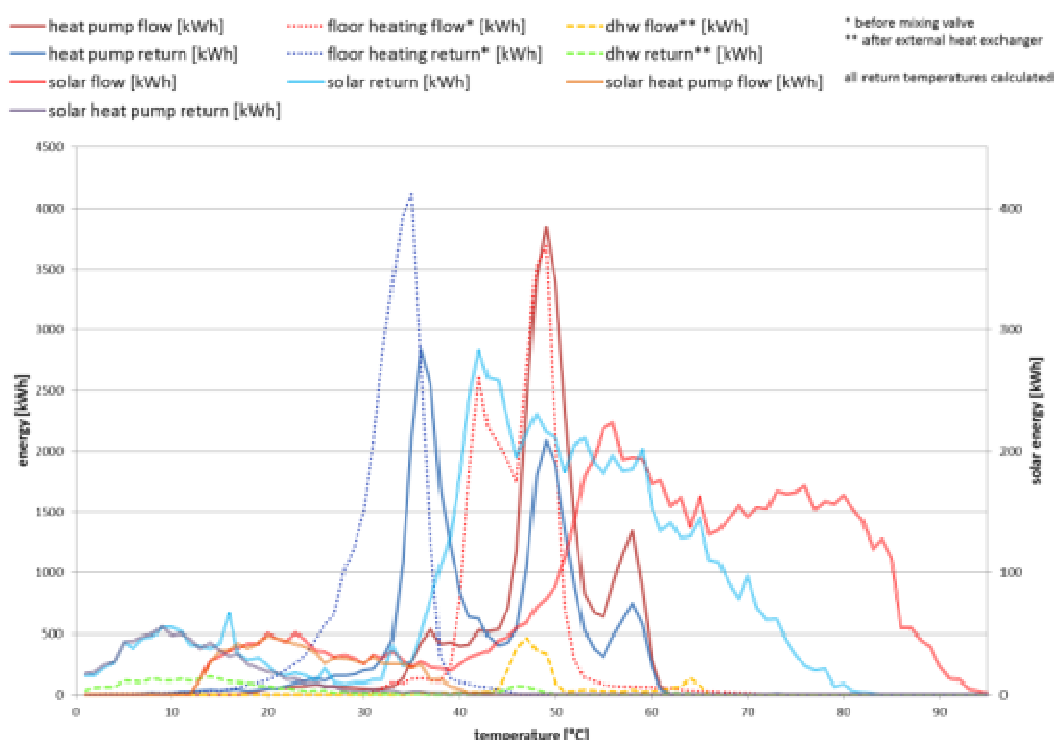


Abbildung 4-4: Energie-Temperatur-Diagramm für 2011 - Anlage A

Im Energie-Temperatur-Diagramm für 2012 Abbildung 4-4 zeigt die durchgezogene rote Linie (heat pump flow), dass die Wärmepumpe die Wärme im Bereich zwischen 30 und 65 °C erzeugt hat, wobei das Maximum bei rund 50 °C liegt. Ein zweiter Peak liegt bei 60°C, der die Warmwasserbereitung darstellt. Damit ist das Verhalten ähnlich dem des Jahres 2011. Die Problematik der hohen Temperaturen der Fußbodenheizung vor dem Mischventil (Siehe Beschreibung 2011), sichtbar in der rot punktierten Linie (floor heating flow), wurde bereits dahingehend behoben, dass die

Wärmepumpe nur mehr das vom Heizsystem benötigte Temperaturniveau erzeugt (die Heizkurven der Energieverteilung und der Wärmepumpe wurden abgeglichen). Die Solaranlage liefert Temperaturen von etwa 30 bis 95°C in den Speicher (solar flow) und unterstützt den Verdampfer der Wärmepumpe im Temperaturbereich von 0 bis ca. 20°C (solar heat pump flow). Der Anteil von Solarenergie zur Verdampferunterstützung am gesamten Solarenergieertrag beträgt 11,2 % (2011) und 9,4 % (2012).

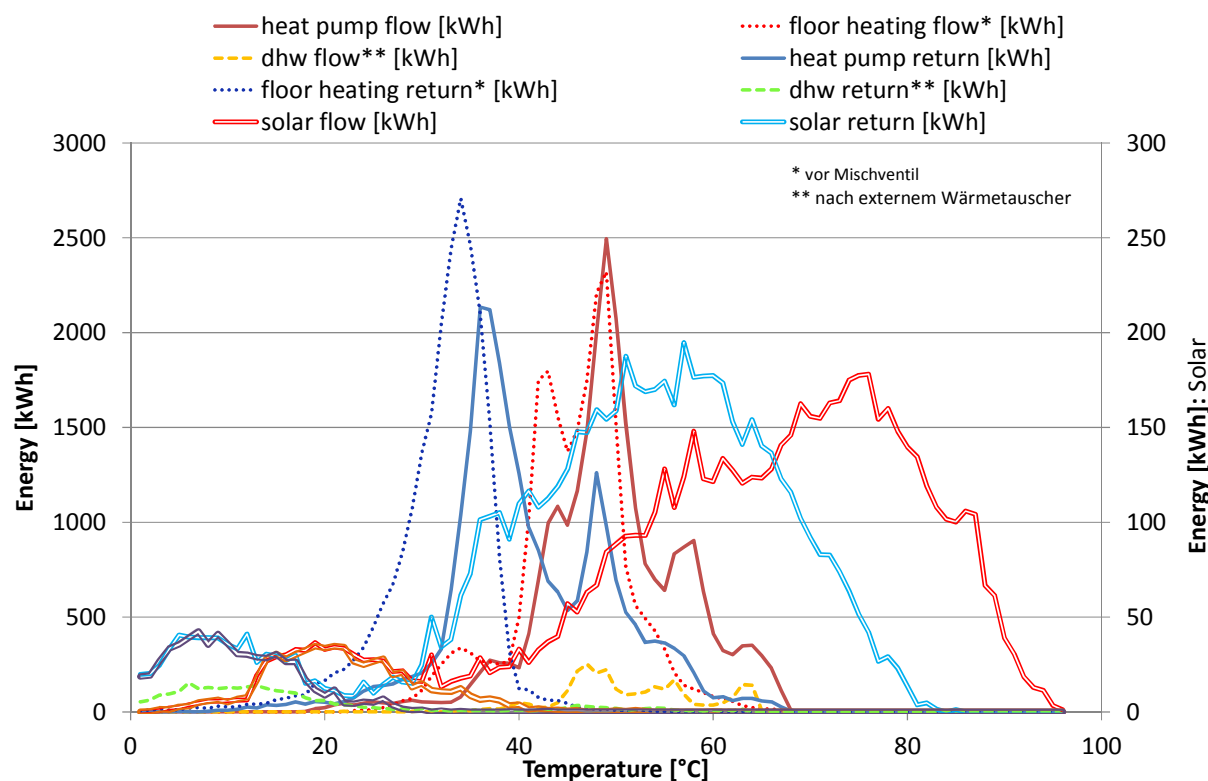


Abbildung 4-5: Energie-Temperatur-Diagramm für 2012 - Anlage A

4.3.2 Optimierungen

Die Pumpe im Niedertemperaturkreis zwischen Wärmepumpe & Pufferspeicher lief permanent, unabhängig vom Betriebszustand der WP; die dazugehörigen Umschaltventile im Vor- und Rücklauf gaben immer den Niedertemperaturkreis frei. Dadurch kam es zur permanenten Durchmischung des Speichers, zu überhöhten Wärmeverlusten und einer Reduktion des verfügbaren Speichervolumens im Solarbetrieb.

In Abbildung 4-6 ist der ineffiziente hochfrequente Ein/Aus-Betrieb der Wärmepumpe mit maximalen Laufzeiten von 10 min zu erkennen. Der Pufferspeicher sollte unter anderem genau das verhindern und zu längeren und damit effizienteren Laufzeiten führen. Diese Abbildung zeigt außerdem, dass die Umwälzpumpe zwischen Speicher und Wärmepumpe tatsächlich auch dann in Betrieb ist, wenn die Wärmepumpe nicht läuft (grüne Linie, „V-WP_th“).

In Abbildung 4-7 sind u.a. die Speichertemperaturen auf vier verschiedenen Speicherhöhen zu sehen. Hierbei fällt auf, dass die oberen drei Temperaturen („T-Puffer_o“, „T-Puffer_mo“, „T-Puffer_mu“) immer nahe beieinander liegen. Dies deutet darauf hin, dass das Umschaltventil im Vorlauf zwischen Wärmepumpe und Speicher auf der „Warmwasserposition“ steht. Außerdem dürfte nur der oberste Teil des Speichers - anstatt der oberen 3/4 – auf Warmwassertemperatur gehalten werden. Dieses Warmhalten von solch einem großen Volumen auf hohem Warmwasser-Temperaturniveau erzeugt unnötig hohe System- bzw. Speicherverluste.

Eine Anlagenbesichtigung vor Ort brachte einen Fehler in der Elektroinstallation der Regelung zu Tage. Durch das Umklemmen der Anschlüsse der Pumpe und Ventile im Regelungsschaltschrank wurde dieser Fehler am 24.9.2012 behoben.

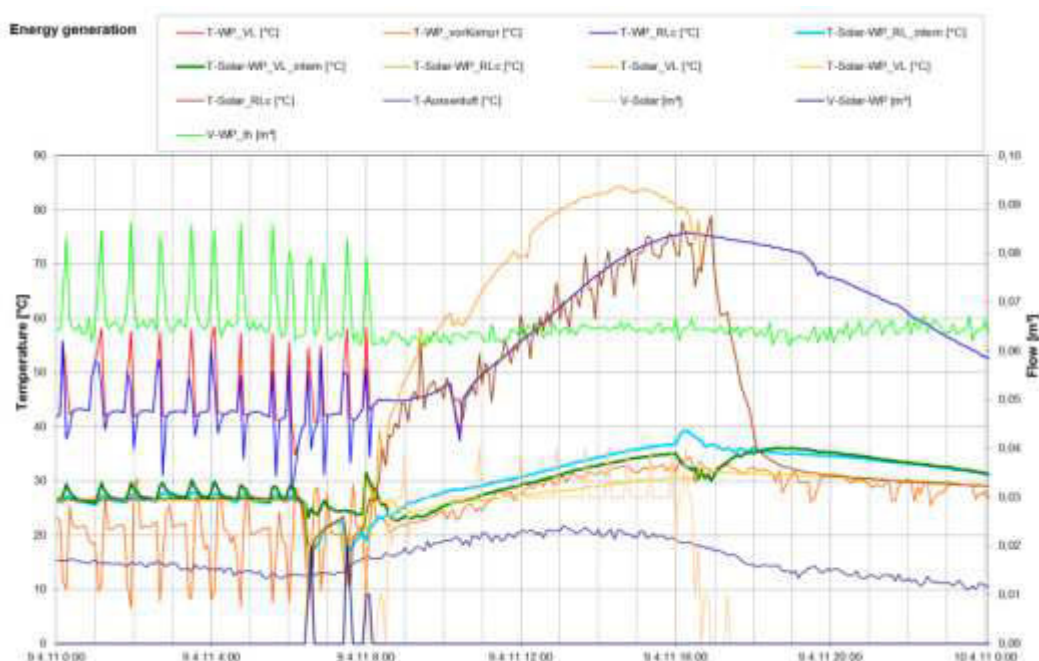


Abbildung 4-6: Temperaturniveaus und Durchfluss der Wärmeerzeuger – Anlage A

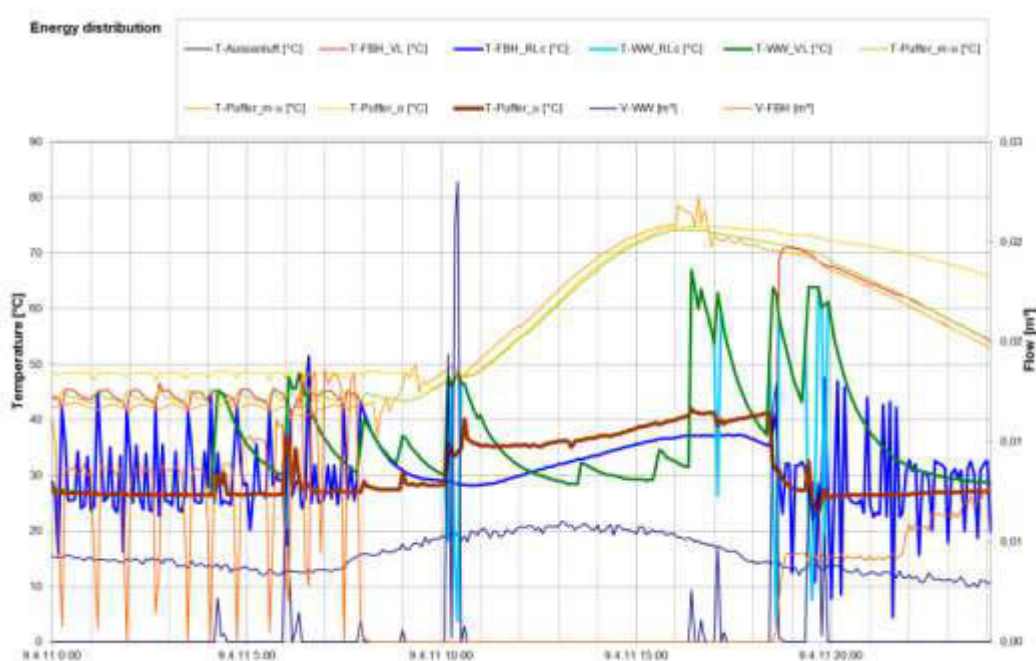


Abbildung 4-7: Temperaturniveaus und Durchfluss der Wärmeverbraucher - Anlage A

Ein weiteres Optimierungspotential konnte in den Regelungseinstellungen der von der Wärmepumpe zu erzeugenden Vorlauftemperatur detektiert werden. Die Heizkurve der außen temperaturabhängig geregelten Vorlauftemperatur der Fußbodenheizung war bei -20°C Außenlufttemperatur mit $38,5^{\circ}\text{C}$ eingestellt (bei $+20^{\circ}\text{C}$ Außenlufttemperatur beträgt der Einstellwert für beide Heizkurven 20°C). Die Heizkurve der Wärmepumpe sollte dieselbe Einstellung aufweisen. Tatsächlich betrug der

Einstellwert des Vorlaufes der Wärmepumpe bei -20°C Außentemperatur $48,5^{\circ}\text{C}$ und war somit um 10K zu hoch, was in Exergieverlusten resultiert, da das von der Wärmepumpe bereitgestellte Temperaturniveau im Heizungskreis auf ein niedrigeres Temperaturniveau heruntergemischt werden musste.

Eine weitere Feststellung konnte aus der Messdatenanalyse getroffen werden: Die messtechnisch erfasste Temperatur des Heizraumes unterliegt extremen Schwankungen, was darauf schließen lässt, dass die in die unbeheizte Garage führende Tür des Heizraumes temporär geöffnet war. Dies führte insofern zu einer Beeinträchtigung des Anlagenbetriebes, da die System- bzw. Speicherverluste erhöht wurden.

Eine Überprüfung der Regelungseinstellungen des Solarreglers auf die Parameter der Freigabe der solaren Verdampferunterstützung zeigte, dass die Einspeisung der Solarwärme in den Verdampfer der Wärmepumpe nur dann erfolgte, wenn die Kollektortemperatur mehr als 20°C beträgt und die Pufferspeichertemperatur über der Kollektortemperatur liegt. Somit konnte das Potenzial dieser Technologiekombination bei weitem nicht ausgeschöpft werden. Auf Nachfrage konnte eruiert werden, dass dieser hohe Schwellwert deshalb zustande kam, da bei den ungedämmten Solarkreisleitungen teilweise Kondensation auftrat und diese vom Anlagenbetreiber nicht toleriert wurde - auf eine Isolierung der Leitungen wurde jedoch bis dato verzichtet. Um den Modus der solaren Verdampferunterstützung auch bei niedrigeren Kollektortemperaturen als 20°C zu ermöglichen, wurden die Rohrleitungen des Solarkreises vom Anlagenhersteller gedämmt, um anfallendes Kondensat zu vermeiden. Als weiterer Schritt wurde die Regelung der solaren Verdampferunterstützung angepasst, um diesen Betriebsmodus auch bei Kollektortemperaturen von bis zu 1°C zu ermöglichen. Grundsätzlich könnte die Freigabe der solaren Verdampferunterstützung noch weiter reduziert werden, was jedoch nicht gewünscht wurde.

In Abbildung 4-8 sind die Auswirkungen der durchgeführten Optimierungsmaßnahmen an Hand zweier Energie-Temperatur-Diagramme dargestellt. Es sind die Energien des Solar- (solar flow), des Wärmepumpen- (heat pump flow) und des Fußbodenheizungskreises (floor heating flow) als Indikatoren visualisiert. Als Auswirkung der Optimierung der Regelung der solaren Verdampferunterstützung ist zu erkennen, dass der Kollektor bereits bei niedrigeren Temperaturen den Verdampfer der Wärmepumpe mit Energie versorgt (grüne Pfeile in Abbildung 4-8).

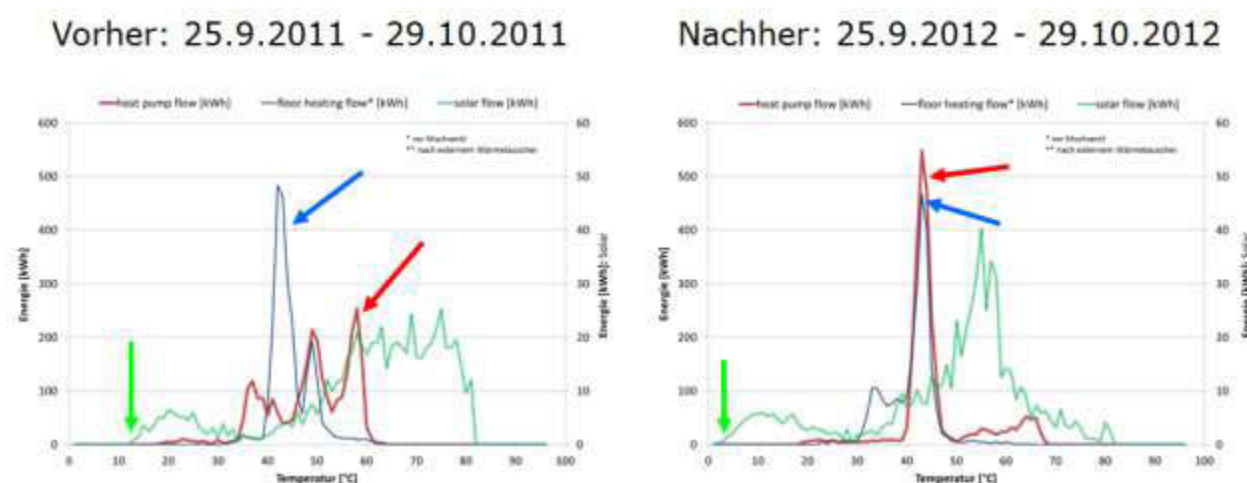


Abbildung 4-8: Auswirkung der Optimierung an System A mittels Temperatur-Energie-Diagrammen (Grüner Pfeil: Vorlauf der solaren Verdampferunterstützung; Blauer Pfeil: Vorlauf der Fußbodenheizung vor dem Mischventil; roter Pfeil: Wärmepumpenvorlauf)

Durch die Optimierung der Funktionsweise der Umschaltventile und der Speicherladepumpe der Wärmepumpe konnte eine ordnungsgemäße Beladung des Speichers erreicht werden. Die Wärme-

pumpe hat – wie bereits oben erwähnt - den Speicher ständig im Warmwassermodus vom obersten bis zum untersten Speicheranschluss beladen, unabhängig davon, ob Warmwasser- oder Heizungsanforderung bestand. Somit wurde Heizungsenergie für die Fußbodenheizung (blaue Pfeile in Abbildung 4-8) im ineffizienten Warmwassermodus erzeugt (roter Pfeil im linken Diagramm von Abbildung 4-8) sowie überhöhte Systemverluste produziert und die Speicherschichtung zerstört.

Darüber hinaus war die Umwälzpumpe zwischen Wärmepumpe und Speicher permanent in Betrieb, auch wenn die Wärmepumpe nicht aktiv war. Durch die Beseitigung der Fehler – die elektrischen Anschlüsse der beiden Pumpen und der beiden Umschaltventile waren im Regelungsschrank falsch angeschlossen – wurde erreicht, dass die von der Wärmepumpe bereitgestellte Energie in entsprechender Menge und auf entsprechendem Temperaturniveau der Fußbodenheizung erzeugt wurde (Abbildung 4-8, roter Pfeil im rechten Diagramm).

Die Auswirkung der Optimierungen kann auch an Hand von Arbeitszahlen gezeigt werden: Es konnte eine vergleichsweise hohe Systemarbeitszahl SPF_{System} mit 3,38 nach der Optimierung erzielt werden, gegenüber 2,62 im Oktober 2010 und 2,82 im Oktober 2011. Auch der SPF_{WP} lag im Oktober 2012 mit 3,35 deutlich über den Kennzahlen für Oktober 2010 mit 2,77 bzw. für Oktober 2011 mit 2,92.

4.4 System B

In dieser Anlage in einem Einfamilienhaus wird Solarwärme über einen internen Glattrohr-Wärmetauscher und durch die Luft-WP erzeugte Wärme parallel und unabhängig voneinander in den Pufferspeicher (1000 l) eingebracht. Die Luft-WP (19kW_{th}) lädt den Pufferspeicher in 2 Bereichen: oben für die Warmwasserbereitung und in der Mitte für die Heizung. Die Warmwasserbereitung wird durch eine Frischwasserstation mittels Plattenwärmetauscher bewerkstelligt; eine Warmwasserzirkulation ist vorhanden. Das Heizsystem besteht aus einem Fußbodenheizkreis und einem Niedertemperatur-Radiator-Heizkreis dessen Radiatoren mit eigenen Lüftern versehen sind. Als Back-Up ist in den Pufferspeicher eine elektrische Heizpatrone eingebaut. Die Solaranlage versorgt zusätzlich ein Schwimmbad, wobei dieses bei der Kennzahlenberechnung nicht berücksichtigt wurde, d.h. die von der Solaranlage erzeugte Energie für das Schwimmbad wird nicht als Nutzenergie gewertet, der Stromaufwand der Solarpumpe während der Schwimmbaderwärmung wurde nicht gewertet. Das Hydraulikschema inklusive Messpunkte des Monitorings ist in Abbildung 4-9 dargestellt.

Technische Daten:

- Luft/Wasser-Wärmepumpe (Splitgerät) mit Scrollverdichter; Kältemittel R407C; $17,2\text{ kW}$ thermische Leistung; COP 4,2 (A2/W35, EN14511)
- Flachkollektoren (20 m^2 Aperturfläche), Azimut: 46° West; Neigung: 40° ; $\eta_0=74,6\%$; $a_1=3,232\text{ W/m}^2\text{K}$; $a_2=0,014\text{ W/m}^2\text{K}^2$
- 1000 l Kombispeicher
- 9 kW elekt. Heizstab im Speicher
- Frischwasserstation

Gebäudebeschreibung:

- Renoviertes Einfamilienhaus, bewohnt von 4 Personen
- Ort: Gleisdorf, Seehöhe: 382 m, geographische Breite: $47^\circ 6'$
- Wohnfläche: 300 m^2
- Heizwärmeverbrauch: $79\text{ kWh/m}^2\text{a}$, 2012

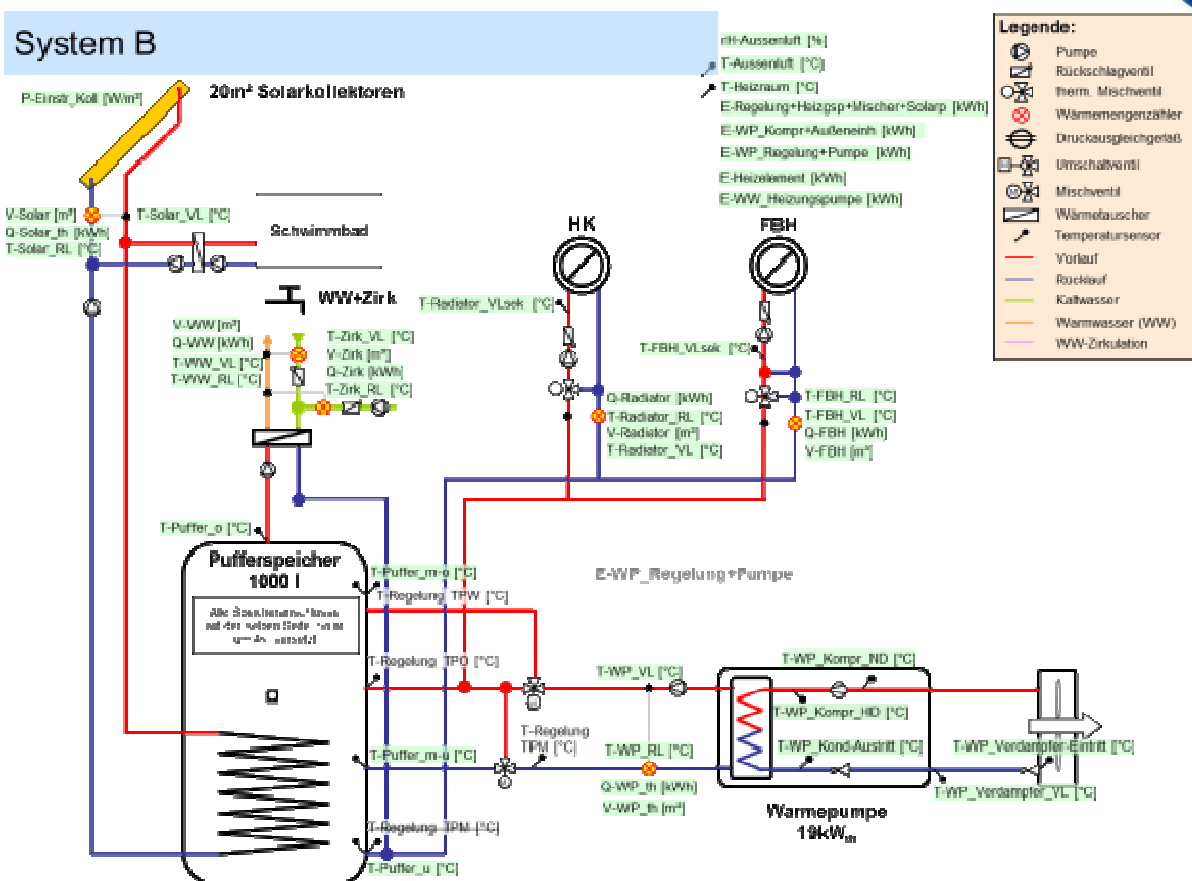
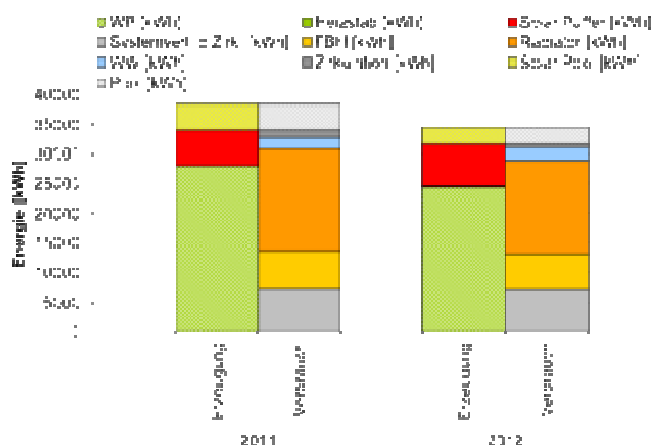


Abbildung 4-9: Hydraulisches Schema der Anlage B

4.4.1 Energetische Bewertung

Abbildung 4-10 zeigt die Energiebilanz des Systems von 2011 und von 2012. Dargestellt sind auf der einen Seite die von der Wärmepumpe und der Solaranlage erzeugte Energie, welche in den Pufferspeicher bzw. direkt in das Heizsystem gelangt, sowie auf der anderen Seite die Nutzenergie für Raumheizung und Warmwasser. Die Tabelle rechts zeigt die Kennzahlen der beiden Jahre. 2011 lag SPF_{SWP} noch unter SPF_{WP} - für 2012 konnte erreicht werden, dass SPF_{SWP} deutlich größer wurde als SPF_{WP} . Die Systemjahresarbeitszahl SPF_{System} lag 2011 bei 2,73 und 2012 bei 2,95. Die höheren Werte der Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems im Jahre 2012 sind mit den Optimierungsmaßnahmen Anfang Jänner 2012 zu begründen, beschrieben in Kapitel 4.4.2.



System B		
	2011	2012
SPF_{SWP} [-]	3,38	3,64
SPF_{WP} [-]	2,84	2,86
SPF_{Sol} [-]	59,57	57,95
SPF_{System} [-]	2,73	2,95
SD [%]	22,2	29,2
q_{Koll} [kWh/m²a]	517	493

Abbildung 4-10: Energiebilanz und Systemkennzahlen von System B

Das Energie-Temperaturdiagramm in Abbildung 4-11 zeigt für das Jahr 2012, dass die von der Wärmepumpe erzeugte Temperatur (heat pump flow) im Bereich von 35 bis 65°C liegt, wobei das Maximum zwischen 45 und 55°C der Raumheizung zuzuordnen ist und für die Warmwasserbereitung Temperaturen bis zu 65°C erzeugt wurden. Die Rücklauftemperatur der Wärmepumpe (heat pump return) liegt unauffällig um 4 bis 8 K unter der Vorlauftemperatur. Werden die Rücklauftemperaturen der Fußbodenheizung (floor heating return) und der Niedertemperatur-Radiatorenheizung (radiator heating return) betrachtet, so fällt auf, dass die Differenz zu den jeweiligen Vorlauftemperaturen unnötig hoch ist und somit die Vorlauftemperatur niedriger sein könnte. Die Vorlauftemperatur der Solaranlage (solar flow) liegt zwischen 30 und 100°C, die Rücklauftemperatur (solar return) zwischen 15 und 80°C. Diese niedrigen Rücklauftemperaturen sind durch den Betrieb der Schwimmbaderwärmung zu begründen.

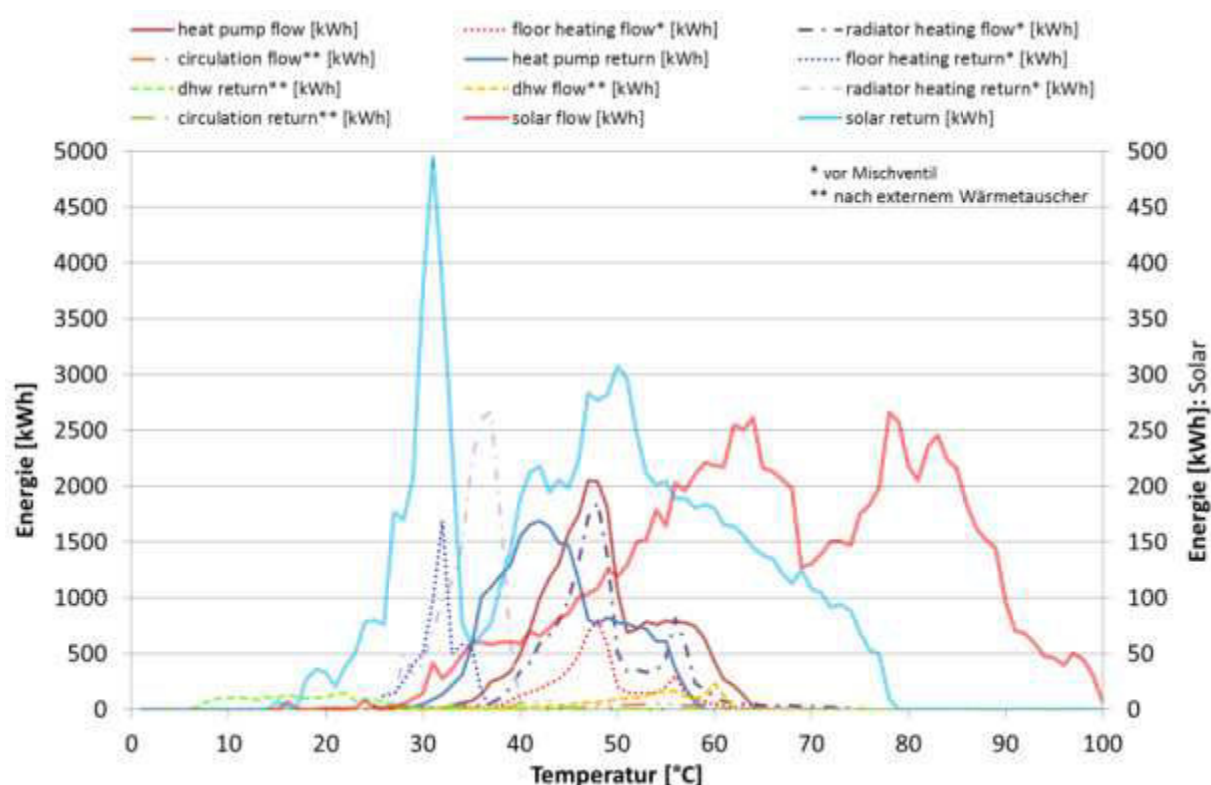


Abbildung 4-11: Energie-Temperatur-Diagramm für das Jahr 2012 - Anlage B

4.4.2 Optimierungen

Das Energie-Temperatur-Diagramm in Abbildung 4-12 zeigt das Anlagenverhalten vor der Optimierung am 12.1.2012. Es ist zu erkennen, dass die Wärmepumpe Energie auf zu hohem Temperaturniveau erzeugte. Der Vorlauf beider Heizungen (FBH, Radiator) liegt bei rund 60 °C und wird in beiden Fällen auf rund 35 °C herunter gemischt („radiator heating flow sec“, „floor heating flow sec“). Ursprünglich saß der Ausschaltfühler der Wärmepumpe unterhalb des Wärmepumpenrücklaufs im Speicher (Abbildung 4-9), wodurch die Ausschalttemperatur der Wärmepumpe nie erreicht wurde – die Wärmepumpe schaltete im Heizungsmodus nur auf Grund der WP-internen Schutzabschaltung bei rund 60°C aus. Entschärft wurde dieses Fehlverhalten durch das Umsetzen des Temperaturfühlers als Anlegefühler auf den Rücklauf zwischen Wärmepumpe und Speicher. Somit konnte eine ordnungsgemäße Speicherbeladung gewährleistet werden. Die Warmwasserbereitung funktionierte ordnungsgemäß, der Fühler für die Regelung der Warmwasserbereitung war entsprechend positioniert.

Abbildung 4-12 zeigt das Anlagenverhalten nach der Optimierung. Es ist nun deutlich der Warmwassermodus (zwischen 50 und 65 °C) vom Heizungsmodus (zwischen 40 und 50 °C) der

Wärmepumpe zu unterscheiden („heat pump flow“). Auch die Vorlauftemperaturen der beiden Heizkreise werden auf deutlich niedrigerem Temperaturniveau dem Pufferspeicher entnommen.

Aus der Analyse der Messdaten konnte gezeigt werden, dass während der Betriebszeiten der Zirkulation die Speicherschichtung deutlich gestört wurde. Auch die thermischen Verluste durch die Warmwasser-Zirkulationsleitungen lagen in derselben Größenordnung wie der Warmwasserenergieverbrauch selbst. Durch die vorgenommenen Optimierungsmaßnahmen zu Beginn der Messperiode konnten die Verluste der WW-Zirkulation auf 40% des Warmwasserenergieverbrauchs reduziert werden. Als Optimierung konnte zum einen das Zeitfenster der Zirkulationspumpe um 2,5h/Tag nahezu halbiert werden. Zum anderen wurde ein Temperaturfühler im Zirkulationsrücklauf montiert, mit Hilfe dessen der Massenstrom über die Drehzahl der Zirkulationspumpe so eingeregelt werden konnte, dass die Rücklauftemperatur zwischen 37,5 °C und 40 °C konstant blieb. Zusätzlich dazu wurden die Ein- und Ausschalttemperaturen der Wärmepumpe für die Warmwasserbereitung von 55/50 °C auf 50/45 °C reduziert.

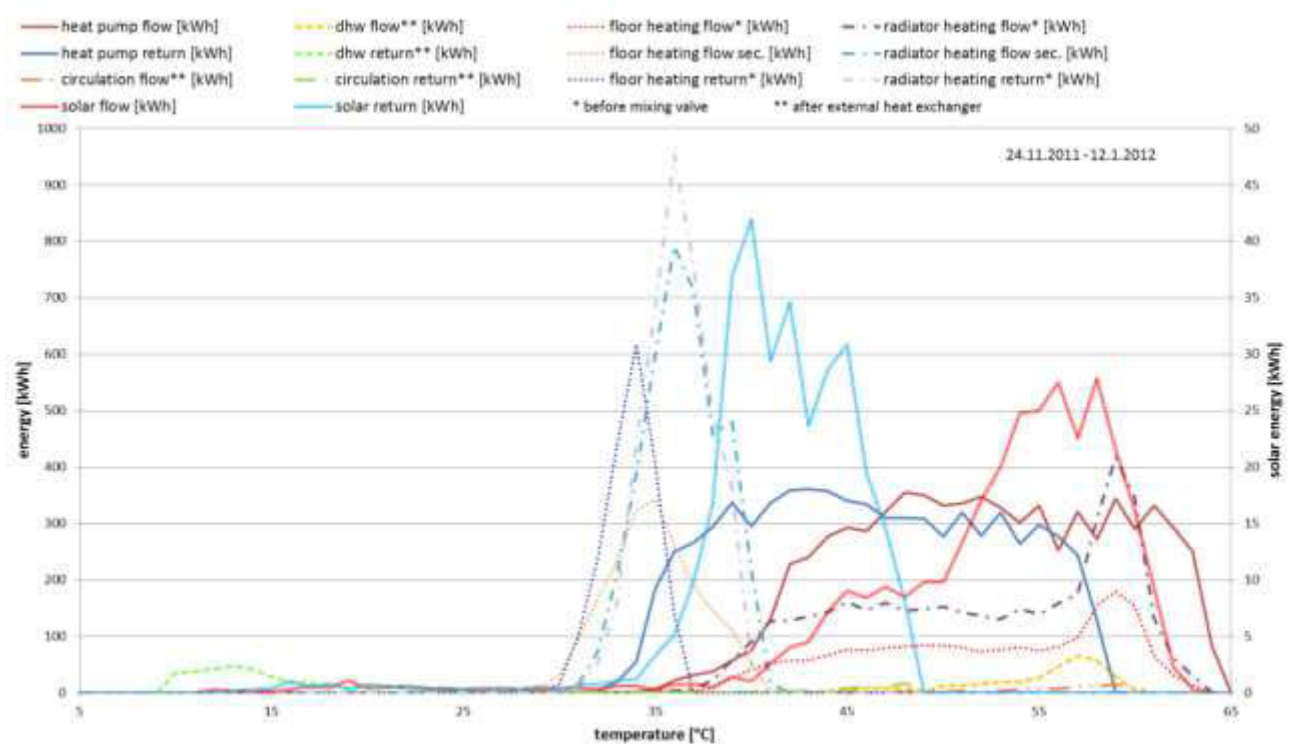


Abbildung 4-12: Energie-Temperatur-Diagramm vor Optimierung – Anlage B

Der im System integrierte Pufferspeicher ist ein alter Bestandsspeicher mit ungünstigen Schichtungseigenschaften und stellte sich als ungeeignet für einen Wärmepumpenbetrieb mit hohen Volumenströmen heraus. Abhilfe würde ein für diese Anwendung entsprechend gestalteter Speicher schaffen. Bei einer Anlagenbegehung wurden die Messwerte der internen Regelung der Wärmepumpe selbst und die des Monitoringsystems miteinander verglichen. Der Ausschaltfühler TPW der Wärmepumpenregelung für die WW-Bereitung und der Temperaturfühler T-Puffer_m-o des Monitoring-Systems (vgl. Abbildung 4-9) sind auf der gleichen Höhe im Speicher montiert, allerdings sitzt der Regelungsfühler TPW um eine Vierteldrehung versetzt am Speicher. Die beiden Fühler zeigten ähnliches, dynamisches Verhalten jedoch einen deutlichen Temperaturunterschied zueinander. Außerdem zeigte der Regelungsfühler am Rücklauf der Wärmepumpen-Warmwasserbereitung (TPO) einen um mindestens 5 K höheren Wert an, als der Fühler TPW. Dies führte zu der Vermutung, dass es innerhalb des Speichers zu einer Art Kurzschluss bzw. ungewünschten Fehlströmung kommt, welcher möglicherweise durch ein Leitblech hervorgerufen wird.

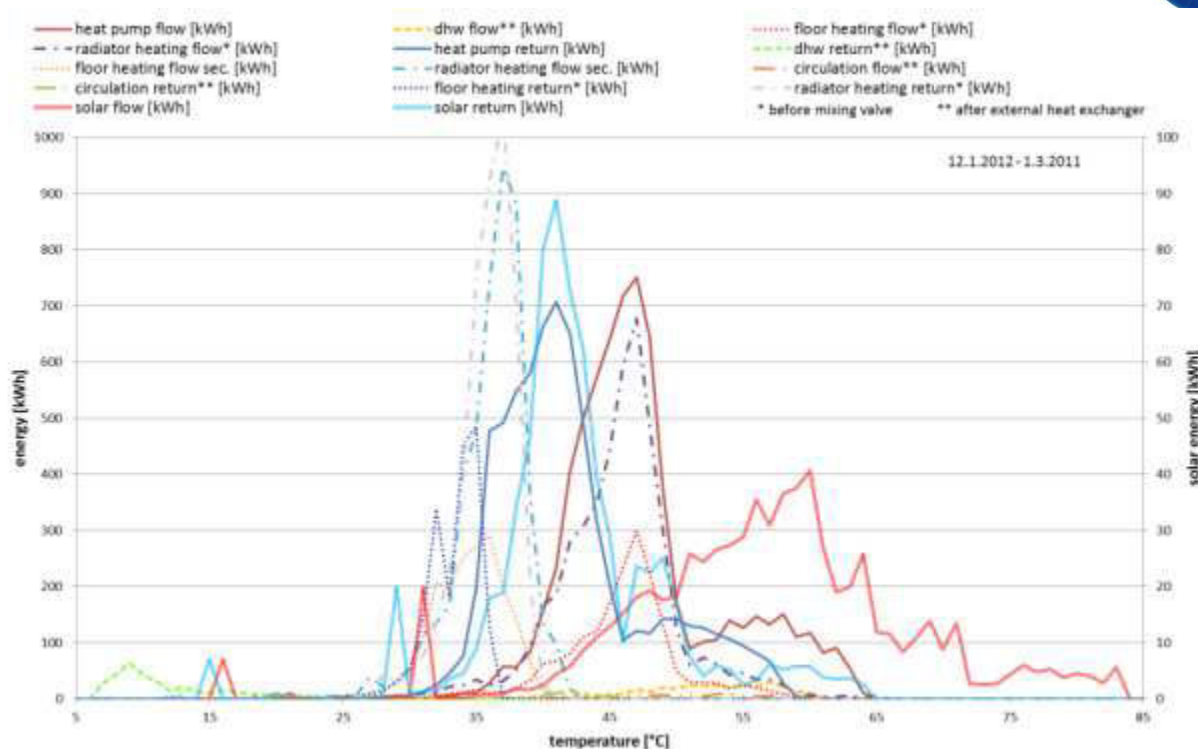


Abbildung 4-13. Energie-Temperatur-Diagramm nach Optimierung - Anlage B

4.5 System C

In dieser Anlage wird Solarwärme über einen internen Rippenrohr-Wärmetauscher mit integrierter Schichtbeladeeinrichtung und durch die monovalent betriebene Erdreich/Wasser-Wärmepumpe mit Tiefensonden und einer thermischen Leistung von 15 kW erzeugte Energie parallel und unabhängig voneinander in den Pufferspeicher (1500 l) eingebracht. Die Erdreich-WP lädt den Pufferspeicher in 2 Bereichen: oben für die Warmwasserbereitung und in der Mitte für die Heizung. Die Warmwasserbereitung wird durch ein im Pufferspeicher integriertes Edelstahlwellrohr im Durchlaufprinzip bewerkstelligt. Das Heizsystem besteht aus einem Fußboden- bzw. Wandflächenheizkreis und einem Radiatorheizkreis für den Keller (Wellnessbereich). Das Hydraulikschema inklusive der Messpunkte für das Monitoring ist in Abbildung 4-14 dargestellt.

Technische Daten:

- Sole/Wasser-Wärmepumpe; Kältemittel R407C (1,8 kg); 15 kW thermische Leistung; COP 4,6 (B0/W35)
- Flachkollektoren (21,7 m² Aperturfläche); Azimut: 5° West; Neigung: 42°
- 1500 l Schichtspeicher
- Warmwasserbereitung über einen innenliegenden Wärmetauscher

Gebäudebeschreibung:

- Einfamilienhaus bewohnt von 4 Personen
- Baujahr 2009
- Ort: Kammern, Seehöhe: 664 m, geographische Breite: 47°23'
- Wohnfläche: 370 m² (270 m² Wohnfläche, 100 m² Keller)
- Heizwärmeverbrauch: 65 kWh/m²a, 2012

System C

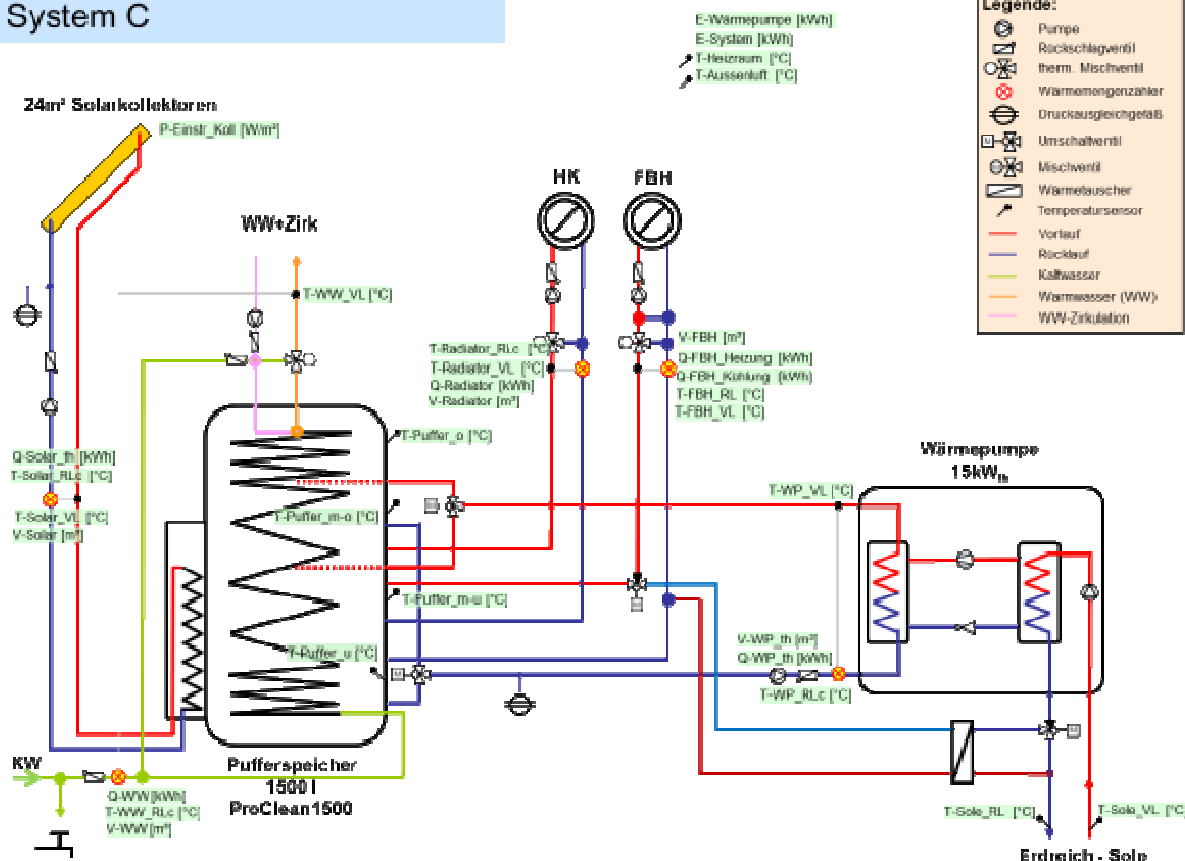
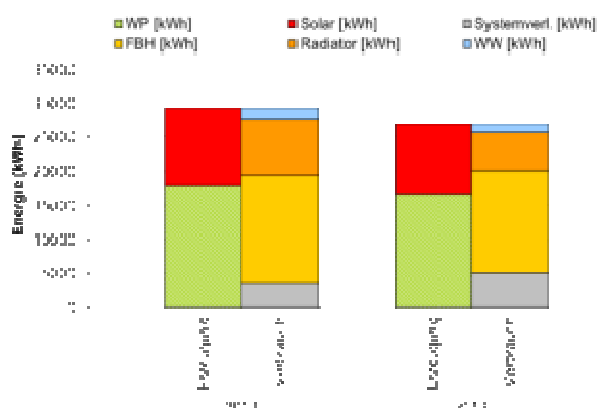


Abbildung 4-14: Hydraulisches Schema - Anlage C

4.5.1 Energetische Bewertung

Abbildung 4-15 zeigt die Energiebilanz des Systems von 2011 und 2012. Dargestellt sind auf der einen Seite die von der Wärmepumpe und der Solaranlage erzeugte Energie, welche in den Pufferspeicher bzw. direkt in das Heizsystem gelangt, sowie auf der anderen Seite die Nutzenergie für Raumheizung und Warmwasser. Die Tabelle rechts in Abbildung 4-15 zeigt die Kennzahlen der beiden Jahre.



System C		
	2011	2012
SPF_{SWP} [-]	6,14	5,73
SPF_{WP} [-]	3,72	3,61
SPF_{Sol} [-]	173,64	174,30
SPF_{System} [-]	3,79	3,09
SD [%]	46,8	46,6
q_{Koll} [kWh/m²a]	485	421

Abbildung 4-15: Energiebilanz und Systemkennzahlen von System C

Die Arbeitszahl der Solar- Wärmepumpenkombination SPF_{System} lag 2011 bei 3,79 und 2012 bei 3,09. 2011 lag der SPF_{SWP} über SPF_{WP} – 2012 sank aber SPF_{SWP} unter SPF_{WP} . Die niedrigeren Werte von SPF_{SWP} 2012 sind mit dem Rückgang der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe SPF_{WP} selbst und der

geringeren eingebrachten Solarenergie zu begründen. Die höheren Systemverluste 2012 bei gleichzeitig niedrigerem Heizenergieverbrauch trugen einen Teil dazu bei.

Das Energie-Temperatur-Diagramm in Abbildung 4-16 zeigt deutlich zwei verschiedene Betriebsmodi der Wärmepumpe: Warmwasserbereitung („heat pump flow/return“ bei VL 50-55 °C/RL 40-50 °C) und Bereitstellung von Heizenergie („heat pump flow/return“ bei VL 32-42 °C/RL 26-34 °C). Die beinahe parallelen Verläufe des Wärmepumpenrücklaufs („heat pump return“) und des Rücklaufs der Fußbodenheizung („floor heating return“) sprechen für ein sehr gutes Speichermanagement.

Die Energie für die Fußbodenheizung wurde bei rund 36 °C aus dem Speicher entnommen und mit rund 30 °C retourniert. Bei der Radiatorenheizung lag der Vorlauf bei rund 37 °C und der Rücklauf bei etwa 34 °C. Der geringe Temperaturunterschied zwischen Vorlauf und Rücklauf der Radiatorenheizung ist darauf zurückzuführen, dass dieser Heizkreis ganzjährig auf eine konstante Vorlauftemperatur eingeregelt ist.

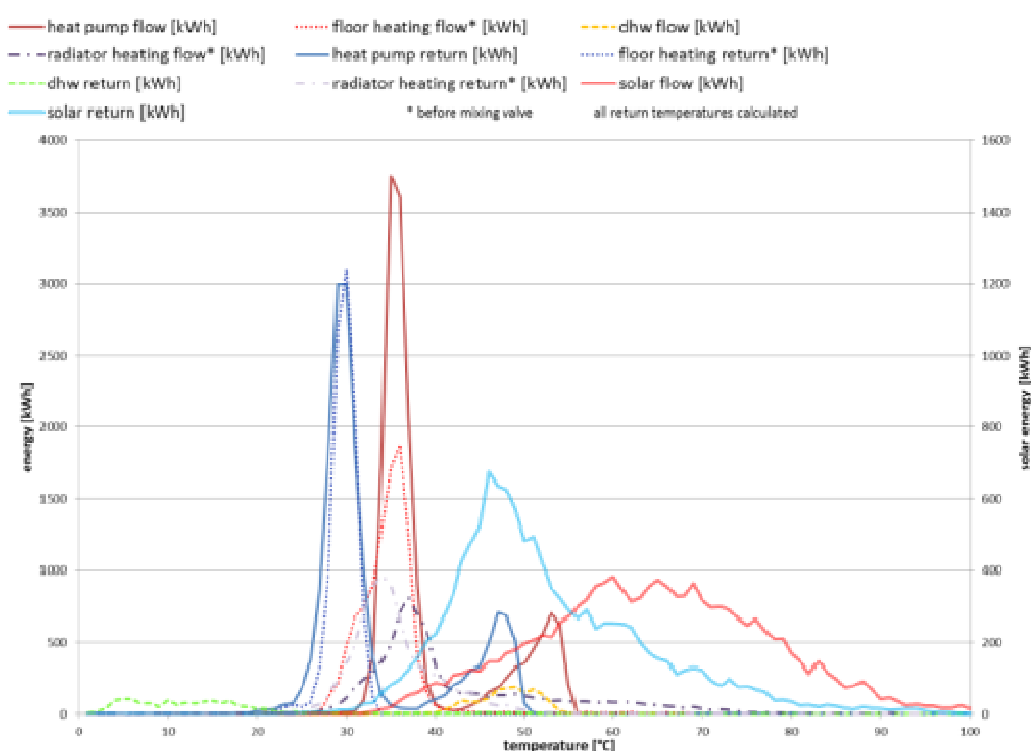


Abbildung 4-16: Energie-Temperatur-Diagramm, 2011 - Anlage C

4.5.2 Optimierungen

Heizen und Kühlen am selben Tag

Ein Fehlverhalten der Regelung, nämlich Heizen und Kühlen im Sommer am selben Tag - wurde detektiert – siehe Abbildung 4-17. Eine Anforderung zum Kühlen wurde bei unterschreiten der aktuellen Außentemperatur von 20°C ausgegeben. Eine Anhebung des Schwellwertes auf 25°C konnte die Situation entschärfen

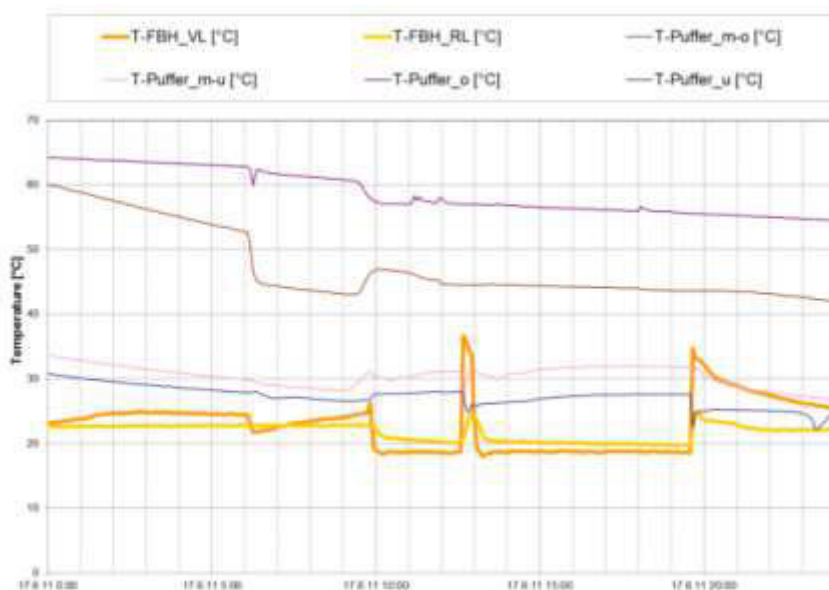


Abbildung 4-17: Kühl- und Heizbetrieb im Sommer

Störung der Speicherschichtung

Jedes Mal, wenn die Wärmepumpe vom Stillstand durch eine Anforderung der Regelung (Sollwertunterschreitung am Regelungsfühler im Heizungs-volumen des Speichers) in den Heizungsmodus wechselte, trat folgender Effekt auf: Durch den hohen Volumenstrom, der bei Heizungs-betrieb der Wärmepumpe in den mittleren Speicherbereich gelangt, wurde das Wasservolumen im Speicher verhältnismäßig stark umgewälzt und die Temperaturschichtung zerstört. Dieser Effekt beeinflusste auch das Warmwasservolumen im oberen Speicherbereich, wobei der Regelungstemperaturfühler der WW-Anforderung soweit abgekühlt wurde, dass die Wärmepumpe in den WW-Modus wechselte, obwohl der oberste Temperaturfühler im Speicher ein genügend hohes Temperaturniveau hatte. Somit wurde von der Wärmepumpe exergetisch ungünstig die Raumheizungsenergie im dafür ineffizienten Warmwassermodus produziert. Abbildung 4-18 und Abbildung 4-19 zeigen dieses ungünstige Betriebsverhalten des Systems am 3.2.2013.

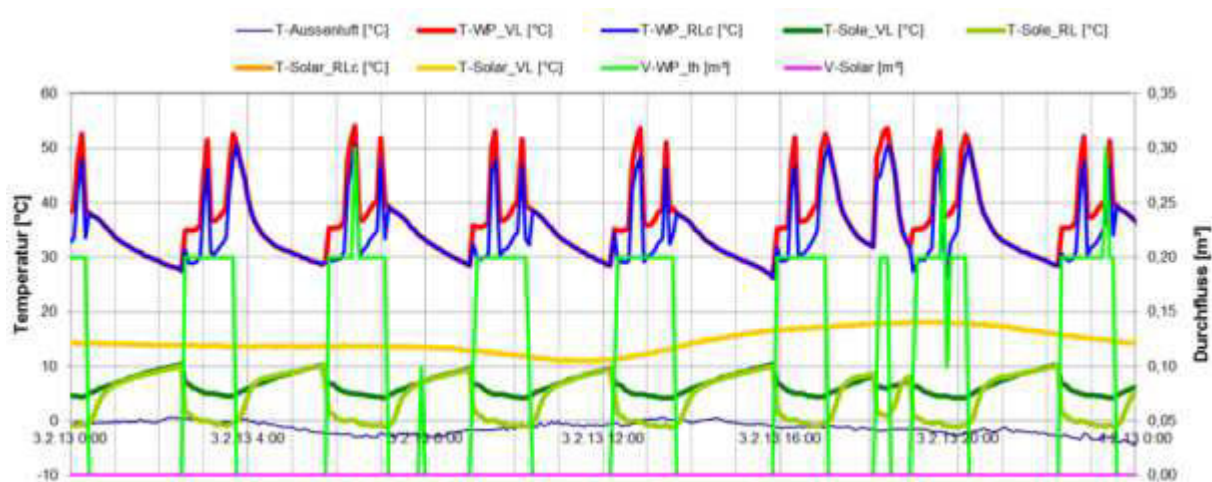


Abbildung 4-18: Betriebsverhalten der Energieerzeugung am 3.2.2013

Eine Optimierung am 4.2.2013 zielte auf eine Reduktion des hohen Volumenstroms der Pumpe zwischen Speicher und Wärmepumpe (Kondensatorpumpe) ab. Es wurde die besagte Pumpe von Stufe 3 (0,2 m³/5min) auf Stufe 1 von 3 (0,1...0,12m³/5min) gestellt. Dadurch wurde der hohe Volu-

menstrom reduziert, der diese ungünstige Speicherbeladung verursachte. Mit dieser Maßnahme konnte erreicht werden, dass die Wärmepumpe im Heizungsmodus nur mehr minimale Durchmischungen verursachte und Heizungswasser wirklich nur im Heizungsmodus erzeugte. Abbildung 4-20 und Abbildung 4-21 zeigen diese positive Auswirkung in Form von Tagesdiagrammen vom 4. Februar 2013.

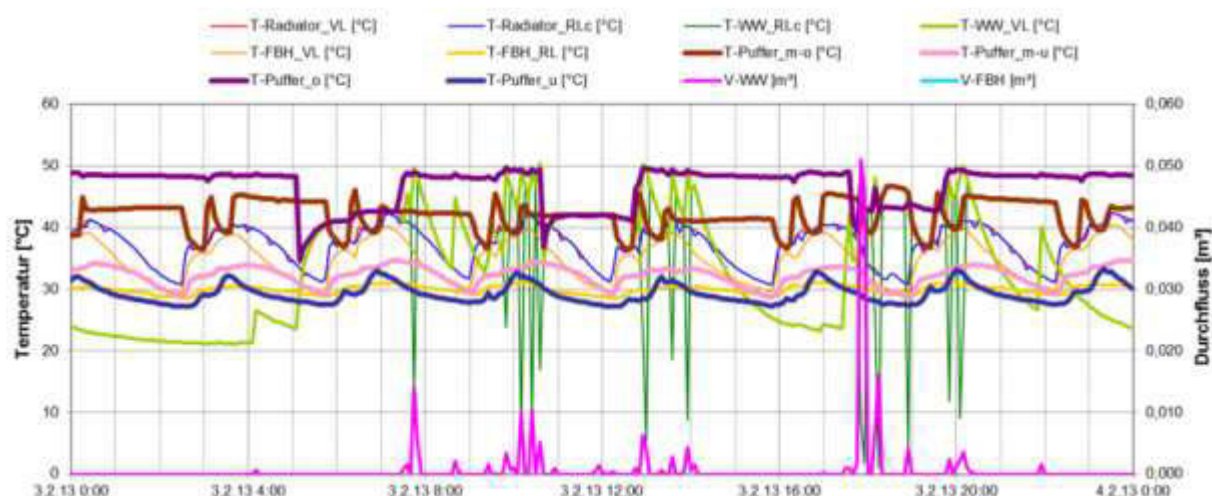


Abbildung 4-19: Betriebsverhalten der Energieverteilung am 3.2.2013

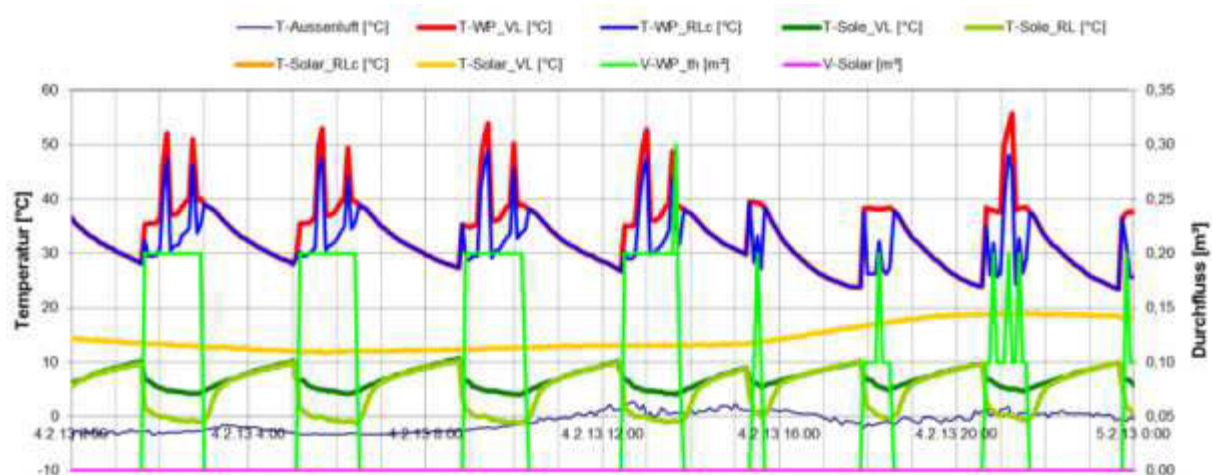


Abbildung 4-20: Betriebsverhalten der Energieerzeugung am 4.2.2013

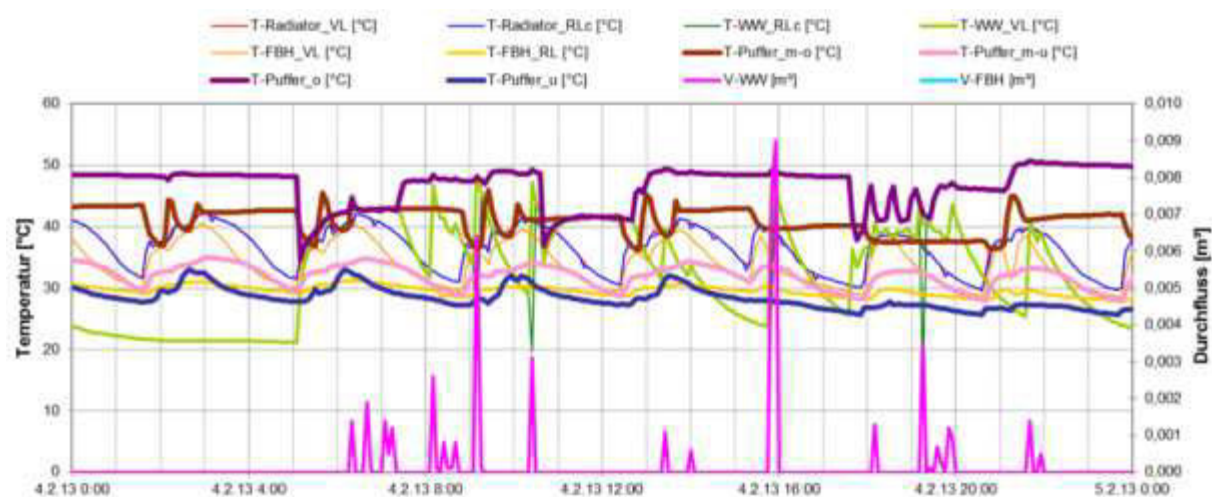


Abbildung 4-21: Betriebsverhalten der Energieverteilung am 4.2.2013

Zirkulationskreislauf:

Bis zum 07.01.2013 war die Warmwasser-Zirkulation nie in Betrieb – die oberste Pufferspeichertemperatur T-Puffer_oben in Abbildung 4-22 war keinen großen Schwankungen ausgesetzt. Seit 08.01.2013 wurde die Zirkulationsleitung bzw. –pumpe auf Wunsch der Anlagenbesitzer in Betrieb genommen. Die Auswirkung der aktiven Zirkulation ist in Abbildung 4-23 ersichtlich (9.1.2013). Es ist deutlich erkennbar, dass T-Puffer_oben ab diesem Tage um 17:30 von 48,6°C auf 36,3°C abfiel, ohne den Einfluss einer WW-Zapfung oder der Energieerzeugung (Abbildung 4-22: Betriebsverhalten der Energieverteilung am 7.1.2013).

Die Laufzeit der Zirkulationspumpe wurde vom Anlagenbetreiber für folgende Zeitfenster eingestellt: 05:00-07:30; 10:30-12:30; 17:30-19:30. Hydraulisch gesehen sind nach der Zirkulationspumpe zwei Stränge der Zirkulationsleitung vorhanden (Erdgeschoß und Obergeschoß) und mit jeweils einem Strangreguliertventil ausgestattet. Die Einstellungen dieser Ventile wurden jedoch mit völlig offener Stellung 4,0 vorgefunden.

Um die Wärmeverluste der Zirkulation zu minimieren, wurden am 4.2.2013 die Laufzeit der Zirkulationspumpe und die Stellung der Strangreguliertventile reduziert. Die Auswirkung

- Halbierung der Laufzeit der Zirkulationspumpe: Innerhalb der Laufzeitintervalle wurde jeder zweite Schnapper rausgenommen (1h sind 4 Schnapper)
- Durchflussmenge des Zirkulationskreises minimiert.

Grundsätzlich müsste die Zirkulationsleitung hydraulisch und thermisch dimensioniert worden sein, um die für diese Anwendung notwendigen Voreinstellungen der Strangreguliertventile zu erhalten. In der Kürze des Optimierungseinsatzes vor Ort war es nicht möglich dies durchzuführen und es liegt auch nicht in der Verantwortung des Projektteams dies durchzuführen. Der Anlagenbetreiber wird jedoch über diesen Sachverhalt in Kenntnis gesetzt.

Die Auswirkung der Änderungen an der Zirkulation ist in Abbildung 4-24 dargestellt. Die oberste Pufferspeichertemperatur ist nun während der Zirkulationszeitfenster im Mittel deutlich höher als zuvor, wo sie auf bis ca. 40°C eingebrochen ist.

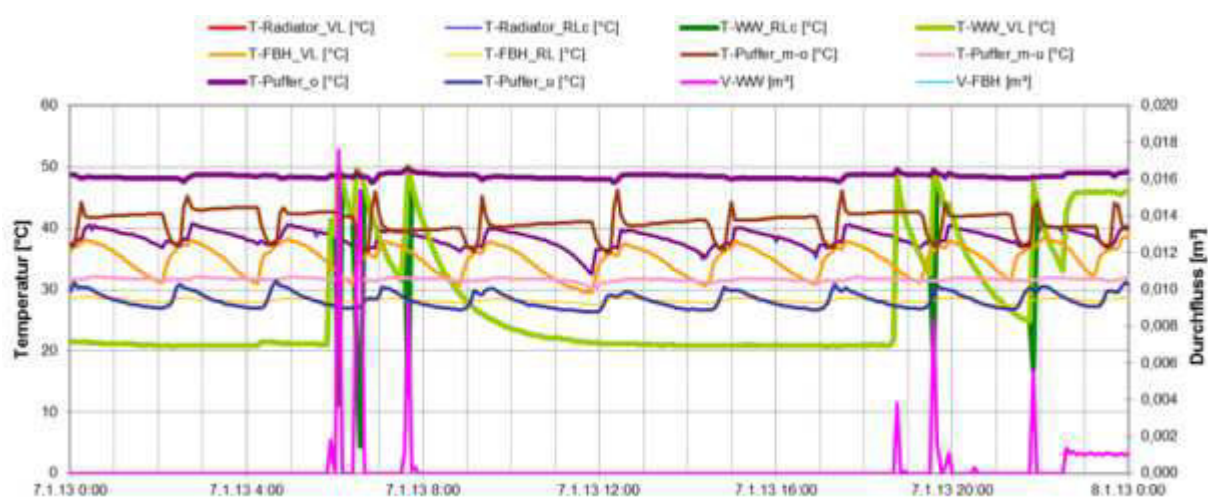


Abbildung 4-22: Betriebsverhalten der Energieverteilung am 7.1.2013

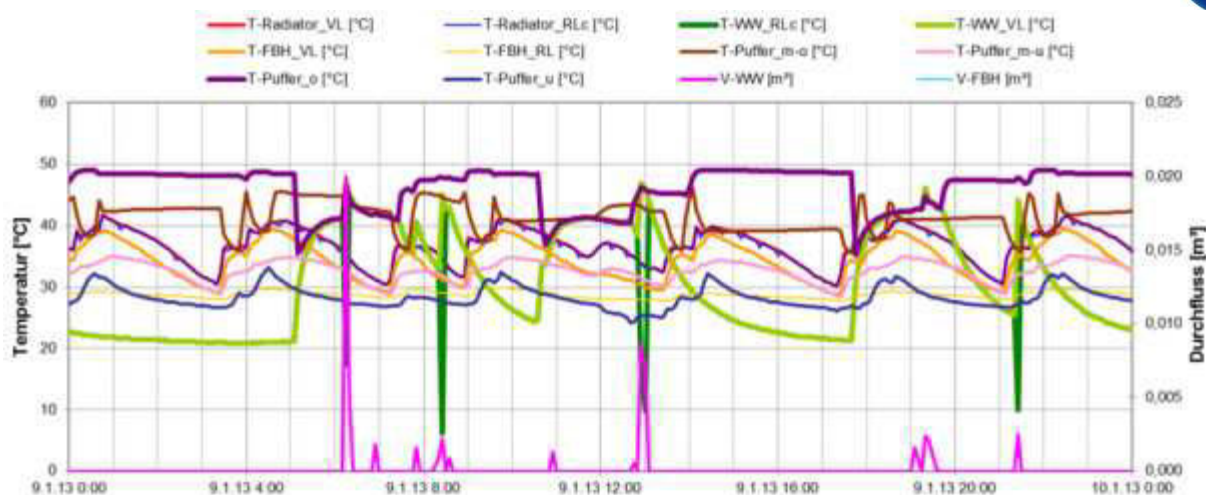


Abbildung 4-23: Betriebsverhalten der Energieverteilung am 9.1.2013

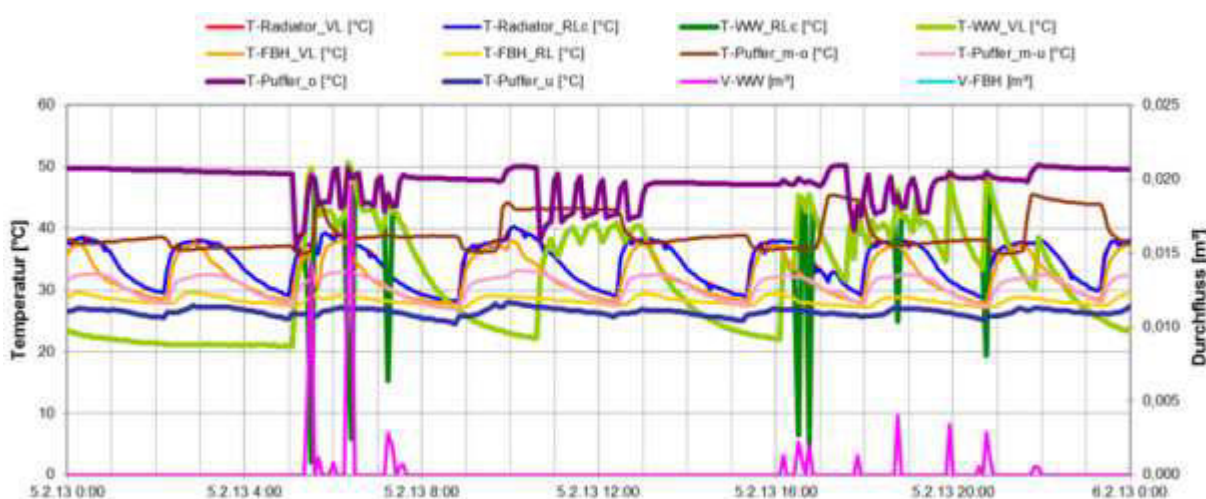


Abbildung 4-24: Betriebsverhalten der Energieverteilung am 5.2.2013

Einfluss der Optimierungen im Q,T-Diagramm

Der Einfluss der Optimierungen (Reduktion des Volumenstroms der Kondensatorpumpe und Zirkulationsbetrieb) wird anhand der Q,T-Diagramme in Abbildung 4-25 und Abbildung 4-26 dargestellt. Die Zeiträume sind mit jeweils 47 Tagen vor (19.12.2012 bis 3.2.2013) bzw. nach den Optimierungsmaßnahmen (5.2.2013 bis 24.3.2013) gewählt.

Als größte Auswirkung konnte eine deutliche Reduktion der von der WP erzeugten WW-Energie auf hohem Temperaturniveau zwischen 45 und 58°C dargestellt werden. Dies bedeutet, dass Heizungsenergie nun auch tatsächlich im Heizungsmodus der Wärmepumpe erzeugt wurde. Die Temperaturdifferenz zwischen Rücklauf (heat pump return) und Vorlauf (heat pump flow) der Wärmepumpe betrug vor der Optimierung 7 K und nach der Optimierung 9 K. Dies ist die logische Folge der Reduktion des Volumenstromes durch den Kondensator und hebt den positiven Effekt der Optimierung geringfügig auf. Was zwar in keinem Zusammenhang mit den Optimierungen steht, aber im Vergleichszeitraum nach der Optimierung wurde mehr Solarenergie aufgrund der Witterungseinflüsse generiert und es wurden höhere WW-Zapftemperaturen auf Grund der höheren Temperaturen im Speicher – bedingt durch den höheren Solarertrag – erzielt.

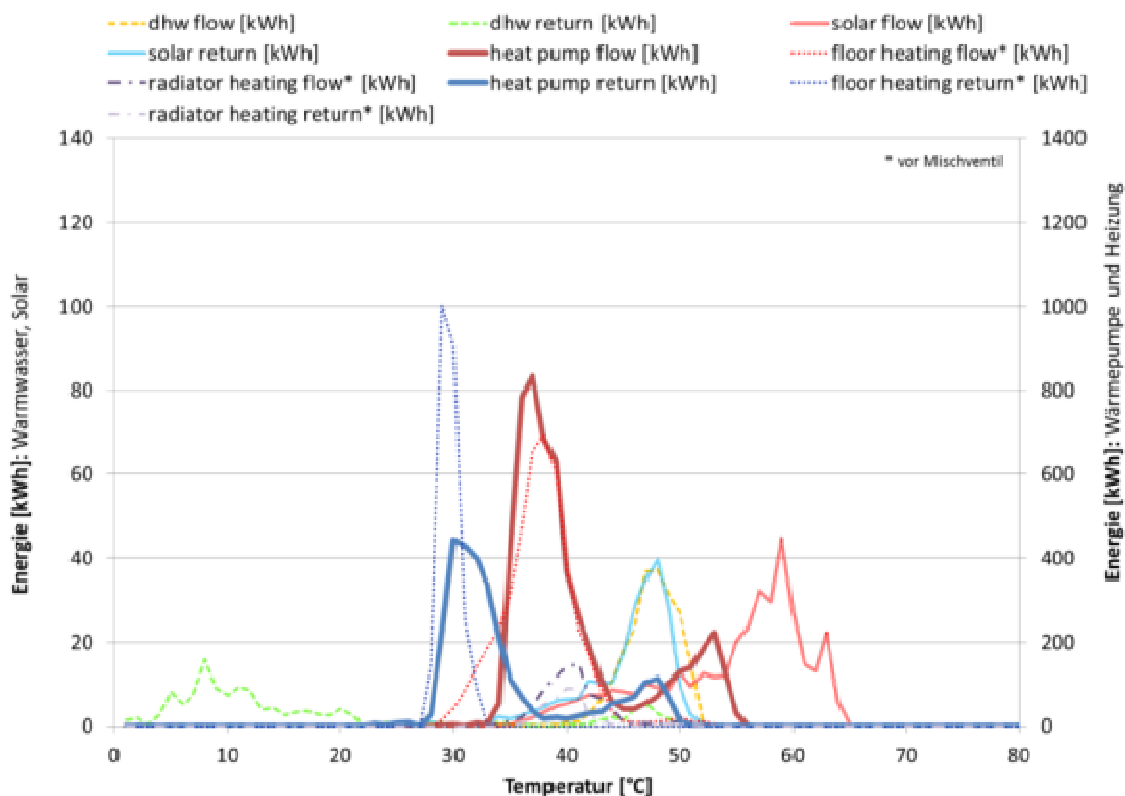


Abbildung 4-25: Q,T-Diagramm von 19.12.2012 bis 3.2.2013 (vor Optimierungen)

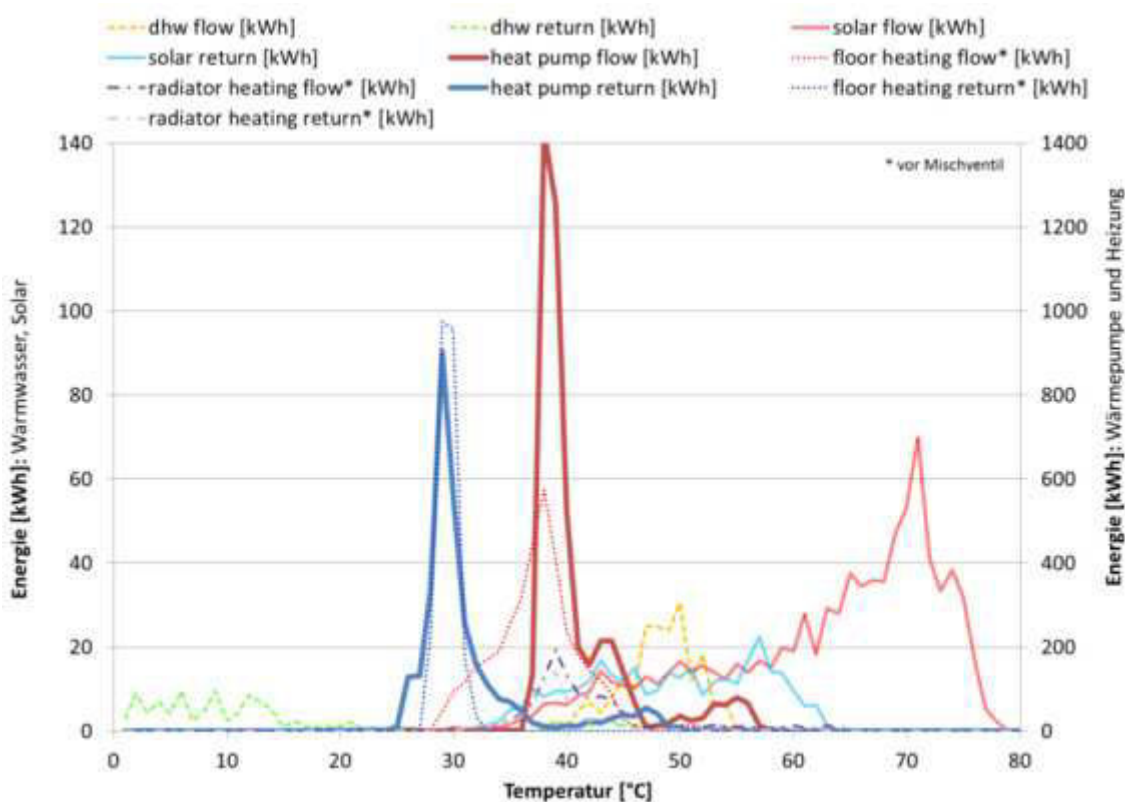


Abbildung 4-26: Q,T-Diagramm von 5.2.2013 bis 24.3.2013 (nach Optimierungen)

4.6 System D

In Aschbach wurde eine Selbstbaukollektor-Anlage eines Einfamilienhauses mit einer Luft/Wasser-Wärmepumpe ergänzt und seit März 2011 einem Monitoring unterzogen. Die Wärmepumpe und die Flachkollektoren versorgen beide den 800 l Kombispeicher, mit dem der Warmwasser- und Heizenergiebedarf gedeckt wird. Eine bestehende Gastherme dient anstelle einer sonst bei Luft/Wasser-Wärmepumpen üblichen E-Heizpatrone als Nachheizung. Die Wärmepumpe belädt mit Hilfe von Dreiweg-Umschaltventilen im Vor- und Rücklauf der Wärmepumpe den oberen Speicherbereich für die WW-Bereitung bzw. den mittleren Speicherbereich für die Raumheizung. Die Sonnenkollektoren beladen den unteren Speicherbereich über einen internen Glattrohr-Wärmetauscher. Abbildung 4-27 zeigt das hydraulische Schema der Anlage.

Technische Daten:

- Luft/Wasser-Wärmepumpe (Split-Gerät) mit Scroll-Kompressor; Kältemittel R407C; 16,8 kW thermische Leistung; COP 3,9 (A2/W35, EN14511)
- Selbstbau-Flachkollektoren (8 m² Aperturfläche),
- 800 l Kombispeicher
- Warmwasserbereitung über innenliegenden Wärmetauscher

System D

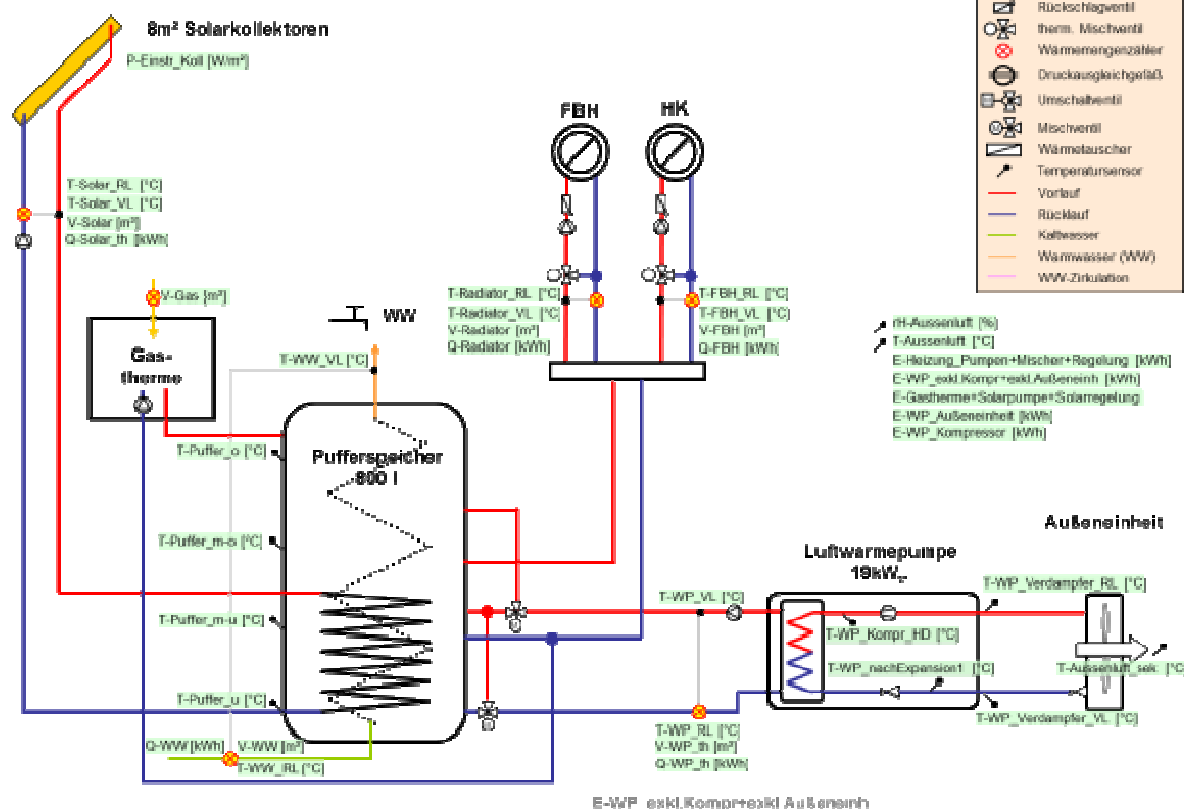


Abbildung 4-27: Hydraulisches Schema - Anlage D

Gebäudebeschreibung:

- Einfamilienhaus
- Ort: Aschbach, Seehöhe: 318 m, geographische Breite: 48°4'
- Heizwärmeverbrauch: 73 kWh/m²a, 1012

4.6.1 Energetische Bewertung

Abbildung 4-28 zeigt die Energiebilanz des Systems von 2011 und 2012. Dargestellt sind auf der einen Seite die von der Wärmepumpe und der Solaranlage erzeugte Energie, sowie auf der anderen Seite die Nutzenergie für Raumheizung und Warmwasser. Die Tabelle rechts in Abbildung 4-28 zeigt die Systemkennzahlen der beiden Jahre.

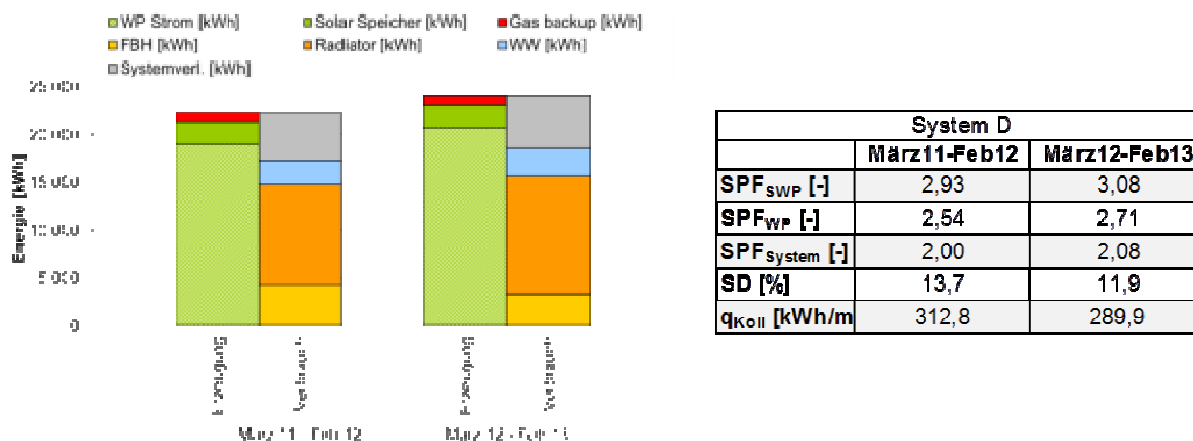


Abbildung 4-28: Energiebilanz und Systemkennzahlen von System D

Die im System eingesetzte Luft/Wasser-Wärmepumpe greift als Nachheizung nicht auf einen für solche Fälle obligatorischen E-Heizstab zurück, sondern auf einen bestehenden Gaskessel. Hierbei wurde der Gasverbrauch des Kessels auf ein Stromäquivalent umgerechnet und wie ein E-Heizstab in die Berechnung der Arbeitszahlen einbezogen. Die Arbeitszahl der Solar- Wärmepumpenkombination SPF_{SWP} lag 2011 bei 2,93 und 2012 bei 3,08. In beiden Jahren lag der SPF_{SWP} über den SPF_{WP} , was den positiven Einfluss der Solaranlage auf die Gesamteffizienz des Systems belegt.

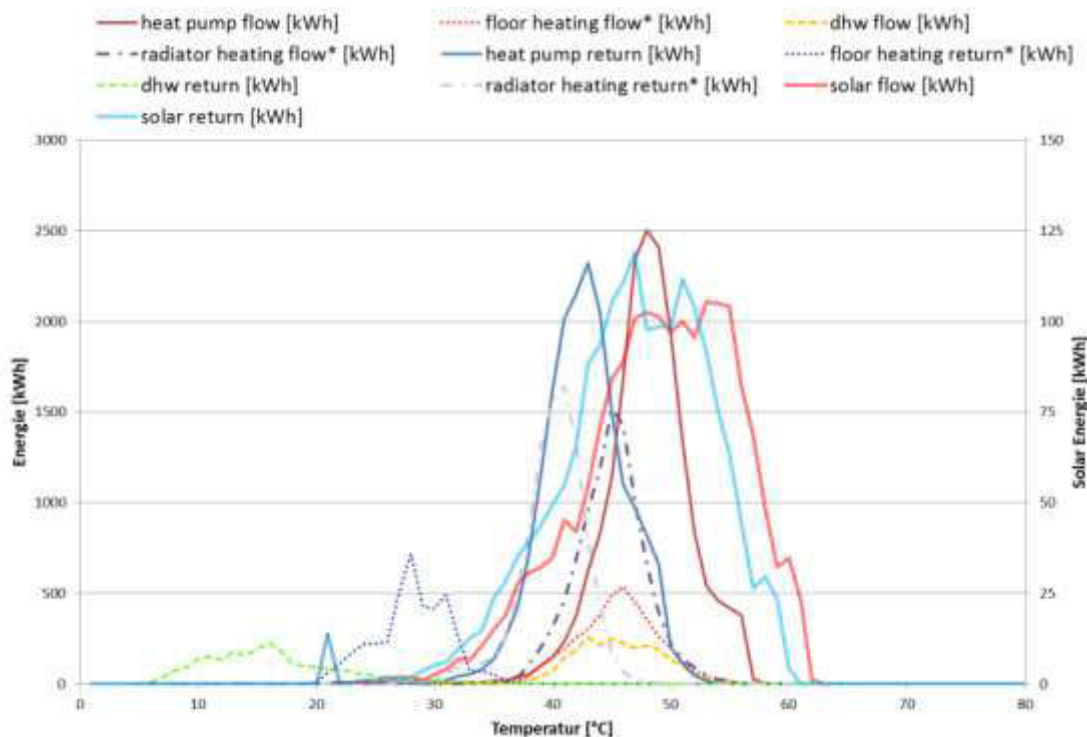


Abbildung 4-29: Energie-Temperatur-Diagramm, 2011 - Anlage D

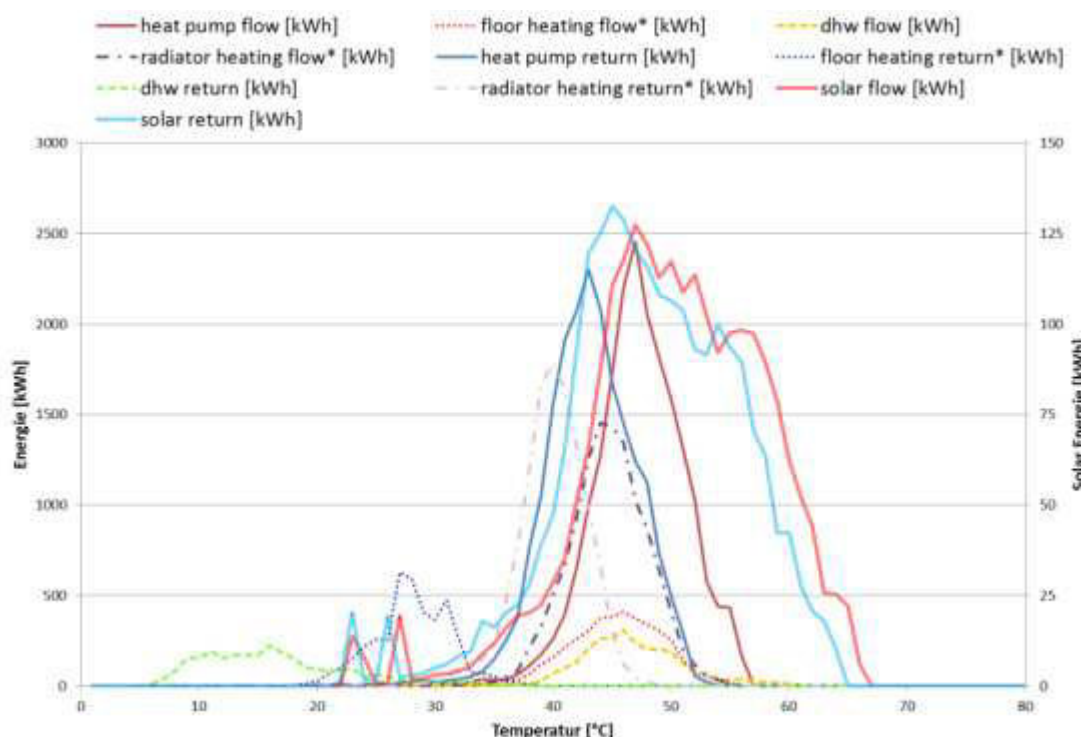


Abbildung 4-30: Energie-Temperatur-Diagramm, 2012 - Anlage C

Die Energie-Temperatur-Diagramme in Abbildung 4-29 und in Abbildung 4-30 zeigen, dass die Raumheizung hauptsächlich durch den Radiatorheizkreis erfolgt und daher die Wärmepumpe nicht von den niedrigen Temperaturen der Fußbodenheizung profitieren kann. Außerdem ist zu erkennen, dass für die Fußbodenheizung die größte Energiemenge auf einem Temperaturniveau von ca. 46 °C entnommen und die größte Energiemenge bei rund 28 °C dem Speicher wieder zugeführt wurde, während für die Radiatorheizung die Temperaturen bei rund 45 °C bzw. 41 °C lagen. Die Temperaturen der Heizungen (FBH und Radiatoren) wurden noch vor den Mischventilen gemessen. Es ist zu erkennen, dass die von der Wärmepumpe erzeugte Temperatur (heat pump flow) um ca. 3 bis 5 K über dem Temperaturniveau der Raumheizungen bzw. der WW-Bereitung liegt, was ein gewisses Maß an Optimierungspotential darstellt.

4.6.2 Optimierungen

Es konnte gezeigt werden, dass Vor- und Rücklauf der Wärmepumpe während aktiver Solaranlage und inaktiver Wärmepumpe erwärmt wurden (Abbildung 4-31). Dies führt zu erhöhten Rohrleitungsverlusten. Wie dem Energie-Temperatur-Diagrammen in Abbildung 4-29 bzw. in Abbildung 4-30 zu entnehmen ist, läuft die Wärmepumpe nur auf hohem Temperaturniveau und unterscheidet nicht zwischen Heizbetrieb und Warmwasserbereitung. Eine Anpassung der Regelung dahingehend würde nicht nur eine Verbesserung der Arbeitszahlen durch bedarfsgerechte Erzeugung von Warmwasser mit sich bringen, auch die Exergieverluste in der Beimischschaltung der Fußbodenheizung könnten reduziert werden.

Vom Wärmepumpenhersteller wurden im Frühjahr 2012 folgende Optimierungen durchgeführt:

- Eine Rückschlagarmatur wurde zwischen Pufferspeicher und Heizungsverteilung eingebaut, um natürliche Fehlzirkulationen, verursacht durch Dichteunterschiede, zu vermeiden. Diese führten zur Abkühlung des WW-Volumens im Speicher.
- Das Zeitprogramm für die WW-Bereitung wurde den Bedarfszeiten angepasst

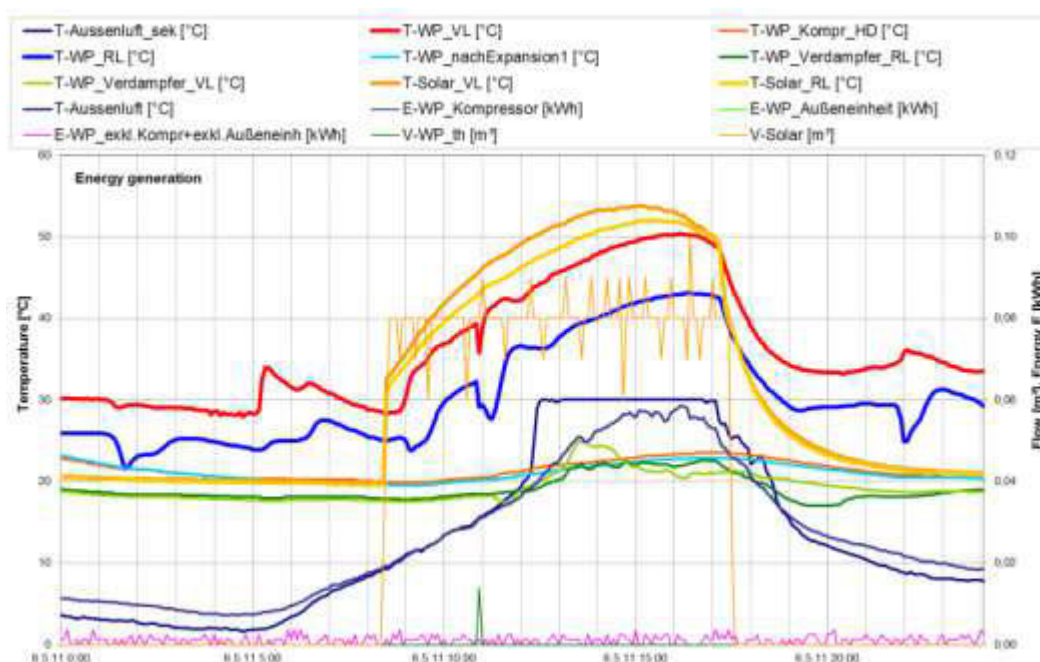


Abbildung 4-31: Betriebsverhalten der Energieerzeugung von Anlage D

Diese Optimierungen spiegeln sich durchaus in der Höhe der Arbeitszahlen wieder, wo die Werte der zweiten Periode höher sind als die der ersten. Es darf aber nicht vernachlässigt werden, dass das Nutzerverhalten und die Auswirkung des Wetters in diesen zwei Perioden unterschiedlich ausgefallen sind und die Änderung der Arbeitszahlen nicht ausschließlich auf die Optimierungen zurückzuführen sind. Davon abgesehen konnten die Werte aber trotz niedrigerem solarem Deckungsgrad und niedrigerem Kollektorertrag durchaus verbessert werden.

Ein weiteres Optimierungspotential bieten die Anschlüsse der Wärmepumpe an den Pufferspeicher. Diese sind derzeit in den unteren zwei Drittel des Speichers angebracht, wodurch die Solaranlage den unteren Speicherbereich nicht voll ausnutzen kann. Dies könnte durch ein Hochsetzen der Anschlüsse in die oberen zwei Speicherdrittel verbessert werden. Durch die Art der Warmwasserbereitung im Durchflusprinzip mittels internen Wellrohrs, muss jedoch auf ein ausreichend großes WW-Bereitschaftsvolumen geachtet werden.

4.7 System E

In einem Einfamilienhaus in Axams wurde ein Solarkombi-System mit einer Luft/Wasser-Wärmepumpe eingebaut und seit Jänner 2011 vermessen. Die 7,2 kW Luft/Wasser-Wärmepumpe und die 11,9 m² Flachkollektoren versorgen beide einen 940 l Kombispeicher. Die Frischwasserstation der Warmwasserbereitung wird aus dem Pufferspeicher versorgt, der Heizenergiebedarf wird entweder aus dem Speicher bezogen oder direkt von der Wärmepumpe erzeugt. Die Solarkollektoren beladen den unteren Speicherbereich über einen internen Glattrohrwärmetauscher und unterstützen bei Bedarf den Verdampfer der Wärmepumpe (solare Verdampferunterstützung). Als Nachheizung ist im Vorlauf der Wärmepumpe eine Elektro-Heizpatrone nachgeschaltet, die im Durchflusprinzip agiert. In Abbildung 4-32: Hydraulisches Schema - Anlage E ist das hydraulische Schema der Anlage dargestellt.

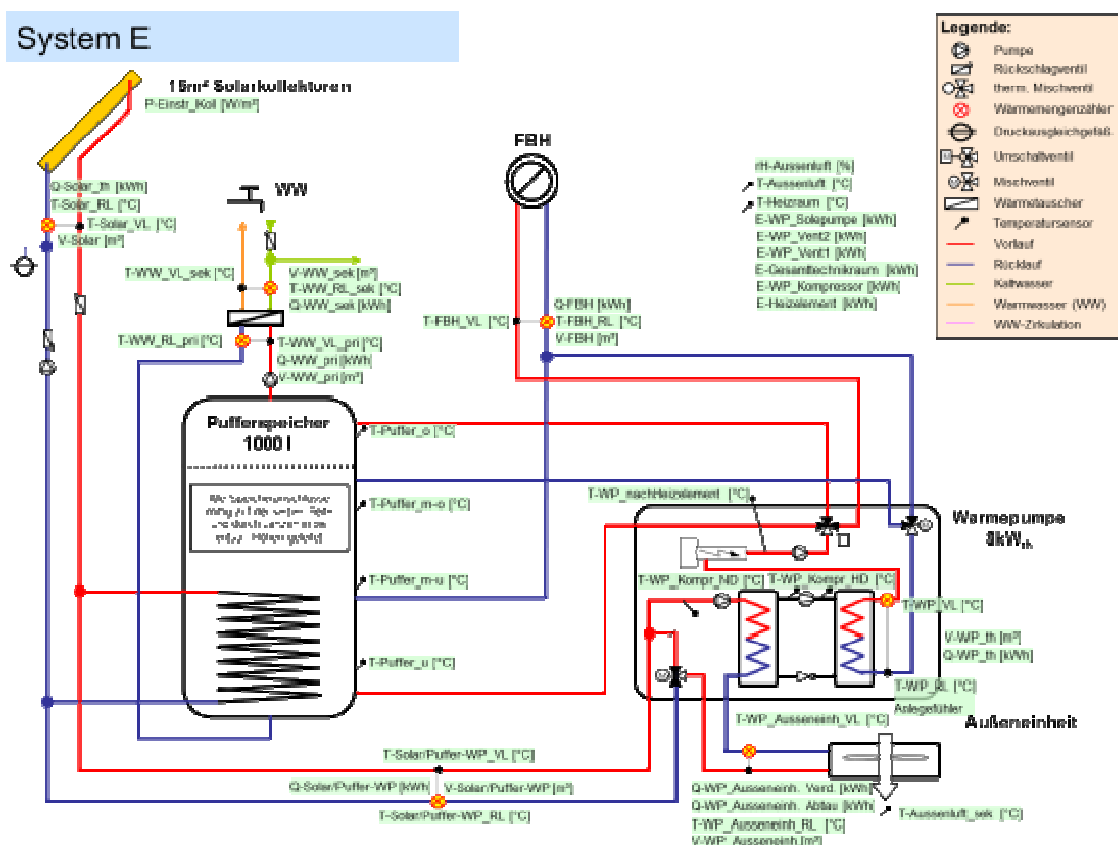


Abbildung 4-32: Hydraulisches Schema - Anlage E

Technische Daten:

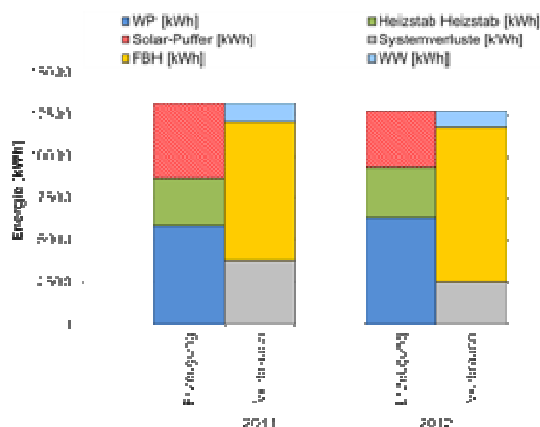
- Luft-Wärmepumpe (Split-Gerät) mit Scroll-Kompressor; 8,3 kW thermische Leistung; Kältemittel R407C (1,3 kg); COP 3,6 (A7/W35, EN14511)
- Flachkollektoren (11,9 m² Aperturfläche); Neigung: 45°; Azimut: 10° West; $\eta_0=75,9\%$; $a_1=3,365\text{ W/m}^2\text{K}$; $a_2=0,02\text{ W/m}^2\text{K}^2$
- 940 l Kombispeicher
- Frischwasserstation

Gebäudebeschreibung:

- Einfamilienhaus mit 4 Bewohnern
- Baujahr: 2009
- Ort: Axams, Seehöhe: 875 m, geographische Breite: 47°16'
- Beheizte Wohnfläche: 216,7 m²
- Heizwärmeverbrauch: 38 kWh/m²a

4.7.1 Energetische Bewertung

Abbildung 4-33 zeigt die Energiebilanz des Systems von 2011 und von 2012. Dargestellt sind auf der einen Seite die von der Wärmepumpe und der Solaranlage erzeugte Energie, welche in den Pufferspeicher bzw. direkt in das Heizsystem gelangt, sowie auf der anderen Seite die Nutzenergie für Raumheizung und Warmwasser. Die Tabelle rechts zeigt die Kennzahlen der beiden Jahre. Die Jahresarbeitszahl der Solar-Wärmepumpenkombination SPF_{SWP} lag 2011 bei 2,28 und 2012 bei 2,00. In beiden Jahren 2011 und 2012 lag der SPF_{SWP} über dem SPF_{WP} . Von der Solaranlage wurden 1221 kWh (2011) bzw. 808 kWh (2012) dem Verdampfer der Wärmepumpe zugeführt, das entspricht rund 19 % (2011) und 15 % (2012) der gesamten solaren Energie.



System E		
	2011	2012
SPF_{SWP} [-]	2,28	2,00
SPF_{WP} [-]	1,27	1,24
SPF_{Sol} [-]	90,44	87,56
SPF_{System} [-]	1,99	1,98
$Q_{Solar-WP}$ [kWh]	1221	808
SD [%]	47,8	33
q_{Koll} [kWh/m ² a]	412,4	351,9

Abbildung 4-33: Energiebilanz und Systemkennzahlen von System E

Im Energie-Temperatur-Diagramm (Abbildung 4-34 und Abbildung 4-35) sieht man deutlich den direkten Heizbetrieb der Wärmepumpe mit Temperaturen im Bereich von 35 bis 45 °C durch die fast übereinander liegenden Kurven für „heat pump flow“ und „floor heating flow“. Auch hier erzeugt die Wärmepumpe deutlich mehr Energie im hohen Temperaturbereich zwischen 45 bis 60 °C, als für Warmwasser tatsächlich verbraucht wird. Ein großer Teil der Energie wird auf unnötig hohem Temperaturniveau in die Fußbodenheizung geschickt. Es ist auch klar die Unterstützung der Wärmepumpe durch den Solarkollektor zu erkennen. Solare Energie („solar flow“) wird bereits ab etwa 10 °C dem System zugeführt. Hierbei ist allerdings zu beachten, dass „solar – heat pump flow“ teilweise auch Energie aus dem Speicher beinhaltet. Werden „solar – heat pump flow“ und „solar flow“ im niedrigeren Temperaturbereich verglichen, so wird deutlich dass weitaus mehr Energie aus dem Speicher dem Verdampfer der Wärmepumpe zugeführt wird, als von der Solaranlage kommt. Dies ist auf den Abtaubetrieb der Außeneinheit zurückzuführen: Die Wärmepumpe stellt für den Abtaubetrieb durchwegs 25 °C im unteren Pufferspeicher zur Verfügung. Die Abtauenergie wird ebenso vom Wärmemengenzähler der solaren Verdampferunterstützung gemessen – siehe Abbildung 4-32

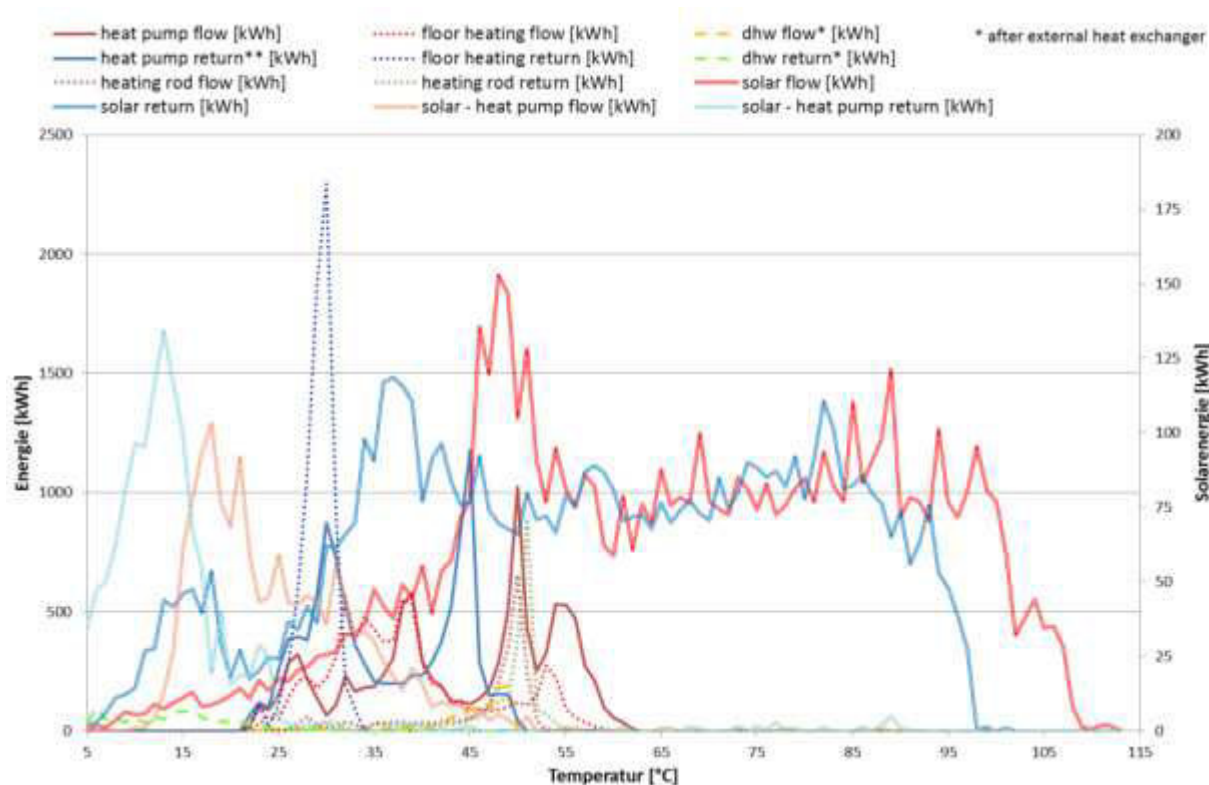


Abbildung 4-34: Energie-Temperatur-Diagramm, 2011- Anlage E

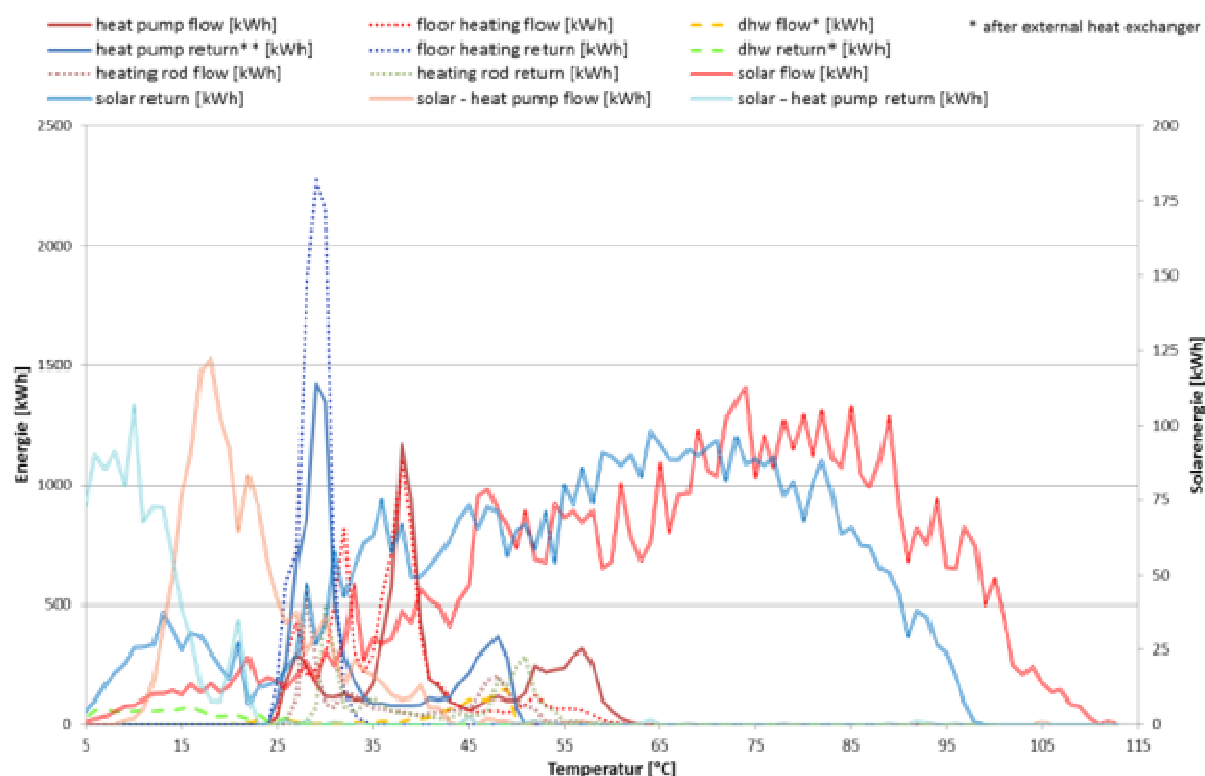


Abbildung 4-35: Energie-Temperatur-Diagramm, 2012- Anlage E

4.7.2 Optimierungen

Durch die anhaltende Lärmproblematik der Außeneinheit sieht sich der Eigentümer seit Beginn der Messungen an gezwungen, die WP während der Nacht manuell auszuschalten und die Wärmeversorgung über den E-Heizstab zu realisieren. In Abbildung 4-36 ist beispielhaft am 21.1.2012 zu sehen, dass der Heizstab (E_Heizelement) die ganze Nacht über aktiv war.

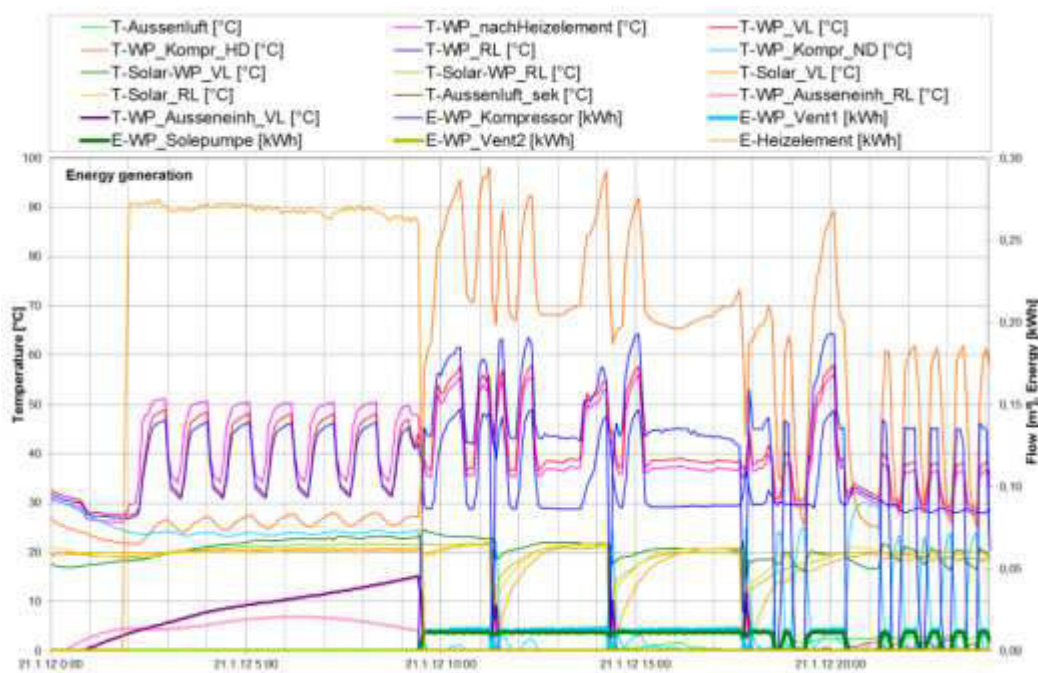


Abbildung 4-36: Betriebsverhalten der Wärmeerzeugung - Anlage E

Als Reperaturmaßnahme wurde am 10.12.2012 der Lüftermotor vom WP-Hersteller ausgetauscht, was aber zu keiner Verbesserung der Situation führte. Der Lüfter kann auf zwei Stufen betrieben werden – auch der Betrieb bei niedrigerer Stufe (langsamere Drehzahl) konnte nichts daran ändern. Bis zu Projektende konnte das Problem vom Hersteller nicht behoben werden.

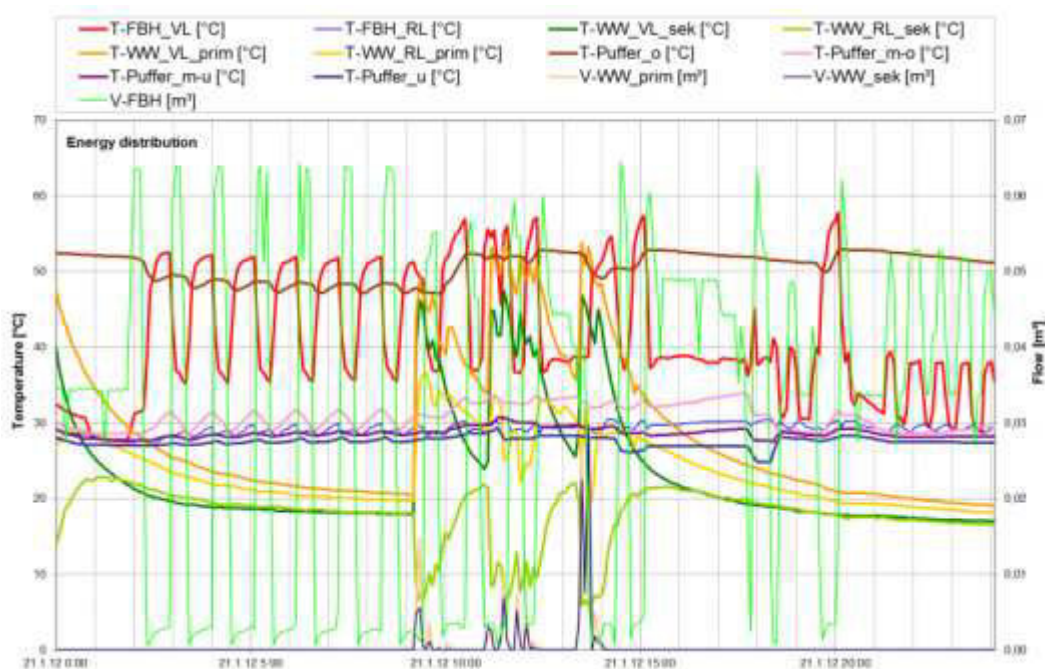


Abbildung 4-37: Betriebsverhalten der Energieverteilung - Anlage E

Abbildung 4-37 bestätigt die zu hohe Vorlauftemperatur der Fußbodenheizung, die auch im Energie-Temperatur-Diagramm (Abbildung 4-34) zu erkennen war. Auch ist ersichtlich, dass zumindest während der Nacht die Speichertemperaturen leicht für eine Fußbodenheizung (Passivhaus) ausreichen müssten und daher der Betrieb des Heizstabes/der Wärmepumpe verringert werden könnte. Ähnlich zu den anderen Anlagen, läuft die Wärmepumpe verglichen zum Warmwasserbedarf auf deutlich zu hohem Temperaturniveau (vgl. Energie-Temperatur-Diagramm, Abbildung 4-34).

4.8 System F

Eine Solarkombi-Anlage mit einer Wasser/Wasser-Wärmepumpe wurde in einem Kindergarten in Deutsch-Wagram installiert und seit September 2009 vermessen. Die Wärmepumpe mit einer thermischen Leistung von 22 kW und 30 m² Flachkollektoren liefern Wärme in einen 2690 l Kombispeicher, von wo aus der Warmwasser- und Heizenergiebedarf für Raumlüftung, Wandheizung und Radiatoren gedeckt wird. Die Wärmepumpe bedient entweder den oberen oder den mittleren Speicherbereich (mittels 3-Wege-Umschaltventil), während der untere Speicherbereich für die Sonnenkollektoren reserviert ist. Ein Lüftungssystem mit Wärmerückgewinnung nutzt den Speicher und den Brunnen als Wärmequelle. In Abbildung 4-38 ist das hydraulische Schema der Anlage dargestellt. Es ist darin die Enthitzerschaltung dieser Wärmepumpe in Form der beiden Wärmetauscher am Kondensator zu erkennen. Im oberen Wärmetauscher, dem Enthitzer, wird dem Kältemittel die Heißgaswärme (Verdichtungswärme) bis zum Beginn der Kondensation entzogen. Dadurch können höhere Sekundärtemperaturen für die Warmwasserbereitung erreicht werden. Bei dieser Wärmepumpe steht ein Teil der gewonnenen Wärmeenergie (ca. 15% = Heißgas), mit einer höheren Temperatur zur Verfügung. Dieser Anteil mit ca. 60 °C wird im oberen Speicherbereich eingebracht. Im Heizungsmodus läuft die Wärmepumpe für die Raumheizung auf niedrigerer Temperatur (z.B. 35 °C) und gleichzeitig wird der obere Speicherbedarf für die Warmwassererwärmung über die Heißgaswärme auf 60 °C aufgeheizt.

System F

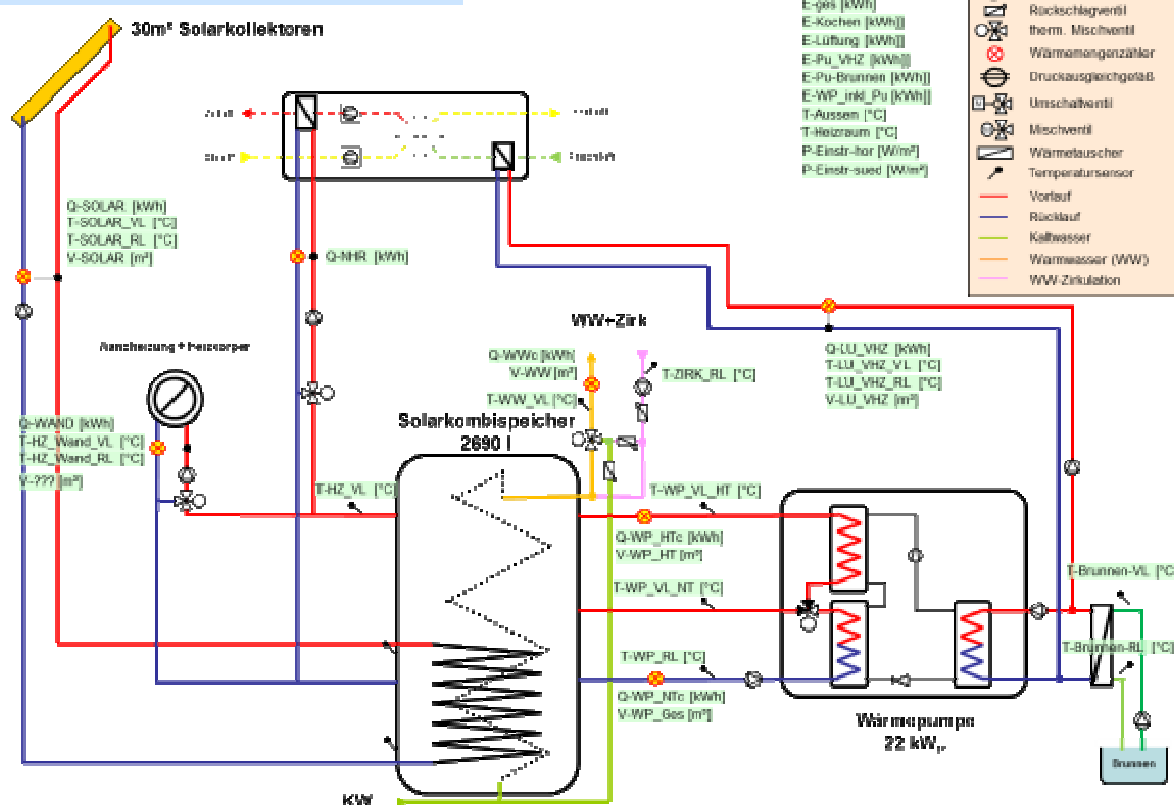


Abbildung 4-38: Hydraulisches Schema - Anlage F

Technische Daten:

- Wasser/Wasser-Wärmepumpe, Kältemittel R407C (3,8 kg); 22,1 kW thermische Leistung; COP 4,6 (B0/W35, EN255)
- Flachkollektoren (30 m² Aperturfläche)
- 2690 l Kombispeicher
- Warmwasserbereitung über innenliegenden Wärmetauscher

Gebäudebeschreibung:

- Kindergarten
- Baujahr: 2009
- Ort: Deutsch-Wagram, Seehöhe: 160 m, geographische Breite: 48°18'
- Beheizte Wohnfläche: 745 m²
- Heizwärmeverbrauch: 27 kWh/m²a, 2012

4.8.1 Energetische Bewertung

Für die Abdeckung des Warmwasserbedarfs wurden gemessen an den Speicheranschlüssen 3195 kWh/a (2011) bzw. 2938 kWh/a (2012) und für die Wandheizung 20394 kWh/a (2011) bzw. 29152 kWh/a (2012) verbraucht. Der Kollektorertrag lag 2011 bei 254 kWh/m² bzw. 2012 bei 250 kWh/m² Aperturfläche und Jahr. Die Jahresarbeitszahl der Solar-Wärmepumpenkombination SPF_{SWP} lag 2011 bei 2,89 und 2012 bei 2,90. Die Wärmepumpe erreichte eine Jahresarbeitszahl von 2,30 bzw. 2,44 inklusive Brühenpumpe. Bezüglich der Arbeitszahlen der Wärmepumpe ist zu beachten, dass in den Monaten April bis September 2011 bzw. Mai bis September 2012 die Wärmepumpe nicht in Betrieb war -die Solaranlage deckte den gesamten Energiebedarf in diesen

Zeiträumen. In Abbildung 4-39: Energiebilanz und Systemkennzahlen von System E sind die Energiebilanzen sowie Systemkennzahlen für 2011 bzw. 2012 dargestellt.

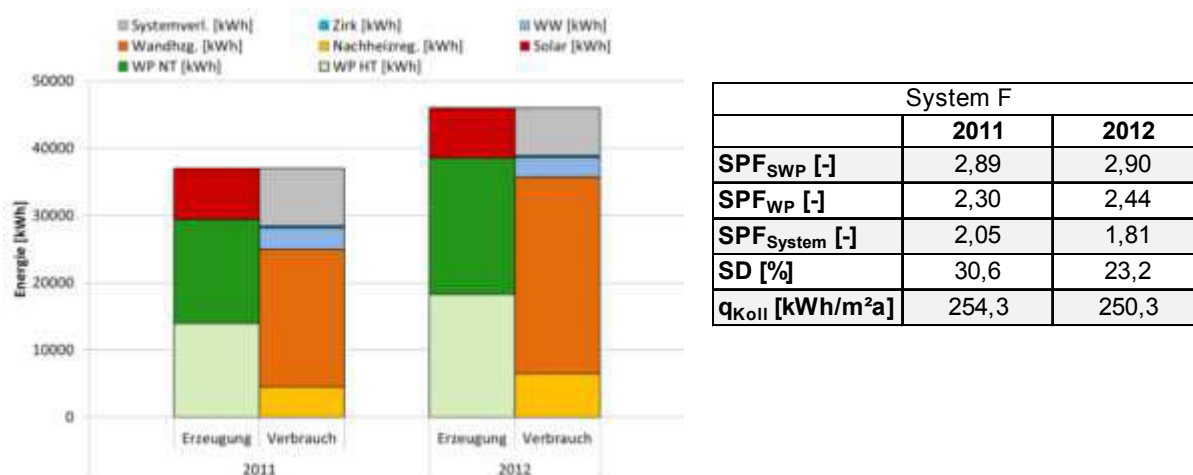


Abbildung 4-39: Energiebilanz und Systemkennzahlen von System E

4.8.2 Optimierungspotential

Aus Sicherheitsgründen (Kindergarten) ist die Warmwassertemperatur mit 40 °C limitiert. Die Zirkulation läuft fünfmal pro Tag für je 20 min. Im Energie-Temperatur-Diagramm (Abbildung 4-40) der Anlage ist deutlich die Unterscheidung zwischen Heißgasenthitzung im Bereich 55 bis 60 °C (heat pump flow HT) und der Niedertemperatur-Wärmeerzeugung (heat pump flow LT) im Bereich 40 bis 55 °C zu erkennen. Sehr schön zu sehen ist, dass sämtliche Verbraucher Energie zwischen 35 und 45 °C nutzen (floor heating flow, dhw flow, circulation flow).

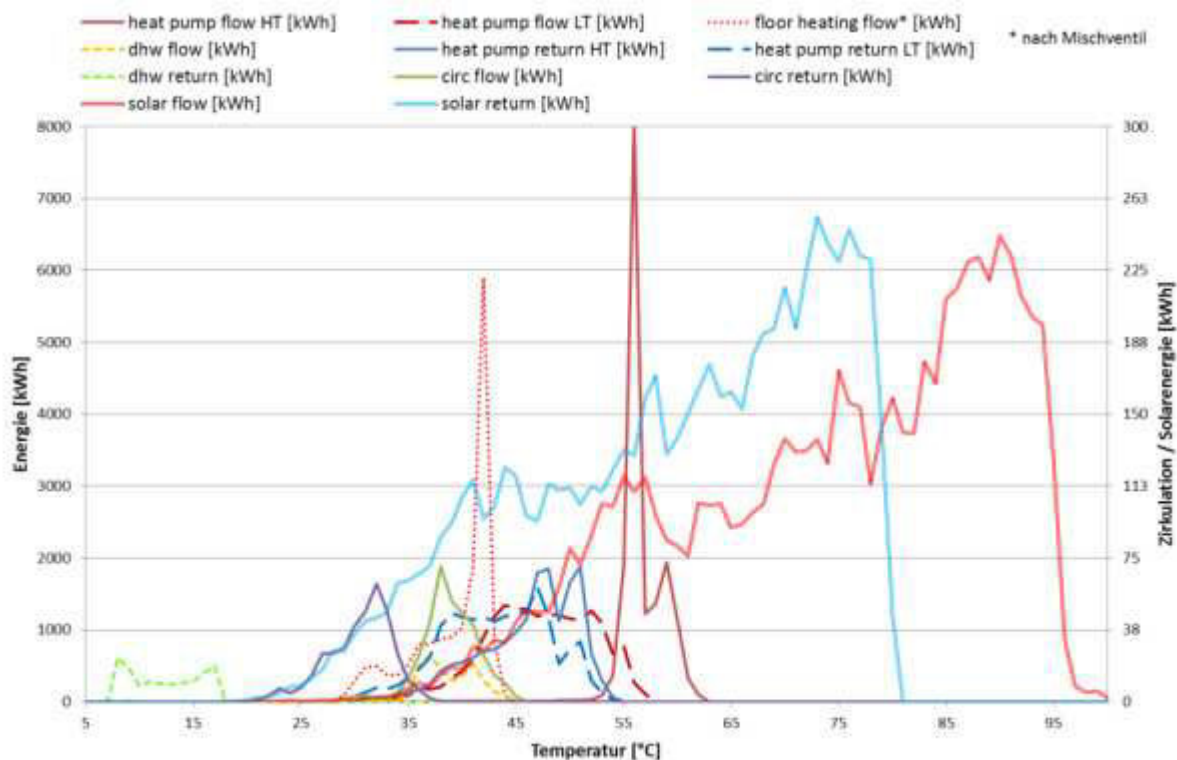


Abbildung 4-40: Energie-Temperatur-Diagramm, 2011 - Anlage F

Diesen Bereich deckt „heat pump flow LT“ leicht ab. Leider ist die Heißgasenthitzung bei dieser Anlage von geringem Nutzen, da aufgrund der Warmwassertemperatur-Begrenzung keine höheren Temperaturen über 45°C notwendig sind – diese Wärmepumpe mit Heißgasenthitzung ist somit in einem System eingebaut, welches die Vorteile dieser Einrichtung nicht nutzen kann. Die Enthitzerschaltung – also die Aufteilung des Kondensators in einen Niedertemperatur- und einen Hochtemperaturwärmetauscher zur Nutzung der in einem WP-Kreisprozess anfallenden hohen Enthitzertemperatur für die Warmwasserbereitung – würde exergetische Vorteile mit sich bringen.

Für die Zirkulation wird deutlich mehr thermische Energie verbraucht, als bei tatsächlichen Warmwasser Zapfungen – die Zirkulationsverluste sind demnach höher als der Warmwasserverbrauch. Daran ist sicher mit Schuld, dass die Zirkulation das ganze Jahr über in Betrieb ist. Eine Ferienschaltung würde hier jedenfalls eine Optimierung darstellen. Auch ein Regelungsfehler hat sich eingeschlichen: Es gibt Zeiten, in denen sowohl die Brunnenpumpe als auch die Wärmepumpe ruhen, aber die Pumpe des Luft-Vorheizregisters läuft (Abbildung 4-38). Über das Jahr gesehen gehen etwa 16 % (oder 74 kWh) des Stromverbrauchs dieser Pumpe im Luft-Vorheizregisterkreis auf das Konto dieser falschen Regelungseinstellung.

4.9 System G

In ein Einfamilienhaus in Steuerberg wurde eine Solarkombianlage mit Luftwärmepumpe als vorgefertigtes Kompaktsystem installiert und seit Dezember 2012 vermessen. Die Solaranlage und die Luftwärmepumpe liefern Wärme in den 1000 l Pufferspeicher, von wo aus der Wärmebedarf für Warmwasser und Fußbodenheizung bedient wird. Die Solaranlage besteht aus abgedeckten, nicht isolierten Flachkollektoren, welche auch als zusätzliche Luft-Wärmetauscher verwendet werden können. Dieses hochintegrierte Kompaktsystem kann verschiedene Modi der Wärmeerzeugung fahren:

1. Die Wärmepumpe nutzt ausschließlich die Außenluft als Wärmequelle
2. Die Solaranlage beliefert den Verdampfer der Wärmepumpe
3. Solarenergie und Außenluft dienen gemeinsam als Wärmequelle der Wärmepumpe
4. Die Solaranlage beliefert den Puffer direkt

Der Pufferspeicher kann auf drei Ebenen beladen werden, je nachdem welche Energieanforderungen gerade anliegen (Warmwasser, Hoch- und Niedertemperaturheizung). Sämtliche Wärmemengen im System, sowie die Stromverbräuche wurden als 5-Minuten-Werte aufgezeichnet. In Abbildung 4-41 ist das hydraulische Schema der Anlage mit den Messpositionen dargestellt.

Technische Daten:

- Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Scroll- / Rollkolben Verdichter (Inverter geregelt), Kältemittel R410 A (1,3 kg); 9 kW thermische Leistung
- Flachkollektoren (15 m² Aperturfläche)
- 1000 l Kombispeicher
- Warmwasserbereitung über Frischwasserstation

Gebäudebeschreibung:

- Einfamilienhaus
- Baujahr: 2011
- Ort: Steuerberg, Seehöhe: 800 m, geographische Breite: 46°78′
- Beheizte Wohnfläche: 120 m² (144 m² Brutto-Grundfläche)
- Heizwärmebedarf: 42,4 kWh/m²a, Energieausweis

System G

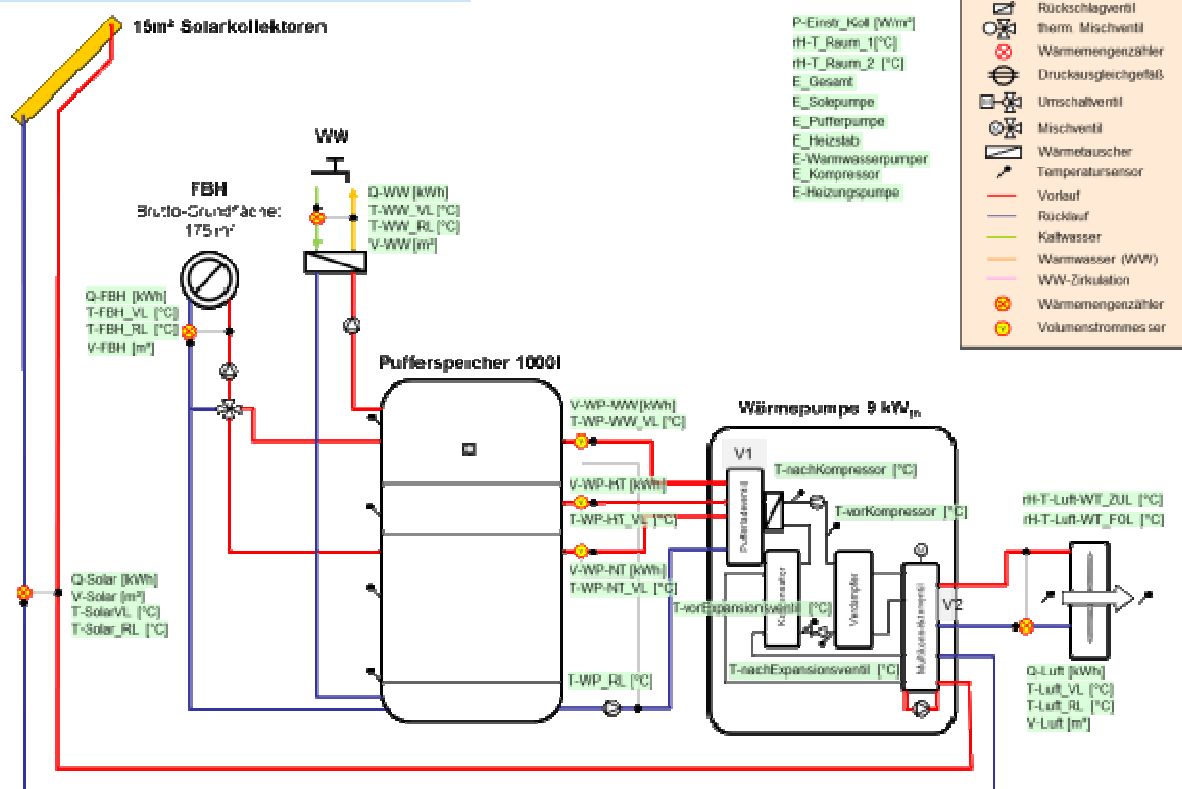


Abbildung 4-41: Hydraulisches Schema - Anlage G

4.9.1 Energetische Bewertung

Für dieses System stehen vollständige Messdaten von Jänner 2013 bis Mai 2013 zur Verfügung. Die solare Einstrahlung auf das Kollektorfeld betrug während des Messzeitraumes 511 kWh/m², die mittlere Außentemperatur lag bei 2,6 °C. Für die Raumheizung wurden 4255 kWh und für Warmwasser 501 kWh aufgewendet. Der Solarertrag betrug im Betrachtungszeitraum 97 kWh/m² Bruttofläche. Der gesamte Stromverbrauch des Systems betrug 1811 kWh.

Im betrachteten Zeitraum erreichte das Gesamtsystem eine Arbeitszahl SPF_{System} von 2,63 bezogen auf die Nutzenergie und den gesamten Stromverbrauch. Die Arbeitszahl der Wärmepumpe SPF_{WP} lag bei 2,61. Die Speicherverluste inkl. Rohrleitungsverluste bis zu den Wärmemengenzählern betrugen 13 %. In Tabelle 4-2 sind die Kennzahlen des Systems dargestellt. Der positive Einfluss der Solaranlage auf die Arbeitszahl der Solar-Wärmepumpenkombination SPF_{SWP} mit 3,13 gegenüber der Arbeitszahl der Wärmepumpe SPF_{WP} mit 2,61 ist ersichtlich.

Tabelle 4-2: Kennzahlen System G

System G						
	Jän.13	Feb.13	Mär.13	Apr.13	Mai.13	Periode
SPF_{SWP} [-]	2,57	2,51	3,59	4,28	6,39	3,13
SPF_{WP} [-]	2,36	2,48	2,85	3,10	3,22	2,61
SPF_{Sol} [-]	24,01	17,27	26,40	30,62	60,66	24,74
SPF_{System} [-]	2,41	2,36	2,84	3,01	4,08	2,63
SD [%]	4,4	7,0	14,0	14,7	40,9	11,3
q_{Koll} [kWh/m²a]	9,99	12,36	28,25	23,77	22,15	96,51

Abbildung 4-42 zeigt die Energiebilanz der Anlage über den Zeitraum Jänner bis Mai 2013. Die von der Wärmepumpe produzierte Wärme ist entsprechend der jeweiligen Quellen Luft, Solar, Luft & Solar aufgeteilt. Eindeutig zu erkennen ist, dass die Luft die primäre Energiequelle darstellt. Die Kombination Luft und Solar bringt deutlich weniger Energie und die solare Verdampferunterstützung liefert den geringsten Beitrag dazu.

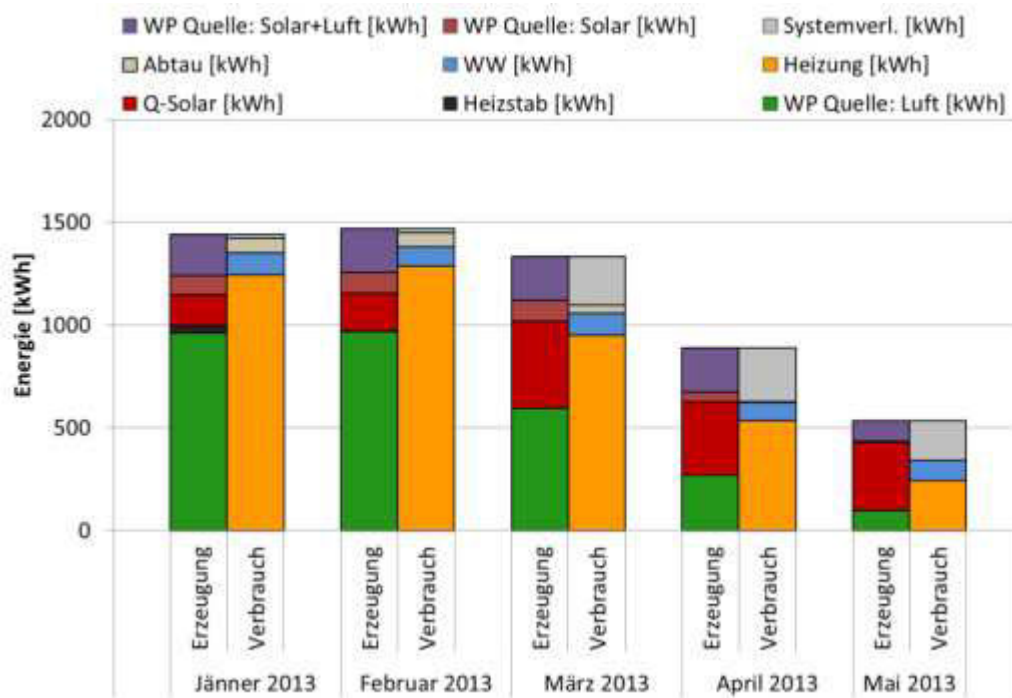


Abbildung 4-42: Energiebilanz - Anlage G

In Abbildung 4-43 ist ein Energie-Temperatur-Diagramm der Anlage dargestellt.

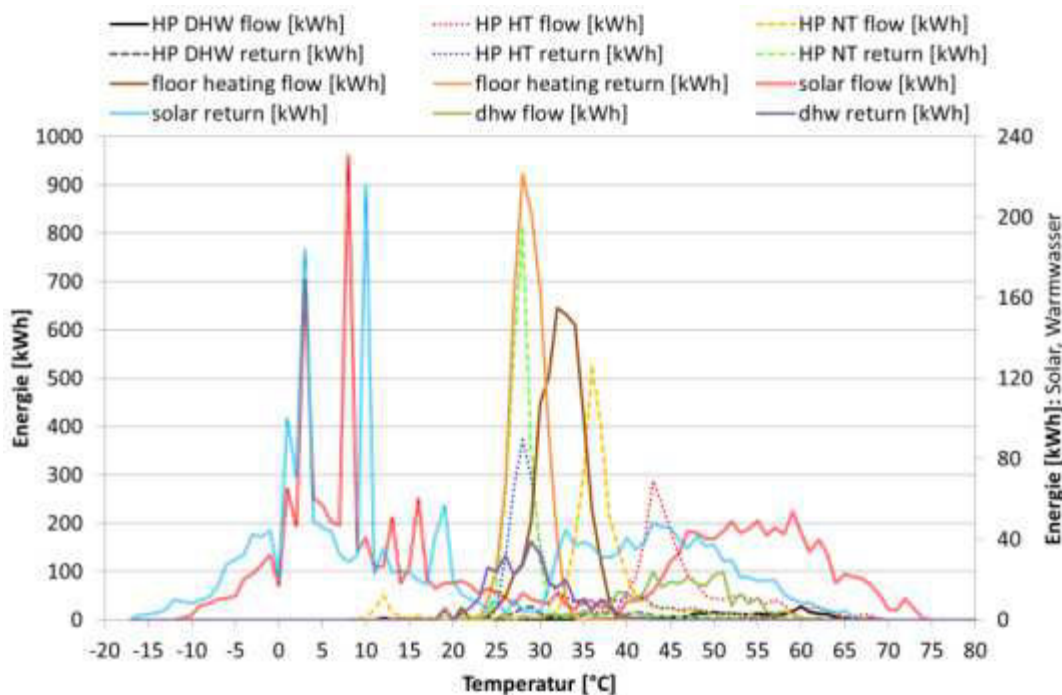


Abbildung 4-43: Energie-Temperatur-Diagramm - Anlage G

Die Werte für die Solaranlage und das Warmwasser sind auf der rechten, alle anderen Werte auf der linken Ordinate aufgetragen. Im Vergleich zu den anderen Anlagen beginnt hier die Nutzung von solarer Wärme schon auf sehr niedrigem Temperaturniveau bei rund -15 °C. Dies ist eindeutig jenem Modus zuzuordnen, der Solarwärme und die Energie der Außenluft als Wärmequelle der Wärmepumpe gemeinsam bezieht. Die solare Verdampferunterstützung wird dann bei etwas höheren Temperaturen bis etwa 25 °C sichtbar.

4.9.2 Optimierungen

Deutlich erkennbar ist in Abbildung 4-43, dass die Wärmepumpe Energie für den Pufferspeicher auf drei verschiedenen Temperaturniveaus erzeugt: Niedertemperatur (HP NT) für die Fußbodenheizung, Hochtemperatur (HP HT) für die Radiatorenheizung und Warmwasser (HP DHW). Diese Feldtestanlage bedient zwar keine Radiatorenheizung, trotzdem wird Energie auf dem entsprechenden Temperaturniveau erzeugt. Der Wärmebedarf der Fußbodenheizung (floor heating flow/-return) korreliert sehr gut mit der zur Verfügung gestellten Energie HP NT flow/return. Der Warmwasserbedarf (dhw flow/return) liegt allerdings gut 10 K unterhalb der von der Wärmepumpe erzeugten Energie (HP DHW flow). Wie bereits erwähnt, wird Energie für Warmwasser auf einem deutlich höheren Temperaturniveau erzeugt, als verbraucht. Eine Optimierung könnte hier durch Anpassung der Regelungseinstellung relativ einfach erreicht werden.

Abbildung 4-45 zeigt das Betriebsverhalten der Wärmeerzeuger beispielhaft am 1.2.2013. Beachtenswert ist die Tageszeit zwischen 0 Uhr und etwa 8.00 Uhr morgens. Hier ist ein Durchfluss im Solarkreis (V-Solar) und in der untersten Speicherzuleitung (V_WP_NT) festzustellen. Dieser Modus ist – wie in Abschnitt 4.9 erwähnt – an sich möglich. Jedoch ist in diesem Zeitraum die Rücklauftemperatur des Kollektorkreises (dicke grüne Linie) größer als die Vorlauftemperatur (dicke orange Linie). Der Kollektor arbeitet also wie eine Wärmesenke, anstatt einer Wärmequelle. Abbildung 4-45 bestätigt diese Vermutung: Der Speicher wird deutlich entleert.

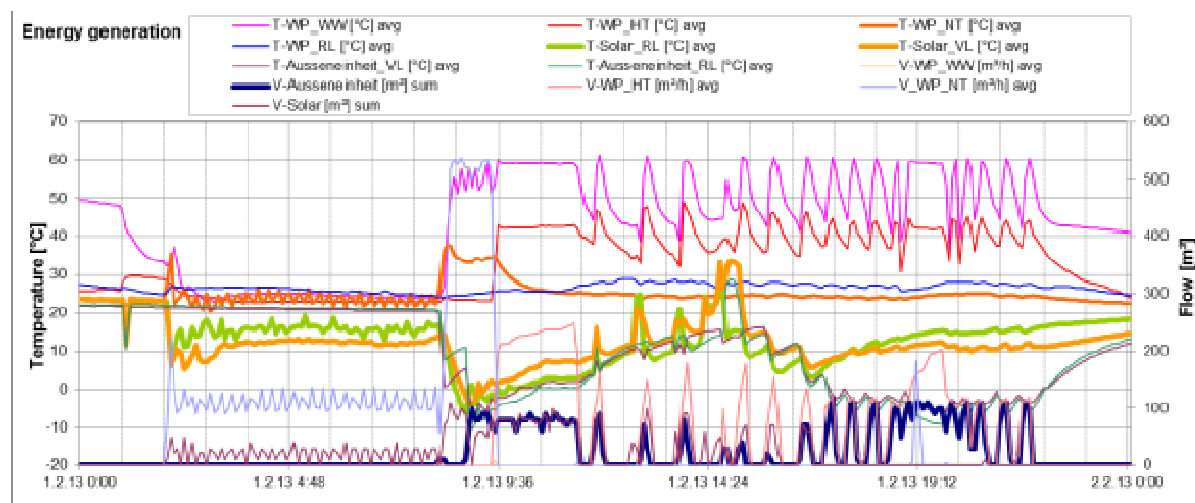


Abbildung 4-44: Temperaturniveaus und Durchfluss der Wärmeerzeuger

Ein weiteres Optimierungspotential stellt die hydraulische Beladung des Speichers dar. Das System ist so vorbereitet, dass es Wärme für Radiatorheizung (Hochtemperatur) und Fußbodenheizung (Niedertemperatur) liefern kann. In diesem System ist allerdings nur eine Fußbodenheizung verbaut. Wie Abbildung 4-43 zu entnehmen ist, wird trotzdem Energie auf Radiator-Temperaturniveau (rot/blau punktierte Linie) erzeugt und der mittlere Speicherbereich auf einem nicht benötigten Temperaturniveau beladen. Als Verbesserung könnten folgende Schritte unternommen werden:

- Den untersten Vorlauf der Speicherzuleitung (WP_NT) deaktivieren (Regelungstechnisch)
- Niedertemperaturwärme stattdessen in der mittleren Zuleitung einbringen (WP_HT).

Dadurch würde das Speichervolumen sowohl für Solaranlage vergrößert werden und die Wärmepumpe kann dank niedrigerer zu erzeugender Vorlauftemperaturen effizienter betrieben werden.

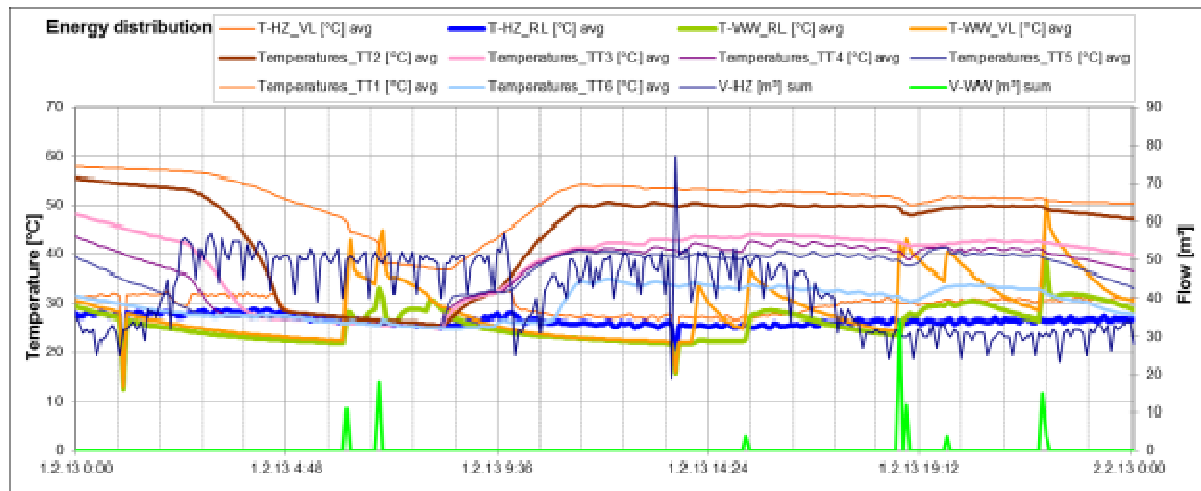


Abbildung 4-45: Betriebsverhalten der Energieverteilung - System G

5 Labortestanlage

Um eine grundlegende Analyse der Betriebsbedingungen und der sich daraus ergebenden Anforderungen an die eingesetzten Technologien (Wärmepumpe, Kollektor, etc.) durchzuführen, wurde im Rahmen des Projektes eine Labortestanlage beim Projektpartner Ochsner Wärmepumpen installiert. Es werden in diesem Kapitel zunächst die verschiedenen Varianten zur Integration von Solarthermie als Wärmequelle erläutert: Luftvorwärmung durch Solarwärmetauscher, Hybridverdampfer – Kältemittel und Solarthermie, Serieller Betrieb Solarwärmetauscher und Luftverdampfer. Es wurden am konkreten Mess- und Versuchsaufbau drei grundsätzliche Messaufgaben definiert, welche zum einen auf die Taupunktuntersuchung im Kollektor abzielt, zum anderen die Effizienzsteigerung der Wärmepumpe durch die Integration der Solarthermie bewerten soll sowie die Einsatzgrenzen des Verdichters bei höheren Verdampfertemperaturen untersuchen sollen.

5.1 Auswahl der Systemvarianten

Neben den Möglichkeiten eines parallelen Betriebs von Solarthermie und Wärmepumpe wurden Ansätze diskutiert, um bisher ungenutzte solarthermische Potentiale als Wärmequelle für eine Luftwärmepumpe zu nutzen. Ziel dabei ist es, eine Leistungszahlsteigerung bei kalten Außenlufttemperaturen zu erreichen. Dies soll durch die Nutzung solarthermischer Gewinne, welche sich für eine direkte Nutzung aufgrund der zu niedrigen Temperaturen nicht anbieten, möglich gemacht werden. Nachfolgende drei Systemvarianten wurden diskutiert.

5.1.1 Variante A: Luftvorwärmung durch Solarwärmetauscher

Bei dieser Variante wird unterhalb des Luftverdampfers der Wärmepumpe, welcher als Tischverdampfer ausgeführt ist, ein zweiter Wärmetauscher angebracht, der vom Wärmeträgerfluid der Solaranlage durchströmt wird. Die Ansaugluft, welche vom Ventilator des Verdampfers angesaugt wird, durchströmt vor dem Kältemittelwärmetauscher den Solarwärmetauscher und wird somit vorgewärmt.

Vorteile:

- Einfache Integration
- Wenig regelungstechnischer Aufwand, da träges System

Nachteile:

- Problem im Abtaubetrieb da Solar- von Kältemittelwärmetauscher angetropft wird
- Schlechterer Wärmeübergang im Vergleich zu anderen Lösungen

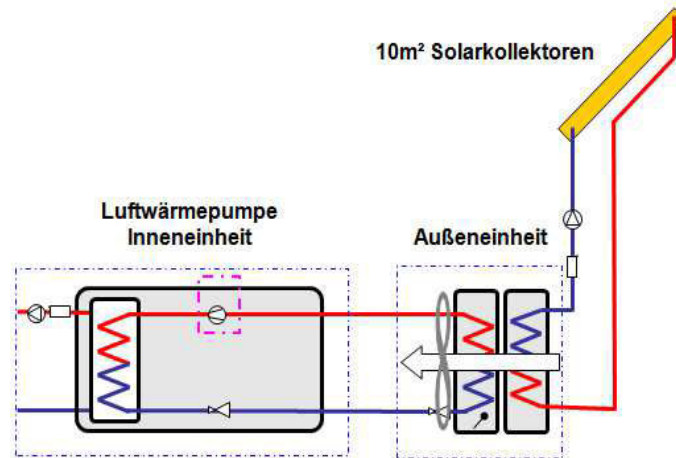


Abbildung 5-1: Schema Konzept Luftvorwärmung

5.1.2 Variante B: Hybridverdampfer – Kältemittel und Solarthermie

Bei dieser Variante soll ein Wärmetauscher gebaut werden bei dem das Lamellenpaket neben Kältemittelleitungen auch vom Solarwärmeträgerleitungen durchzogen ist. Da die Leitungen parallel verlaufen findet Wärmeübertragung statt.

Vorteile: Keine Abtauproblematik

Nachteile: Hoher Fertigungsaufwand, Speziallösung notwendig, Unvermeidbare Wärmeverluste an die Abluft

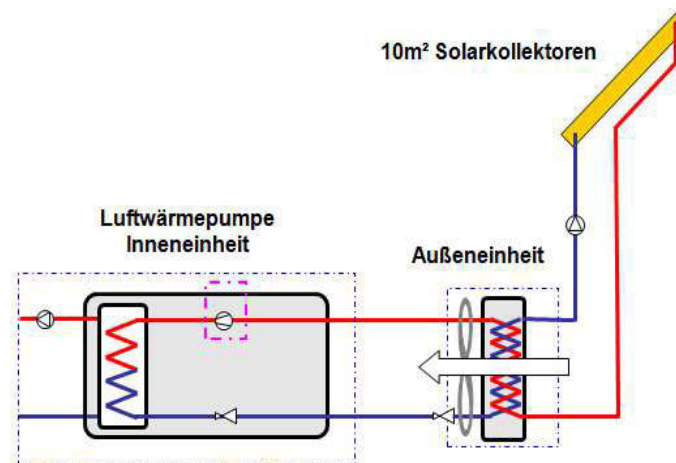


Abbildung 5-2: Schema Konzept Hybridverdampfer

5.1.3 Variante C: Serieller Betrieb Solarwärmetauscher und Luftverdampfer

Bei dieser Variante wird eine Serienschaltung von Kältemittel-Luftverdampfer und Plattenwärmetauscher für das Solar-Wärmeträgerfluid realisiert.

Vorteile:

- Beste Wärmeübertragung der drei Varianten
- Handelsübliche Komponenten verwendbar
- Einfache Integration

Nachteile:

- Sehr schnell reagierendes System, hohe Anforderung an die Regelungstechnik

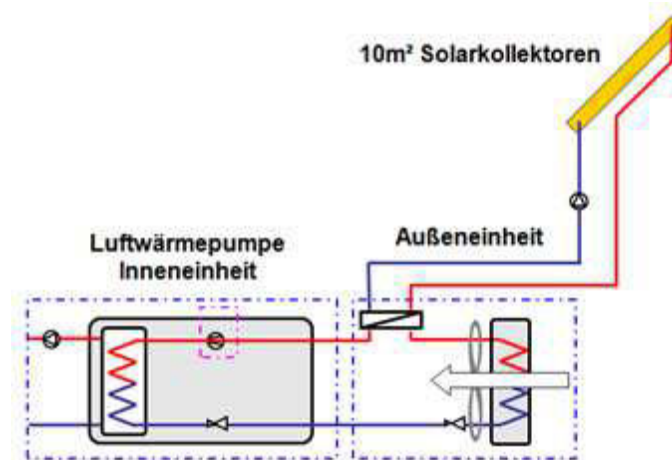


Abbildung 5-3: Schema Konzept Luftverdamper und Solarwärmetauscher seriell

5.1.4 Entscheidungsbegründung für Variante C

Aufgrund der gravierenden Nachteile der Varianten A und B und dem Punkt, dass Variante C aufgrund der verlustärmsten Wärmeübertragung das meiste Potential aufweist, wurde diese Variante für den Versuchsaufbau gewählt und realisiert.

5.2 Messaufbau und Versuchsaufbau

Als Testanlage wurde eine Wärmepumpe mit Luftverdamper der Firma Ochsner installiert in deren Sauggasleitung zusätzlich ein Solarthermiesystem über einen Plattenwärmetauscher integriert wurde. Die Wärmepumpe wird mit elektronisch geregeltem Verdichter und elektronisch geregeltem Expansionsventil betrieben und leistet maximal 15kW. Als Wärmeabnehmer ist ein 300l Pufferspeicher installiert welcher über Außenluftrückkühler reguliert werden kann.

Die Komponenten des Solarsystems im Detail:

- 5 Stück SOLution UNISOL 20cc Flachkollektoren, Gesamtbruttofläche = 10,25m²
- Wärmeübertrager Alfa Laval CB 60-50H
- Pumpe Wilo Stratos Para 25/1-7

Abbildung 5-4 zeigt den Teststand mit Wärmepumpe und Pufferspeicher, Abbildung 5-5 stellt den Wärmetauscher der Solaranlage dar, in Abbildung 5-6 ist das Kollektorfeld der Solaranlage ersichtlich, der Luftverdamper der Wärmepumpe ist in Abbildung 5-7 zu sehen. Das Kollektorfeld mit der dazugehörigen Messtechnik ist in Abbildung 5-8 abgebildet. Das Messpunktschema des Versuchsaufbaues ist in Abbildung 5-9 dargestellt.



Abbildung 5-4: Wärmepumpe mit Pufferspeicher



Abbildung 5-5: Komponenten der Solaranlage



Abbildung 5-6: Kollektorfeld Solaranlage



Abbildung 5-7: Luftverdampfer Wärmepumpe



Abbildung 5-8: Kollektorfeld mit Sensoren T1, rad

Messpunktschema:

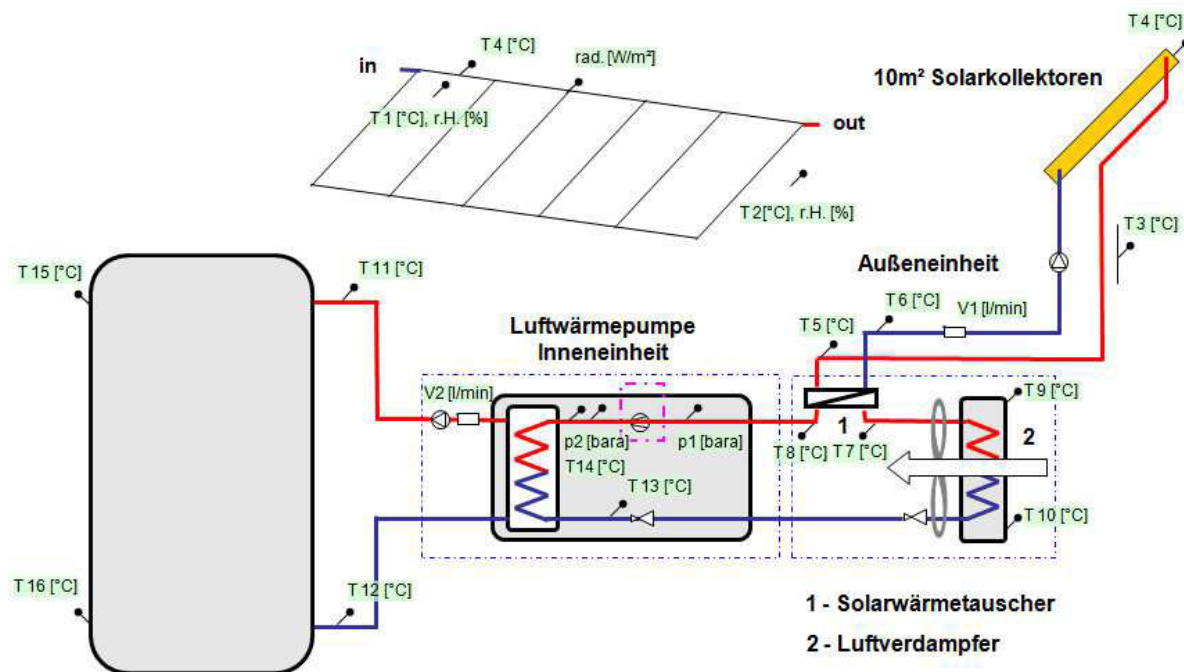


Abbildung 5-9: Messpunktschema Versuchsaufbau

Messpunktlegende:

- T1 – Temperatur Kollektor 1 Luftraum
- rH1 – relative Luftfeuchte Kollektor Luftraum
- T2 – Temperatur Außenluft
- rH2 – relative Außenluftfeuchte
- T3 – Außentemperatur
- T4 – Temperatur Kollektor 1 Absorber
- T5 – Temperatur Solarvorlauf
- T6 – Temperatur Solarrücklauf
- V'1 – Durchfluss Solarkreislauf
- T7 – Temperatur Sauggas Wärmetauscheraustritt
- T8 – Temperatur Sauggas Wärmetauschereintritt
- T9 – Temperatur Luftverdampfer 1
- T10 – Temperatur Luftverdampfer 2
- T11 – Temperatur Wärmenutzung Vorlauf
- T12 – Temperatur Wärmenutzung Rücklauf
- T13 – Temperatur Kältemittel Flüssigleitung
- T14 – Temperatur Kältemittel Heißgaszustand
- T15 – Temperatur Pufferspeicher oben
- T16 – Temperatur Pufferspeicher unten
- V'2 – Durchfluss Wärmenutzung
- p1 – Druck Sauggas
- p2 – Druck Heißgas
- rad – Einstrahlung Kollektorebene

Ermittlung der Solarthermischen Leistung:

Um die Leistung der Solaranlage zu ermitteln, musste die dynamische Viskosität und Dichte des Wärmeträgerfluids berechnet werden.

Gegebenheiten:

- Volumenstromsensor Huba Control, Typ 210, DN20 (5...85l/min)
- Sole: 50% Wasser, 50% Monopropylenglycol 1,2 MPG

5.3 Messaufgaben

Folgende Messaufgaben wurden definiert, um Erkenntnisse über die Möglichkeiten und Potentiale der direkten Einbindung einer Solarthermieanlage in den Kältekreis einer Wärmepumpe zu erhalten.

5.3.1 Messaufgabe Taupunktuntersuchung im Kollektor

Es soll untersucht werden, ob es durch die Nutzung eines Solarthermie-Flachkollektors bei niedrigen Rücklauftemperaturen zu einer Taupunktunterschreitung und somit Kondensation der Luft im Kollektor in Absorbernähe kommt. Dieser Fall könnte eventuell auftreten, wenn eine sehr geringe solare Einstrahlung vorhanden ist und der Kältekreis dem Kollektorfeld soviel Wärme entzieht, dass der Absorber im Vergleich zur Kollektorlufttemperatur merklich abkühlt.

Da der Kollektor nicht luftdicht ausgeführt ist, besteht in begrenztem Ausmaß ein Luftaustausch mit der Außenluft. Bei hoher Außenluftfeuchte ist demnach die Gefahr einer Taupunktunterschreitung höher.

5.3.2 Messaufgabe Effizienzsteigerung der Wärmepumpe

Als zentraler Punkt der Messungen soll die Effizienzsteigerung bzw. Steigerung der Leistungszahl untersucht werden. Dies soll bei günstigen Einstrahlungsverhältnissen durchgeführt werden, also bei Einstrahlungsleistungen die nicht für eine direkte Nutzung der Solarthermie ausreichen würden.

5.3.3 Messaufgabe Verdichter Einsatzgrenzen

Bei dieser Messaufgabe sollen eine mögliche Einsatzgrenzen-Überschreitung des Verdichters untersucht werden. Dies kann auftreten falls die über die Solarthermie eingebrachte Leistung sehr hoch ist, das Expansionsventil bereits vollständig geöffnet ist und die Sauggasüberhitzung in Folge zu hoch ansteigt. Das Sauggas übernimmt die Kühlung des Verdichters und darf deshalb nicht zu warm werden. Andernfalls schaltet der Thermoschutz im Verdichter diesen aus. Andererseits könnte es bei hoher solarer Einstrahlung zu hohen soleseitigen Eintrittstemperaturen in den Verdampfer kommen, die den Verdampfungsdruck auf einen für den Kompressor unzulässigen Wert ansteigen lassen.

5.4 Messmethodik & Messergebnisse

5.4.1 Taupunktuntersuchung im Kollektor

Für die Messreihen wurde die Wärmepumpe an Tagen geringer solarer Einstrahlung mit Unterstützung der Solaranlage betrieben um tiefe Temperaturen im Kollektor zu provozieren.

Im Kollektor wurde ein Sensor für Luftfeuchtigkeit und Lufttemperatur installiert (siehe Anlagenbilder), Typenbezeichnung rotronic HygroClip 2. Der Absorbersensor wurde in der vom Kollektorhersteller vorgesehenen Hülse am oberen Ende des Kollektors platziert, siehe Abbildung 5-10.

Aus der Kollektorlufttemperatur und der relativen Luftfeuchtigkeit (r.F.) im Kollektor wurde die Taupunkttemperatur anhand nachfolgender Formel berechnet:

$$T_{\text{Taupunkt}} = T_{\text{Kollluft}} + T_{\text{Kollluft}} * (1 - 0,8015) * (r.F. - 1) + 19,64(r.F. - 1) + 33,89 * (r.F. - 1)^2 + 54,51 * (r.F. - 1)^3$$



Abbildung 5-10: Position Absorbertemperaturfühler

Die Messdaten dieser Messaufgabe sowie die ermittelte Taupunkttemperatur wurden in Abbildung 5-11 und Abbildung 5-12 dargestellt, um eine Unterschreitung der Taupunkttemperatur durch die Absorbertemperatur graphisch zu prüfen. Die Wärmepumpe wurde bei geringen Einstrahlungsleistungen und relativ tiefen Außentemperaturen über mehrere Stunden betrieben. Die Solarpumpe wurde bei der Messung am 3.4.2013 ein- und ausgeschaltet und am 5.4.2013 durchgehend betrieben. Die relative Außenluftfeuchtigkeit lag während des gesamten Messzeitraums in etwa bei 70%. Selbst bei geringer Einstrahlungsleistung liegt die Kollektorabsorbertemperatur einige Grad Celsius über der Taupunkttemperatur. Aus diesen Erkenntnissen lässt sich schließen, dass es in keinen Betriebszuständen mit solarer Einstrahlung auch wenn diese sehr gering ist zu einer Taupunktunterschreitung kommt.

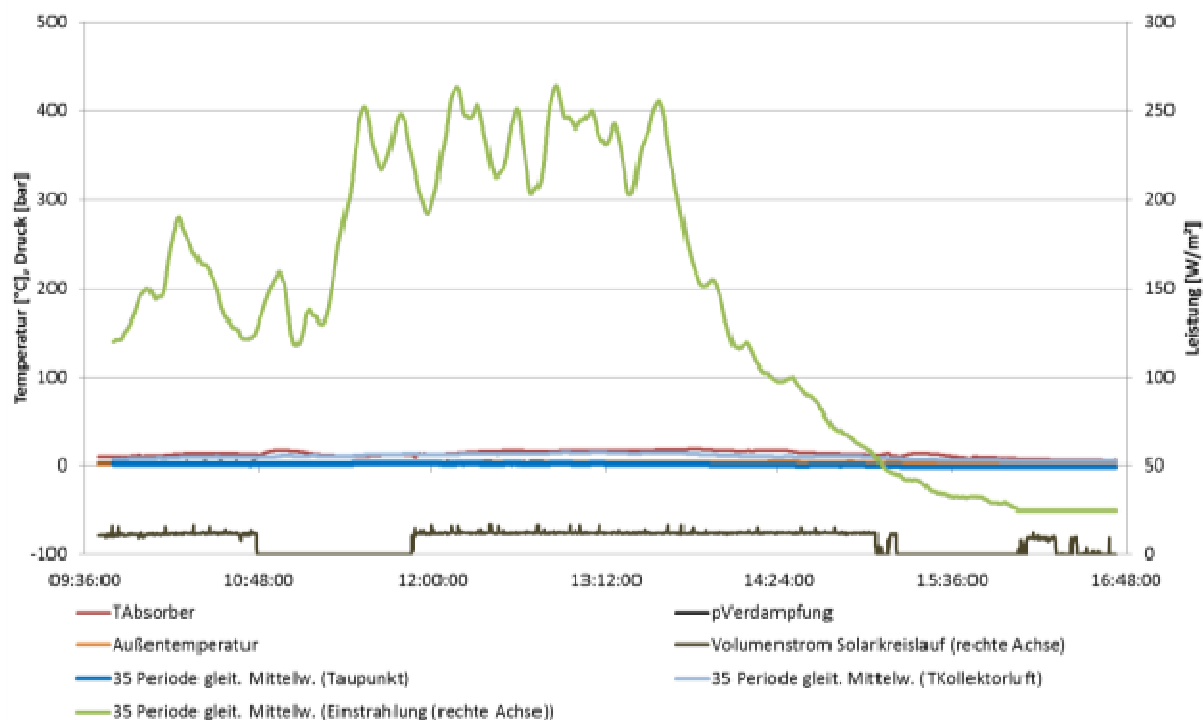


Abbildung 5-11: Diagramm Taupunktuntersuchung, 3.4.2013

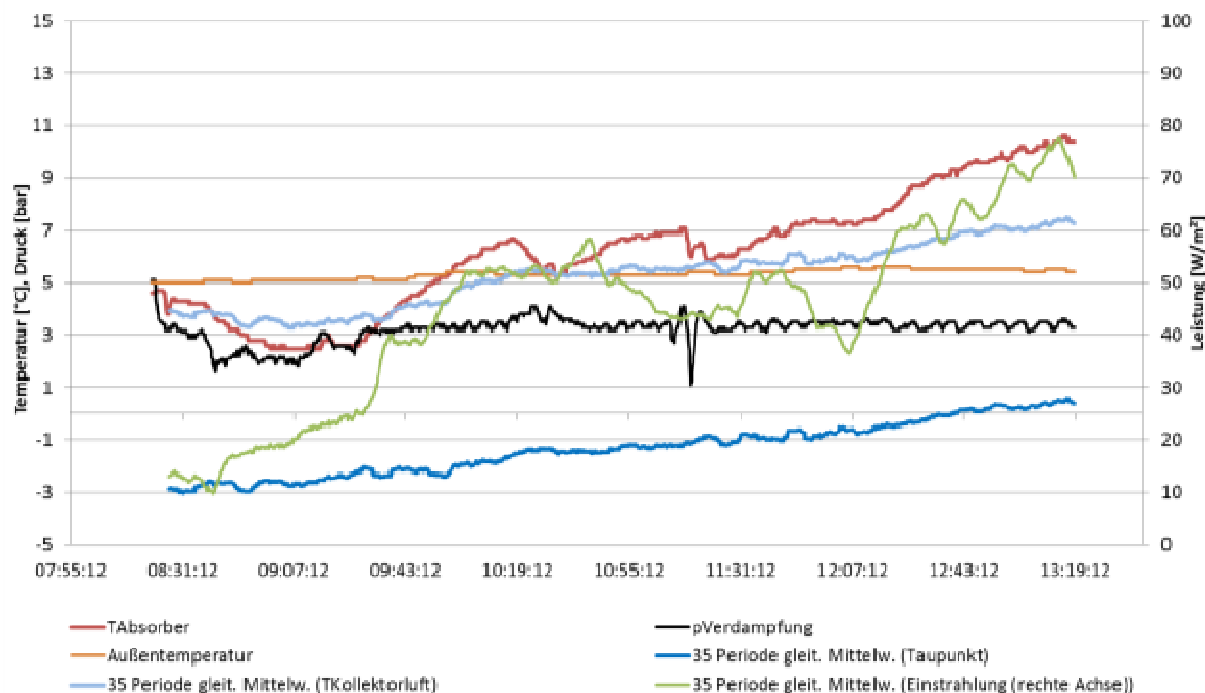


Abbildung 5-12: Diagramm Taupunktuntersuchung, 5.4.2013

5.4.2 Effizienzsteigerung der Wärmepumpe

Um die Auswirkung der eingebrachten Solarenergie auf die Leistungszahl zu analysieren wurden verschiedene Messungen bei verschiedenen Wärmequellenkonstellationen durchgeführt.

In Abbildung 5-13 ist ersichtlich, dass der COP während des Betriebs der Solarkreispumpe steigt, was auf die ansteigende Außentemperatur und die fallende Druckdifferenz zwischen pNd und pHd zurückzuführen ist. Bei Abschaltung der Solarkreispumpe sinkt der Verdampfungsdruck trotz weiteren Anstiegs der Außentemperatur aufgrund des wegfallenden Solareintrags. In Folge sinken auch die Heizleistung und COP.

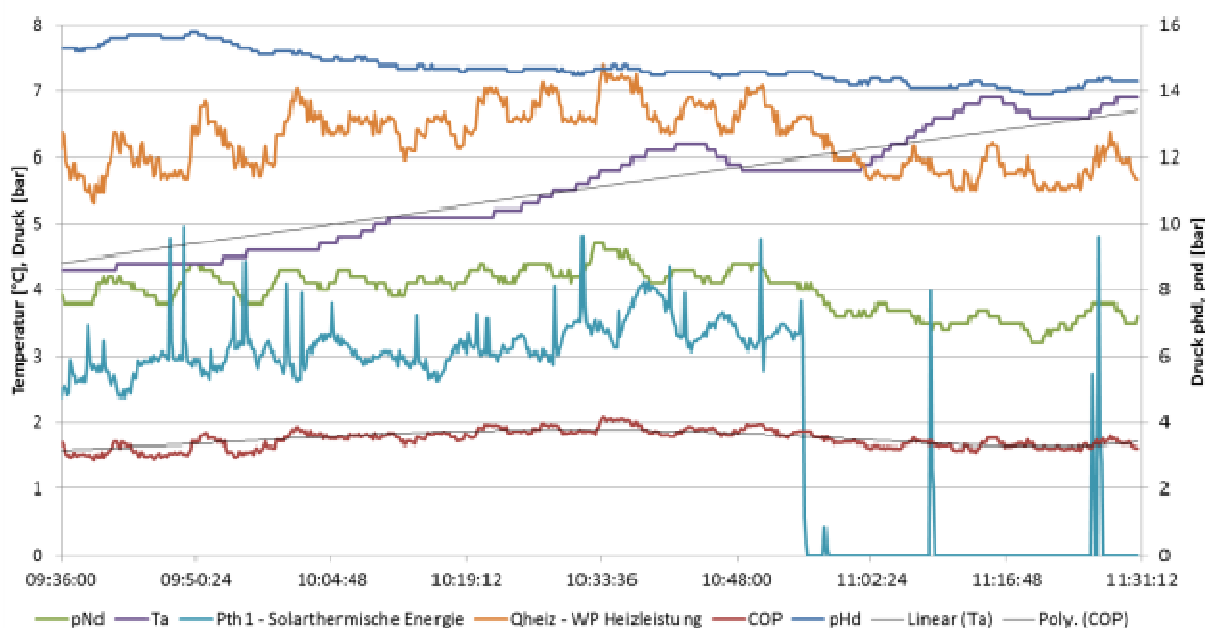


Abbildung 5-13: Diagramm Effizienzsteigerung, 22.3.2013, 10:55 Solarpumpe aus

In Abbildung 5-14 ist ein Abschaltvorgang der Solarkreispumpe in einem Zeitraum von 3 Minuten dargestellt. Deutlich zu erkennen ist das Absinken der Heizleistung und der leichte Anstieg der elektrischen Leistung, daraus resultiert eine niedrigere Leistungszahl. Diese Resultate konnten in mehreren Messungen reproduziert werden. Die Änderung der Leistungszahl konnte mit maximal 15% beziffert werden.

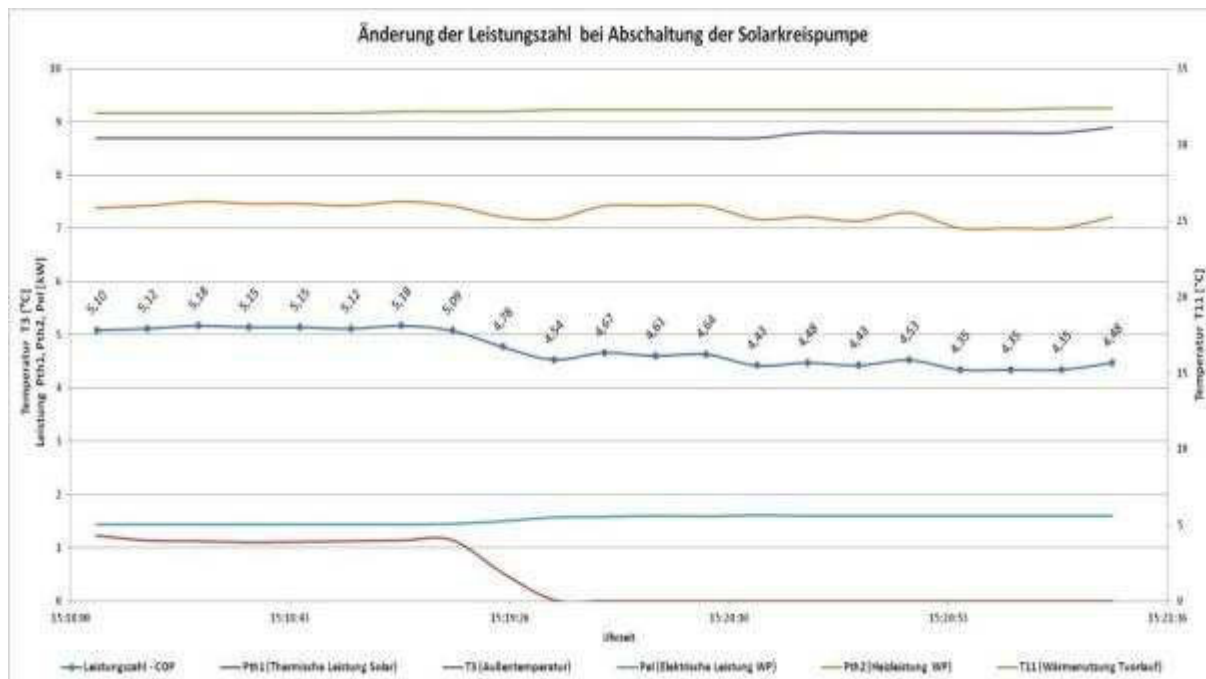


Abbildung 5-14: Diagramm Verhalten Leistungszahl bei Abschaltung Solarpumpe

In Abbildung 5-15 ist die Auswirkung einer Ventilator Abschaltung auf die Leistungszahl zu erkennen. Die Leistungszahl sinkt, da die solarthermische Leistung nicht ausreicht, um die thermische Leistung der Wärmepumpe zu halten.

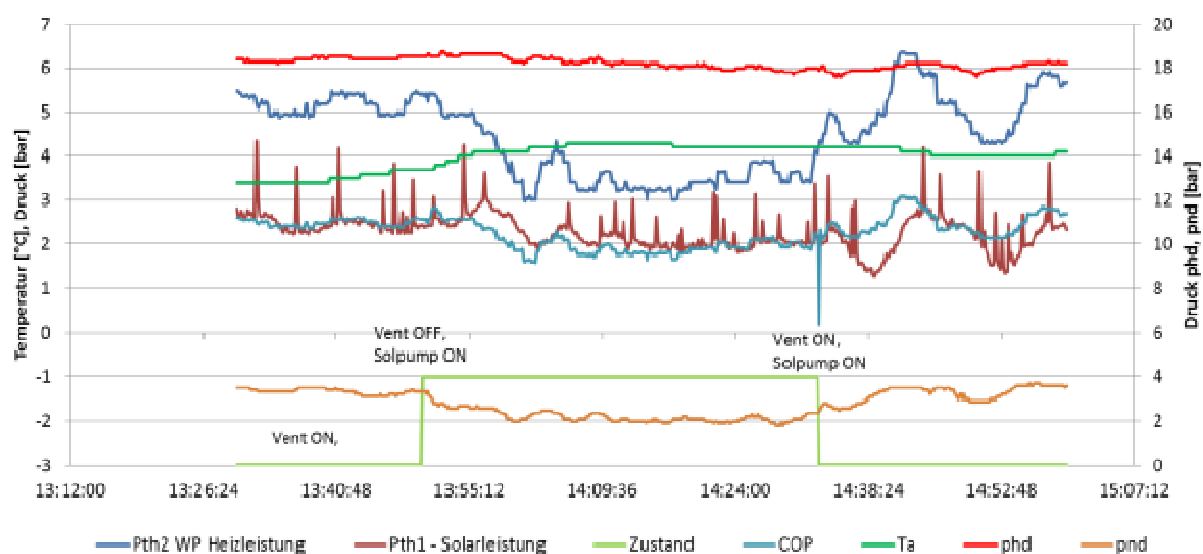


Abbildung 5-15: 27.3.2013, Diagramm Verhalten Leistungszahl bei Abschaltung Ventilator (13:50 Ventilator aus, 14:33 Ventilator ein)

5.4.2.1 Vergleich von Arbeitszahlen mit und ohne solarthermischer Leistung

Um die Leistungssteigerung quantifizieren zu können, wurde die Solarpumpe in regelmäßigen Abständen ein und ausgeschaltet, und aus den Energiemengen wurden Arbeitszahlen berechnet. Um diese Werte vergleichen zu können, muss aber die Temperaturdifferenz zwischen Außentemperatur und Vorlauftemperatur der Wärmepumpe möglichst gleich sein.

In der Tabelle 5-1 wurden die Werte, die am ehesten vergleichbar sind, gelb markiert. Zusätzlich wurde die Abhängigkeit des COP von der solarthermischen Leistung und dem Delta Außentemperatur – Vorlauftemperatur in Abbildung 5-16, graphisch dargestellt.

Tabelle 5-1: Errechnet Energiemengen und Arbeitszahlen Messreihe 9.4.2013 (vergleichbare Werte gelb markiert)

Zeit von	Zeit bis	Dauer	Solpump	Qheiz [kWh]	Qel [kWh]	Pth Solar [kWh]	AZ	Ta mittel [°C]	Tvwmittel [°C]	dT [°C]
08:12	09:00	00:48	OFF	3,87	1,51	0,00	2,57	6,80	39,39	32,59
09:00	10:32	01:32	ON	10,98	2,75	4,86	3,99	8,13	36,50	28,37
10:32	12:00	01:28	OFF	9,82	2,53	0,02	3,88	9,98	34,71	24,73
12:00	13:32	01:32	ON	12,92	2,48	8,16	5,21	12,53	34,81	22,27
13:32	15:00	01:28	OFF	11,30	2,44	-0,01	4,63	15,73	34,55	18,82
15:00	16:28	01:28	ON	12,57	2,38	6,37	5,28	17,96	35,25	17,28

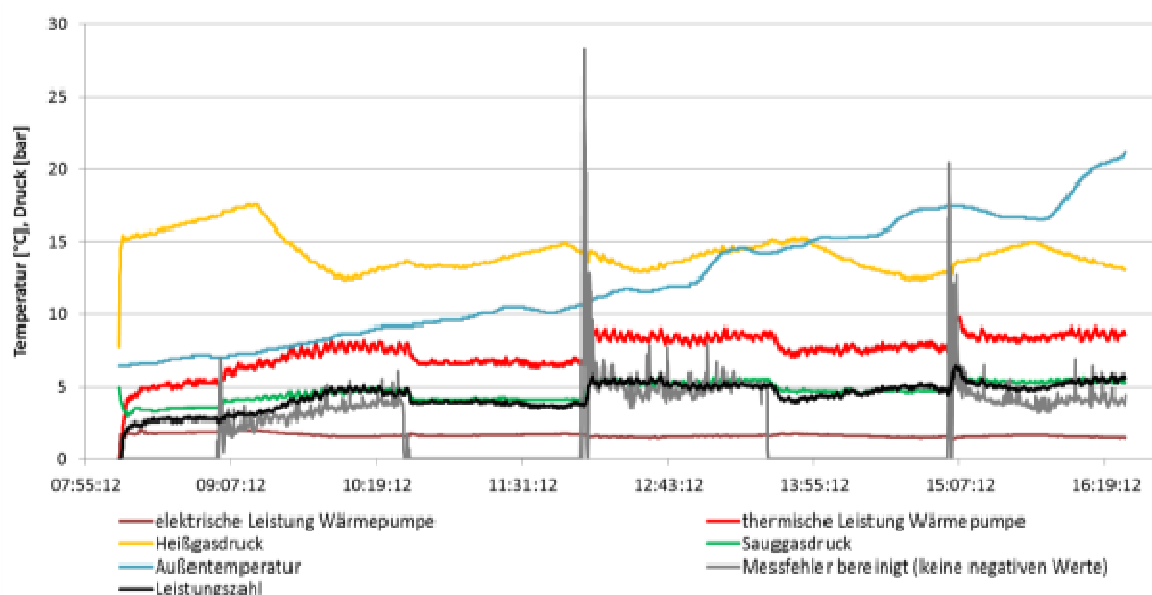


Abbildung 5-16: 9.4.2013, Parameterverläufe der Messreihe

Die zweite Off und die dritte On Periode der Messreihe am 10.4.2013 (Abbildung 5-18) liefern aufgrund der stabilsten Temperaturdifferenz Außentemperatur – Vorlauftemperatur die repräsentativsten Werte. Die solarthermische Leistung über die 1:33h liegt im Mittel bei 3,5kW und die Heizleistung der Wärmepumpe bei 7,2kW, also bereits ein sehr hoher solarer Eintrag. Die Leistungszahl wird dadurch um 16% gesteigert im Vergleich zur Periode ohne solarthermische Leistung. Bei den markierten Vergleichsperioden vom 9.4.2013 liegt die Leistungssteigerung bei 14%. Dies deckt sich mit der Messung vom 10.4.2013, obwohl die Arbeitszahlen in einem höheren Bereich liegen. In

Tabelle 5-2 wurden die Werte, die am ehesten vergleichbar sind, gelb markiert.

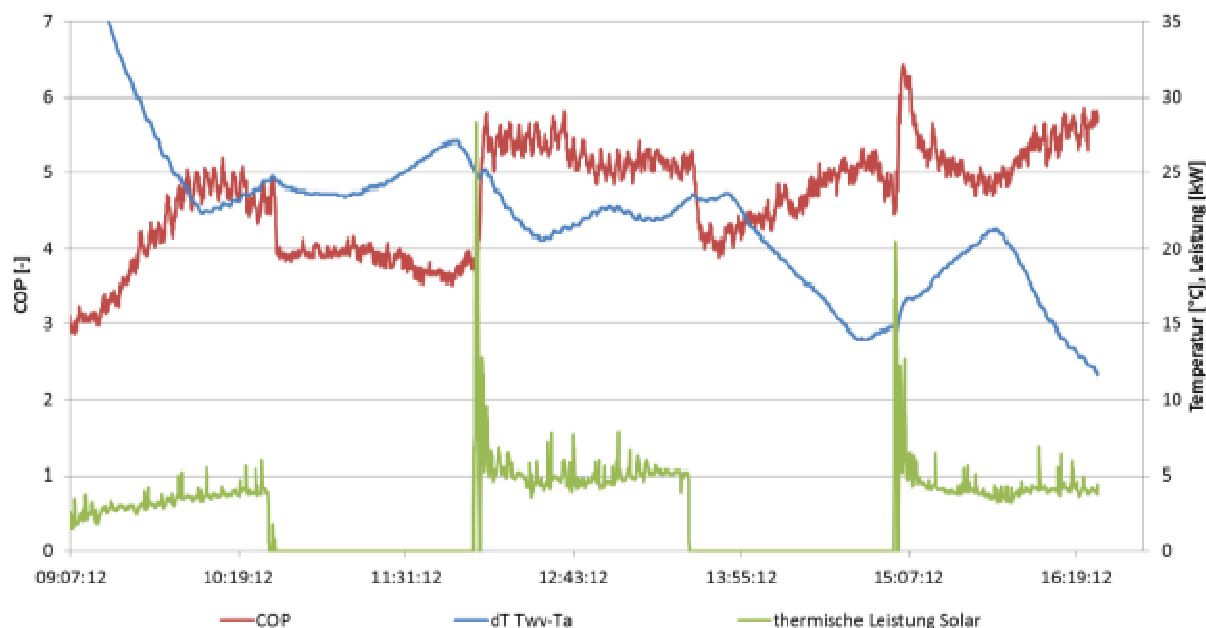


Abbildung 5-17: 9.4.2013, Leistungszahl in Abhängigkeit dT Vorlauf-, Außentemperatur

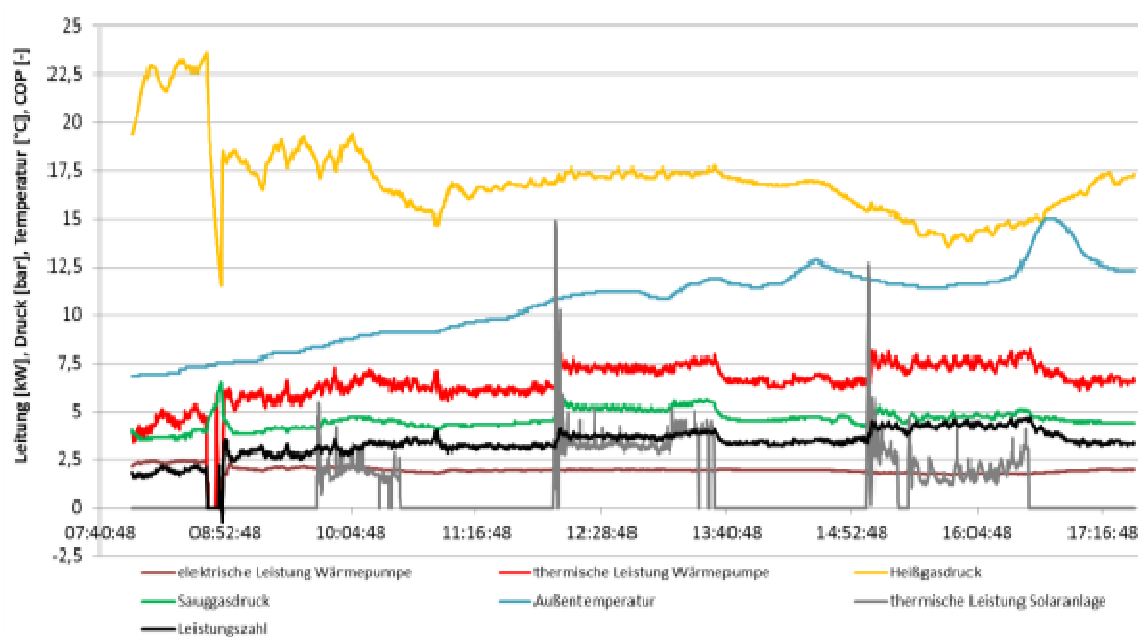


Abbildung 5-18: 21. 10.4.2013 Parameterverläufe der Messreihe

Tabelle 5-2: Tabelle Energiemengen, Arbeitszahlen Messreihe 10.4.2013 (vergleichbare Werte gelb markiert)

Zeit von	Zeit bis	Dauer	Solpump	Qheiz [kWh]	Qel [kWh]	Pth Solar [kWh]	Arbeitszahl	Ta mittel [°C]	Twvmittel [°C dT [°C]	
07:51	09:45	01:54	OFF	8,67	3,81	0,01	2,28	7,45	47,98	40,53
09:45	10:32	00:47	ON	5,07	1,62	1,47	3,12	8,79	43,99	35,20
10:32	12:01	01:29	OFF	8,94	2,80	0,00	3,19	9,67	40,80	31,12
12:01	13:34	01:33	ON	11,21	3,03	5,36	3,70	11,17	43,02	31,84
13:34	15:01	01:27	OFF	9,65	2,86	0,00	3,37	11,97	41,85	29,88
15:01	16:34	01:33	ON	11,47	2,71	3,17	4,24	11,68	36,69	25,01
16:34	17:34	01:00	OFF	6,93	6,93	0,00	1,00	13,49	40,75	27,27

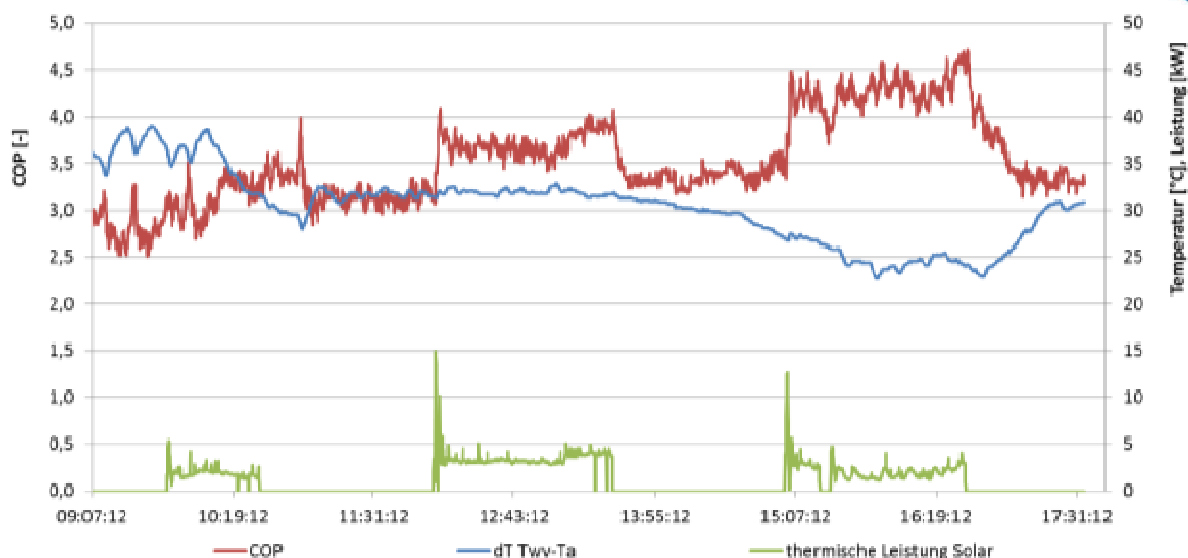


Abbildung 5-19: 10.4.2013, Leistungszahl in Abhängigkeit dT Vorlauf-, Außentemperatur

5.4.3 Einsatzgrenzenüberschreitung des Verdichters.

Bei hohen solaren Einstrahlungen um 1000 W/m^2 ergeben sich in den Kollektoren sehr hohe Stillstandstemperaturen von $\sim 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Um die Einsatzgrenzen des Verdichters zu überprüfen, wurde die Wärmepumpe nach längerem Stillstand der Solaranlage eingeschaltet. Dadurch wird eine kurzzeitige Einbringung von sehr hoher solarthermischer Leistung in den Kältekreis provoziert.

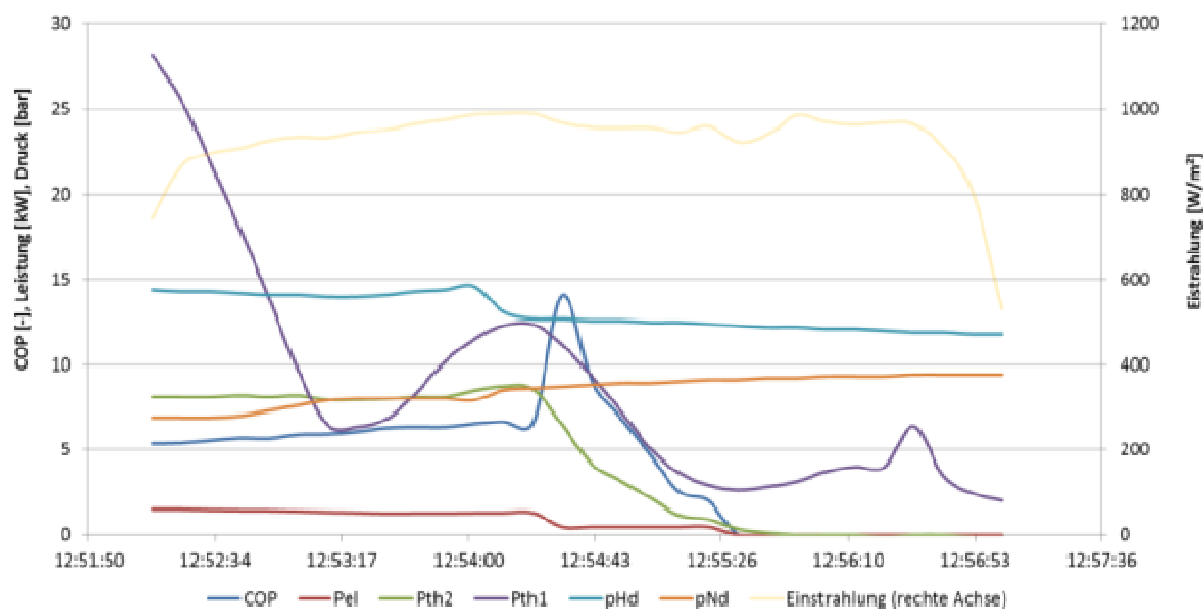


Abbildung 5-20: Abschaltung aufgrund zu hohen Sauggasdrucks, Verdichterleistung 45%

Für die Messreihe wurde der Verdichter bei verschiedenen Drehzahlen im Bereich 45% - 75% der Maximaldrehzahl betrieben. 45% Verdichterleistung entspricht der minimalen Leistung, welche mit der Regelung der Wärmepumpe möglich ist. Beim ersten Einschaltversuch stieg der Sauggasdruck nach 2min bis zur Abschaltgrenze von 8,5bar aufgrund der hohen eingebrachten Solarleistung. Daraufhin schaltete die Wärmepumpe ab. Dieser Betriebsfall ist wohl nicht praxisrelevant, da bei so hoher Einstrahlung ohnehin direkt der Puffer beladen wird und dieser Betriebszustand beim Anfahren nicht auftreten sollte.

Beim neuerlichen Start der Wärmepumpe unmittelbar nach der Abschaltung konnte dies allerdings nicht reproduziert werden, da die Kollektortemperatur durch den kurzen Stillstand nicht mehr so hoch anstieg. Später wurde nach längerem Stillstand noch einmal versucht, die Wärmepumpe mit 45% Verdichterleistung zu starten, und dies verlief wiederum problemlos. Je höher die Verdichterleistung desto weniger problematisch ist es, da die solarthermische Energie einen geringeren Anteil an der benötigten Energie hat.

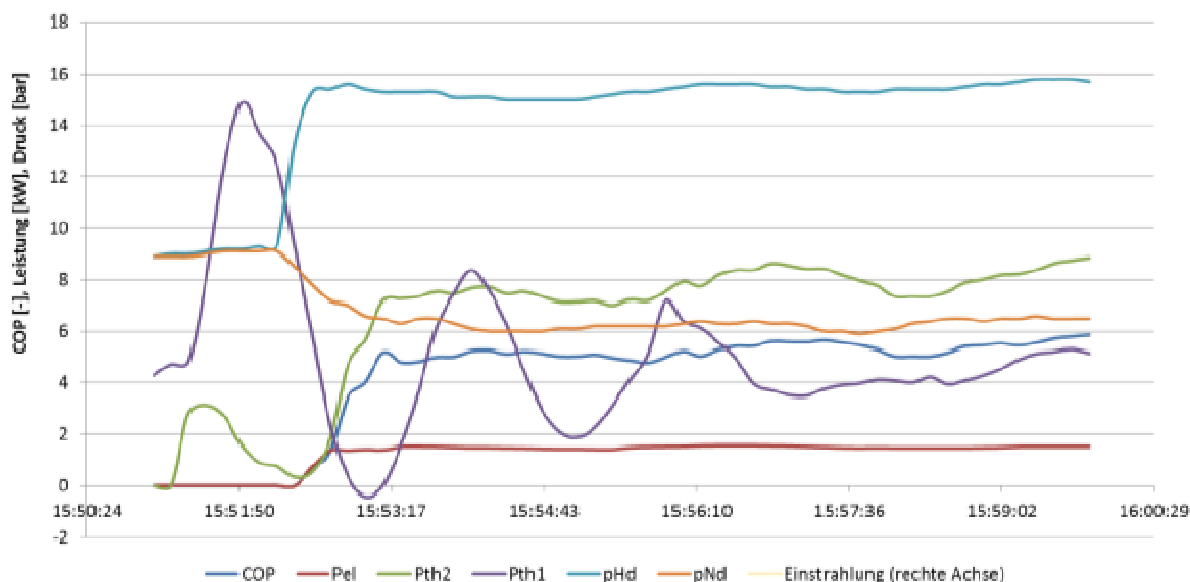


Abbildung 5-21: Problemlose Einschaltung trotz hoher eingebrachter solarthermischer Energie, Vverdichterleistung 45%

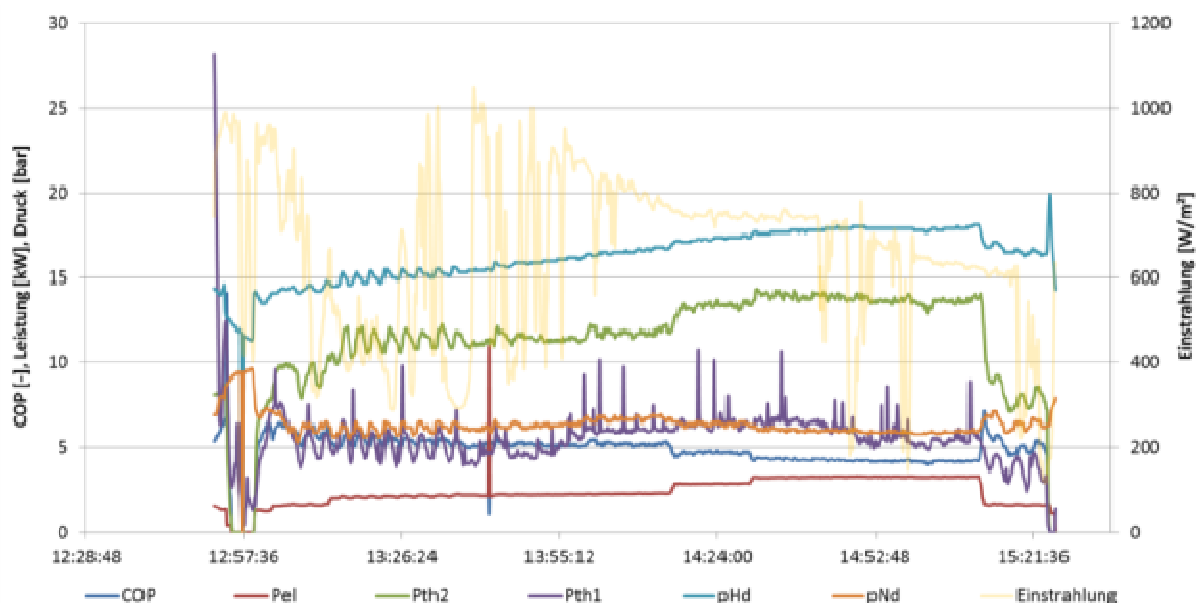


Abbildung 5-22: Messreihe Verdichtereinsatzgrenzen (45-75%)

Der Betrieb mit relativ hohen solaren Einträgen verlief bis auf oben beschriebenes problemlos. Probleme, die sich ergeben können, liegen also nur beim Einschalten der Wärmepumpe, da der Sauggasdruck aufgrund hoher momentaner Solarleistungen zu stark ansteigen kann. Für die Regelung würde das bedeuten, dass eine Art Sanftstart beispielsweise mit einem Bypass für den Solarwärmetauscher notwendig wäre.

6 Simulationen

Basierend auf den Messdaten der Feldtestreihe wurden vom Institut für Wärmetechnik Simulationsmodelle für vielversprechende Konzepte entwickelt und validiert sowie darauf aufbauend verschiedene Wärmebereitstellungssysteme hinsichtlich ihrer energetischen Effizienz durch dynamische Anlagensimulationen mit der Software TRNSYS verglichen. Neben reinen parallelen Systemen wurden auch integrierte Systeme betrachtet. Als Solar-Kollektoren wurden einerseits selektiv beschichtete, abgedeckte Flachkollektoren, andererseits aber auch unabgedeckte Flachkollektoren, ebenfalls selektiv beschichtet, eingesetzt.

6.1 Entwicklung von Simulationsmodellen

Für die detaillierten Simulations-Arbeiten, die im Projekt durchgeführt wurden und in den Kapitel 6.3 und 6.4 beschrieben sind, wurden mehrere Simulationsmodelle zur Abbildung von verschiedenen Systemkomponenten am Institut für Wärmetechnik erstellt. Diese Modelle werden in diesem Abschnitt kurz beschrieben.

6.1.1 Wärmepumpe

Am Institut für Wärmetechnik wird in einer Kooperation mit dem Institut für Solartechnik SPF in Rapperswil, Schweiz ein Wärmepumpenmodell für TRNSYS entwickelt bzw. weiterentwickelt. Dieses Modell basiert auf einem Modell in der Software EES (Klein, 2007), das ursprünglich an der NTB Buchs erstellt wurde (Bertsch, 2009).

Es handelt sich um ein stationäres, semi-physikalisches Wärmepumpenmodell, in dem die thermodynamischen Stoffdaten des jeweiligen Kältemittels verwendet werden, um den Wärmepumpenkreislauf abhängig von der Wärmequelle- und Senke und dem Wärmeübertragungsvermögen der Wärmetauscher abzubilden. Es besteht die Möglichkeit, Außenluft, einen Solekreislauf, oder auch beides als Wärmequelle (zwei Verdampfer, siehe Abbildung 6-1) zu verwenden. Zusätzlich zum Kondensator kann ein Enthitzer vorgeschaltet werden, um z.B. parallel zum Heizungsbetrieb Warmwasser zu erzeugen.

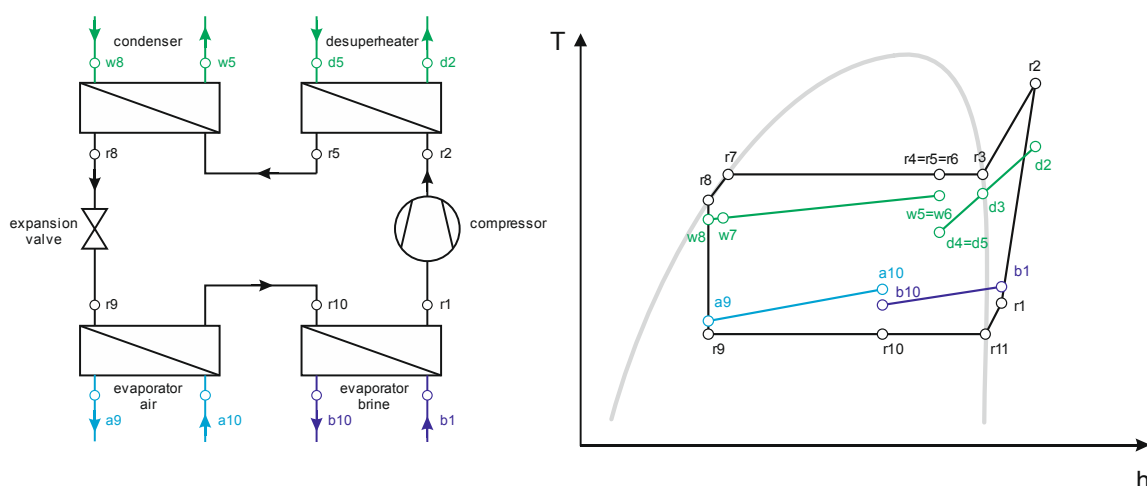


Abbildung 6-1: Links: exemplarisches Schema des Wärmepumpenkreislaufs; Rechts: Beispiel eines WP-Kreislaufs im Th-Diagramm bei Verwendung aller links dargestellten Wärmetauscher

Kältemittel-Stoffdaten

Die Stoffdaten des Kältemittels werden über Polynome angenähert, die getrennt für das Zweiphasengebiet und den Bereich überhitzten Gases erstellt wurden. Durch diesen Ansatz kann im Vergleich zum Aufruf eines separaten Programmes zur Berechnung der Stoffdaten Simulationszeit

gespart werden. Dies ist insbesondere deshalb relevant, weil in jedem Zeitschritt eine Vielzahl an Iterationen in mehreren ineinander verschachtelten Iterationsschleifen durchgeführt wird, und es so zu sehr vielen Stoffdatenberechnungsvorgängen kommt. Bisher sind die Stoffdaten für die Kältemittel R410A, R407C, R134a, R290 und R404A im Modell hinterlegt.

Wärmetauscher

Die im Kreislauf verwendeten Wärmetauscher werden abhängig von den Eintrittsbedingungen (Massenstrom, Druck und Temperatur) auf beiden Fluidseiten und dem vom Nutzer einzugebenden Wärmeübertragungsvermögen des Wärmetauscher UA_{HX} (W/K) berechnet. Bei der Berechnung wird der Wärmetauscher in mehrere Abschnitte unterteilt, die jeweils getrennt voneinander berechnet werden (z.B. Unterteilung in Enthitzung, Kondensation und Unterkühlung im Kondensator, vgl. Abbildung 6-2). Für jeden Abschnitt wird mit

$$UA_i = \frac{Q_i}{\Delta T_{\log,i}} \quad \text{Gl. 6.1}$$

ein UA_i berechnet, wobei Q_i die übertragene Leistung und $\Delta T_{\log,i}$ die logarithmische Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fluidseiten im jeweiligen Abschnitt ist. Der Kältemitteldruck im Wärmetauscher und die Wärmequellen- bzw. Senken-Austrittstemperatur wird iterativ ermittelt, wobei bei

$$\Sigma UA_i = UA_{HX} \quad \text{Gl. 6.2}$$

Konvergenz erreicht ist.

Die kältemittelseitigen Druckverluste in den Wärmetauschern werden nicht im Modell berücksichtigt.

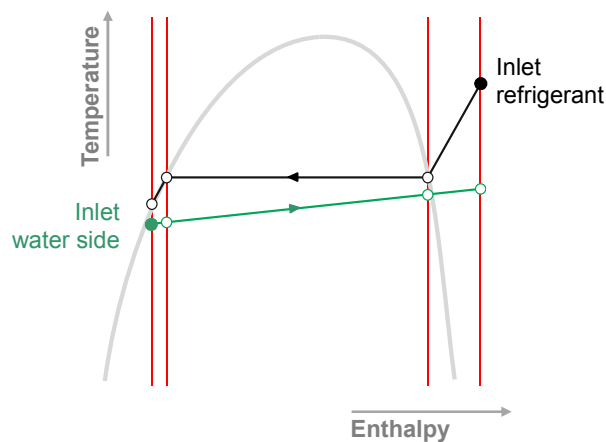


Abbildung 6-2: Links: Unterteilung des Kondensators in Abschnitte

Kompressormodellierung

Für die Berechnung der Kältemittel-Kompression wird ein Kennfeld des jeweiligen Kompressors verwendet (bi-kubisches Polynom), mit dem der Kältemittel-Massenstrom und die elektrische Leistungsaufnahme ermittelt werden. Alternativ kann vom Nutzer ein Kompressor-Hubvolumenstrom als Parameter, sowie der Isentropen-Wirkungsgrad und volumetrische Wirkungsgrad als Input vorgegeben werden.

6.1.2 Eisspeicher

Im Rahmen des Projekts wurde ein Modell, das die Simulation eines quaderförmigen Eisspeichers mit einem integrierten Rohrwärmetauscher ermöglicht, erstellt. Bei einem Eisspeicher ist von zentraler Bedeutung, dass beim Wärmeentzug auf der Außenoberfläche der Wärmetauscher-Rohre bei Unterschreiten des Gefrierpunktes Wasser anfriert bzw. sich kontinuierlich eine immer dicker

werdende Eisschicht bildet, die wie eine Dämmschicht wirkt und je nach Dicke die Wärmeübertragung zwischen dem Wasserraum des Speichers und dem Wärmeträgermedium im Wärmetauscher mehr oder weniger einschränkt.

Im Modell wird das Eiswachstum bzw. der steigende thermische Widerstand der Eisschicht auf den Rohren über eine explizite Finite Differenzen Formulierung der transienten Wärme-leitungsgleichung in Zylinderkoordinaten zwei-dimensional abgebildet. Die Modellierung des Phasenwechsels zwischen fest und flüssig erfolgt über die Enthalpie-Mehode (Visser, 1986; Claußen, 1993). Die Temperatur des Wassers im Speicher wird zur Vereinfachung als über den gesamten Speicherraum gleich hoch angenommen, d.h. eine evtl. auftretende Temperaturschichtung wird vernachlässigt.

Der Wärmetauscher wird als Rohrleitung angenommen, die in Schleifen im Speicher verlegt ist (vgl. Abbildung 6-3). Der Rohrdurchmesser, die Wandstärke und der Verlegeabstand sowie die Anzahl paralleler Kreise können vorgegeben werden. Der Wärmeübergang zwischen dem Wärmeträgerfluid und der Innenwand der Wärmeübertragerrohre wird über empirische Gleichungen für die Strömung in zylindrischen Rohren angenähert (VDI Wärmeatlas, 1997).

Die Wärmeverluste an die Umgebung werden über einen Wärmeverlustkoeffizienten $UA_{\text{Loss}}[\text{W/K}]$ bestimmt, der als Input vorgegeben wird. Dieser wird über alle Knoten verteilt, und die Verluste werden pro Knoten, abhängig von der Knoten-Temperatur und der Umgebungstemperatur berechnet.

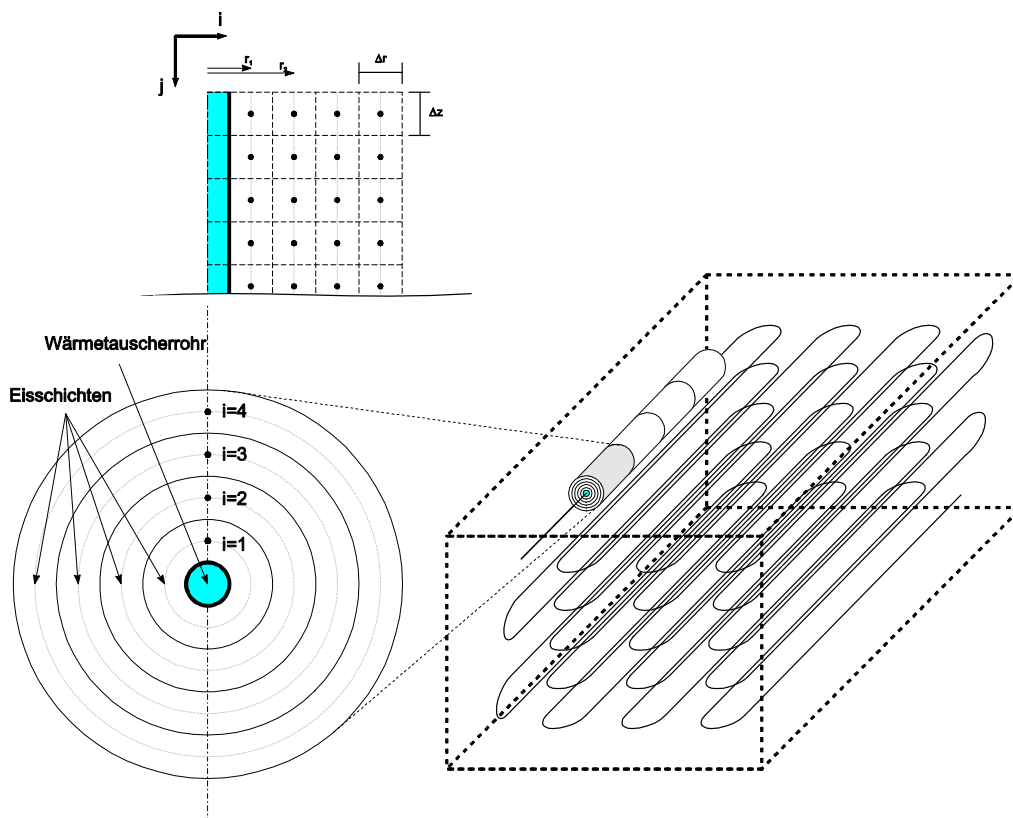


Abbildung 6-3: Schema des Eisspeichermodells:
Links: Schema der zweidimensionalen Knotenstruktur
Rechts: Aufbau des Speichers mit Wärmetauscher

6.2 Kennzahlen zur energetischen Bewertung von Systemen

Die Simulationen wurden für unterschiedliche Konfigurationen hinsichtlich des Gebäudes und der Art des Systems durchgeführt. Um einen Vergleich und eine Bewertung der verschiedenen in den Simulationen betrachteten Systeme zu ermöglichen, wurden energetische Kennzahlen definiert. Bei kombinierten WP- und Solarthermie-Systemen stellt die Systemjahresarbeitszahl SPF_{sys} eine wichtige Kennzahl dar. Diese berechnet sich aus dem Nutzwärmebedarf (Warmwasser & Raumheizung) dividiert durch den Gesamtstromverbrauch der Anlage. Eine weitere wichtige Kennzahl ist die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe SPF_{WP} , die sich aus der Kondensatorseitig abgegebenen Wärmemenge dividiert durch den Gesamtstromverbrauch der WP (Kompressor, Regelung, Außeneinheit bei der Luftwärmepumpe, Solepumpe bei der Erdreichwärmepumpe) berechnet. Für die Bewertung der Systeme mit Solaranlage wurde die Kennzahl des solaren Deckungsgrades gewählt.

Im Folgenden wird die genaue Definitionen der Kennzahlen und der verwendeten Größen angegeben:

- Gesamtstromverbrauch der Anlage

$$W_{el,tot} = W_{elHP_{tot}} + W_{el,E-Patrone} + W_{el,Pumpen} + W_{el,Regelung} \quad \text{Gl. 6.3}$$

- System-Jahresarbeitszahl

$$SPF_{sys} = \frac{Q_{Nutz}}{W_{el,tot}} = \frac{Q_{Heizung} + Q_{WW}}{W_{el,tot}} \quad \text{Gl. 6.4}$$

- Jahresarbeitszahl der WP

$$SPF_{sys WP} = \frac{Q_{Nutz}}{W_{elHP_{tot}}} \quad \text{Gl. 6.5}$$

- SPF Wärmepumpe

$$SPF_{WP} = \frac{Q_{Kond}}{W_{elHP_{tot}}} \quad \text{Gl. 6.6}$$

- Solarer Deckungsgrad

$$SD = 1 - \frac{Q_{Aux}}{Q_{WW} + Q_{Heizung}} \quad \text{Gl. 6.7}$$

- Spezifischer Kollektorsertrag

$$Q_{Koll_{sp}} = \frac{Q_{Koll}}{A_{Netto}} \quad \text{Gl. 6.8}$$

- Nachheizenergie

$$Q_{Aux} = Q_{Kond} + W_{el,E-Patrone} \quad \text{Gl. 6.9}$$

$A_{Netto}...$	Absorberfläche (netto) Sonnenkollektor [m^2]
$Q_{Heizung}...$	Heizwärmebedarf des Gebäudes [kWh/a]
$Q_{WW}...$	Warmwasserbedarf [kWh/a]
$Q_{Koll}...$	Wärmeertrag Sonnenkollektoren [kWh/a]
$SPF...$	Jahresarbeitszahl (Seasonal performance factor) [-]
$W_{elHPot}...$	Elektr. Leistungsaufnahme Wärmepumpe (Kompressor, Regelung, Außeneinheit) [kWh/a]
$W_{el,E-Patrone}$	Elektr. Nachheizung durch E-Patrone [kWh/a]
$W_{el,Pumpe}$	Elektr. Leistungsaufnahme aller Pumpen [kWh/a]
$W_{el,Regelung}$	Elektr. Leistungsaufnahme der Anlagenregelung [kWh/a]

6.3 Optimierung von 2 Feldanlagen anhand von Anlagensimulationen

Im Projekt wurden von AEE INTEC sieben Feldanlagen vermessen. Zwei dieser Anlagen wurden vom Institut für Wärmetechnik in der Simulationsumgebung TRNSYS (2011) abgebildet. Beide Anlagen befinden sich in Österreich, nördlich und östlich von Graz. Die Anlagenmodelle wurden anhand der aufgezeichneten Messdaten validiert. Anschließend wurden über Jahressimulationen Möglichkeiten zur Verbesserung und Optimierung der Anlagen gesucht und anhand von energetischen Kennzahlen bewertet. Dabei wurden sowohl Optimierungs-Möglichkeiten bzgl. der Regelung und der hydraulischen Verschaltung als auch Verbesserungen hinsichtlich der Auslegung und Dimensionierung der Komponenten berücksichtigt. In Abbildung 6-4 und Abbildung 6-7 ist jeweils ein Anlagenschema für die beiden zu optimierenden Anlagen dargestellt. Die Energie für die Warmwasserbereitung und Raumheizung wird bei diesen Gebäuden mittels Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen bereitgestellt. Um diese Anlagen detailliert mit der Simulationsumgebung TRNSYS analysieren zu können, musste ein neues Simulationsmodell für die Wärmepumpe entwickelt bzw. weiterentwickelt werden (Kap. 6.1.1).

6.3.1 Anlage 1

Bei Anlage 1 (System B) handelt es sich um eine Kombianlage mit einer Außenluft-Wärmepumpe. Die Wärmepumpe speist Wärme in einen Pufferspeicher, der auch von einer Solaranlage beladen wird, wobei die Solaranlage auch zur Erwärmung eines Schwimmbads eingesetzt wird. Die Solaranlage kann sowohl den Pufferspeicher oder das Schwimmbad getrennt voneinander oder beide gleichzeitig versorgen. Der Wärmepumpe stehen zur Beladung des Pufferspeichers zwei verschiedene Einspeisehöhen zur Verfügung.

Bei dieser Anlage sind Sonnenkollektoren mit einer Gesamtkollektorfläche von $20 m^2$, ein Pufferspeicher mit einem Volumen von $1,5 m^3$ und eine Wärmepumpe mit einer Kondensatorleistung von 19 kW installiert. Das Wärmeabgabesystem bilden in einem Heizkreis Radiatoren und in einem zweiten Kreis eine Fußbodenheizung. Bei dieser Anlage sind keine konventionellen Radiatoren, sondern Niedertemperatur-Radiatoren mit integriertem Ventilator installiert. Dadurch können diese mit niedrigeren Vorlauftemperaturen betrieben werden. Das Wärmeabgabesystem wird aus dem Pufferspeicher versorgt, wobei beide Heizkreise hydraulisch gemeinsam an den Pufferspeicher angebunden sind. Mit der Wärmepumpe kann das Wärmeabgabe-System nicht direkt versorgt, sondern nur der Pufferspeicher geladen werden. Die Warmwasserbereitung erfolgt über eine Frischwasserstation und es ist eine Zirkulationspumpe in der Warmwasserleitung installiert.

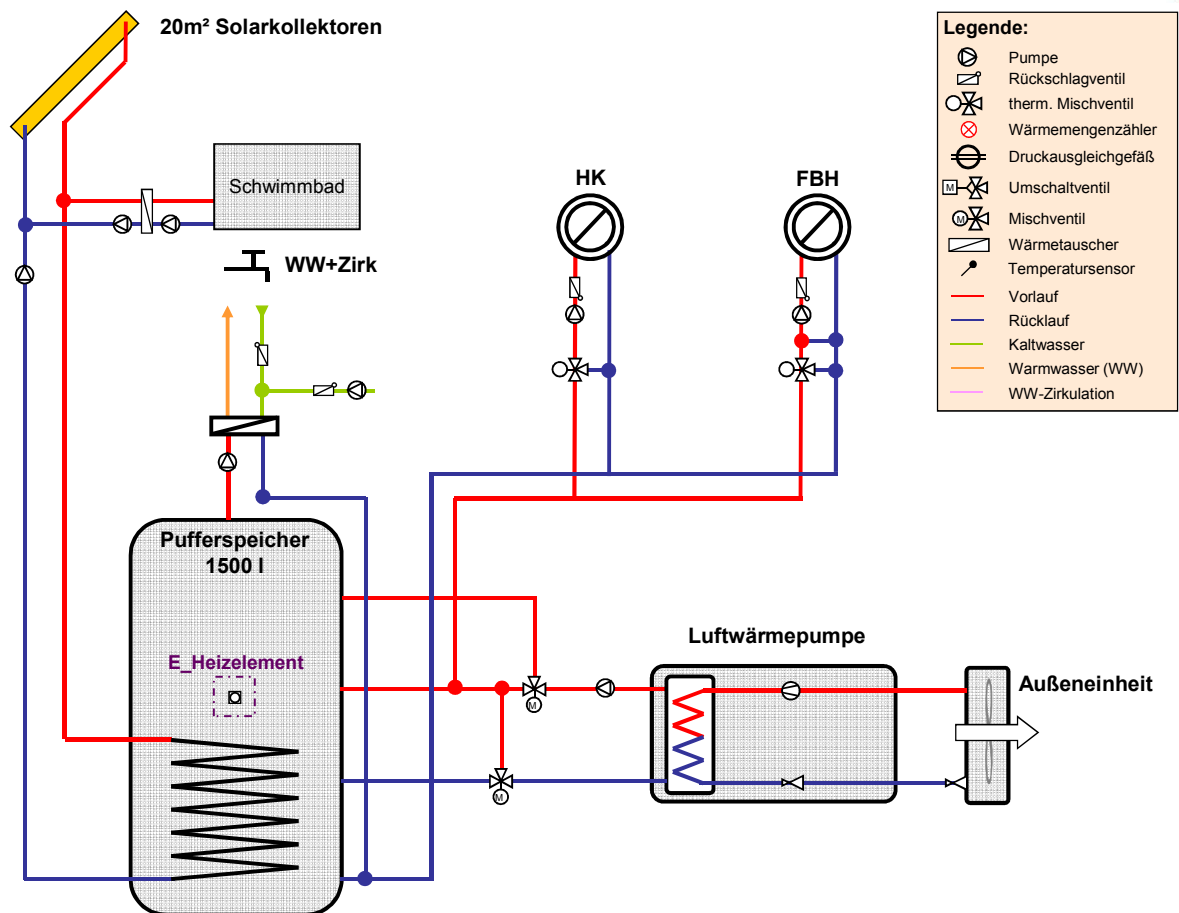


Abbildung 6-4: Anlagenschema für Anlage 1 (Quelle: AEE INTEC)

6.3.1.1 Validierung

Bei beiden Anlagen wurden bei der Validierung der System-Modelle Messdaten aus dem Jahr 2011 herangezogen. Aus den Messdaten wurden Lastprofile für den Warmwasser-, Zirkulationswärme- und Heizwärmebedarf (getrennt für den Radiator- und den Fußbodenheizkreis) generiert. Bei der Berechnung des Solarertrages wurden für das Kollektormodell Klimadaten des jeweiligen Standorts von der Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik (ZAMG, 2012) verwendet. Die Regelung der thermischen Solaranlage und der Wärmepumpe wurde jeweils von der bestehenden Anlage übernommen.

Bei der Analyse der Messdaten für Anlage 1 wurde festgestellt, dass das Nachheizvolumen für die Raumheizung auf wesentlich höhere Temperaturen nachgeheizt wird als notwendig. Es zeigte sich, dass dieses Nachheizvolumen solange erwärmt wird, bis die Wärmepumpe aufgrund von zu hohem Kondensatordruck abschaltet. Bei der Anlagenbesichtigung vor Ort wurde festgestellt, dass der Sensor für das Nachheizvolumen für die Raumheizung am Pufferspeicher zu tief positioniert war (vgl. Abbildung 6-5). Weiters wurde bemerkt, dass Fehlzirkulationen in den Leitungen zwischen der Wärmepumpe und dem Speicher aufgrund fehlender Rückschlagventile auftreten. Die Anschlüsse an den Speicher sind nicht und Rohrleitungen nur teilweise gedämmt.

Der Wärmemengenzähler der thermischen Solaranlage ist so positioniert, dass der gesamte Kollektorertrag gemessen wird, d.h. die Wärmemenge, die in den Pufferspeicher gespeist wird konnte nicht getrennt von jener erfasst werden, die an das Schwimmbad abgegeben wird. Aus den Messdaten ist aber ersichtlich, dass im April die thermische Solaranlage nur den Pufferspeicher beladen hat. Daher konnte aus den Messdaten die Energiebilanz des Pufferspeichers gebildet und somit auch die Speicherverluste ermittelt werden, um einen dahingehenden Abgleich mit der Simulation vornehmen zu können. In Tabelle 6-1 sind die Validierungsergebnisse der Anlage 1 mit den unter Kap. 6.2 definierten Kennzahlen dargestellt.

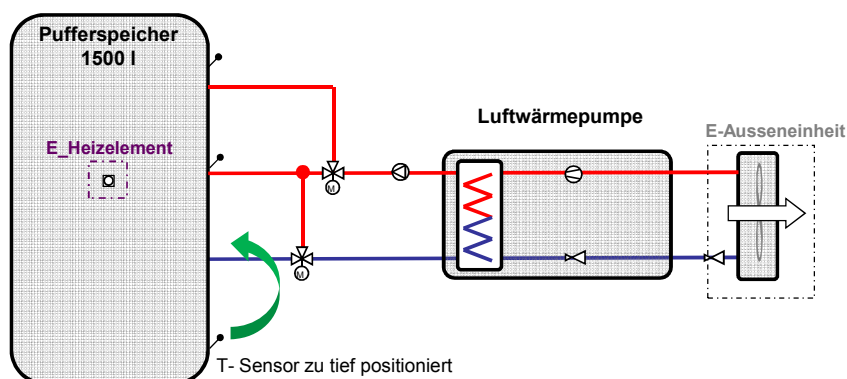


Abbildung 6-5: Sensor Nachheizvolumen Raumheizung Anlage 1

Tabelle 6-1: Vergleich Messung – Simulation für Anlage 1

	Messung	Simulation
SD [%]	-9,6	-8,2
SPF _{sys WP} [-]	2,55	2,48
SPF _{WP} [-]	2,79	2,62
Q _{Koll} [kWh/a]	10255	9810

Aus Abbildung 6-6 ist ersichtlich, dass der thermische Solarertrag, welcher zur Beladung des Pufferspeichers verwendet wird, nicht ausreicht, um die Wärmeverluste des Systems (hauptsächlich Speicher) abzudecken. Daher ergibt sich nach der Definition des SD₂ auch ein negativer solarer Deckungsgrad. Die Systemverluste bei dieser Anlage sind ca. doppelt so hoch wie jene Wärmemenge, welche für die Deckung des Warmwasserbedarfs und der Zirkulationsverluste nötig ist. Für Anlage 1 beträgt 2011 der Warmwasser- und Zirkulations-Wärmebedarf (WW & Zirk) ca. 3184 kWh und für die Raumheizung (Radiator und Fußbodenheizung) werden ca. 23520 kWh benötigt. In Abbildung 6-6 ist auf der Wärmebereitstellungsseite die Solarenergie (Solar) und die von der Wärmepumpe zugeführte Energie (Wärmepumpe) dargestellt.

Es zeigt sich, dass Q_{Koll} und SPF_{sys WP} der Simulation bis auf wenige Prozentpunkte mit den Messdaten übereinstimmen. Die Abweichung bei SPF_{WP} ist dadurch erklärbar, dass bei Anlage 1 eine Wärmepumpe mit einer Economizer-Schaltung eingebaut ist. Das verwendete Simulationsmodell der Wärmepumpe kann einen solchen Prozess aber nicht nachbilden, was etwas niedrigere Leistungszahlen zur Folge hat. Bei dieser Anlage muss noch erwähnt werden, dass im Messjahr 2011 die Schwimmbadbeladung durch die thermische Solaranlage im Herbst nicht deaktiviert wurde, und diese daher von Mai bis Dezember 2011 in Betrieb war. Dieses Anlagenverhalten wurde auch in der Simulation bei der Regelung der thermischen Solaranlage so berücksichtigt.

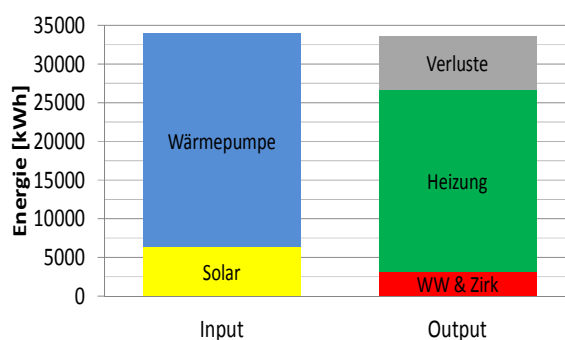


Abbildung 6-6: Jahresbilanz Simulation Anlage 1

6.3.1.2 Optimierung

Im vorigen Kapitel wurde bereits erwähnt, dass die Systemverluste im Jahr 2011 sehr hoch waren (ca. 6000 kWh). In der Optimierungsvariante 1 wurden die Speicherverluste auf das Niveau eines gut gedämmten Speichers reduziert. Dazu wurden die Speicherverluste nach den Modell-Gleichungen, die im IEA SHC Task 32 definiert wurden (Heimrath und Haller, 2006), ermittelt. In der Optimierungsvariante 2 wurde der Sensor für das Nachheizvolumen der Raumheizung am Pufferspeicher richtig positioniert (vgl. Abbildung 6-5). Zusätzlich wurde in Variante 3 noch eine Kombination aus Optimierung 1 und 2 untersucht.

Tabelle 6-2: Optimierung Anlage 1

	Variante 2011	Optimierung 1	Optimierung 2	Optimierung 3
SD [%]	-8,2	4,2	-7,8	4,8
SPF _{sys WP} [-]	2,48	2,76	2,63	2,96
SPF _{WP} [-]	2,62	2,64	2,77	2,81

In Tabelle 6-2 sind die Simulationsergebnisse für die Optimierungsvarianten angeführt. Als Vergleichsvariante wurde die Variante 2011 (mit Messdaten validierte Ausgangsvariante) verwendet. Bei der Variante 1 reduzieren sich die Speicherverluste von ca. 6400 kWh auf ca. 1700 kWh. Dadurch erhöht sich der SD von -8,2 % auf 4,2 % und SPF_{sys WP} von 2,48 auf 2,76. Bei der Variante 2 erwärmt die Wärmepumpe durch die korrekte Positionierung des Fühlers das Nachheizvolumen für die Raumheizung auf ein niedrigeres Temperaturniveau, und SPF_{WP} erhöht sich von 2,62 auf 2,77. Die Kombination aus Optimierung 1 und 2 ergibt eine Verbesserung des SD von -8,2 % auf 4,8 % und von SPF_{sys WP} von 2,48 auf 2,96. SPF_{WP} erhöht sich von 2,62 auf 2,81. Aufgrund dieser Maßnahmen könnte SPF_{sys WP} also um ca. 16 % erhöht werden.

6.3.2 Anlage 2

Die Anlage 2 (System C) ist eine Kombianlage mit einer Erdreichwärmepumpe (Erdreichflachkollektor mit Solekreis). Bei dieser Anlage sind Sonnenkollektoren mit einer Gesamtkollektorfläche von 24 m², ein Pufferspeicher mit einem Volumen von 1,5 m³ und eine Wärmepumpe mit einer Kondensatorleistung von 15 kW installiert. Die Wärmepumpe speist einen Pufferspeicher, welcher auch von der Solaranlage beladen wird.

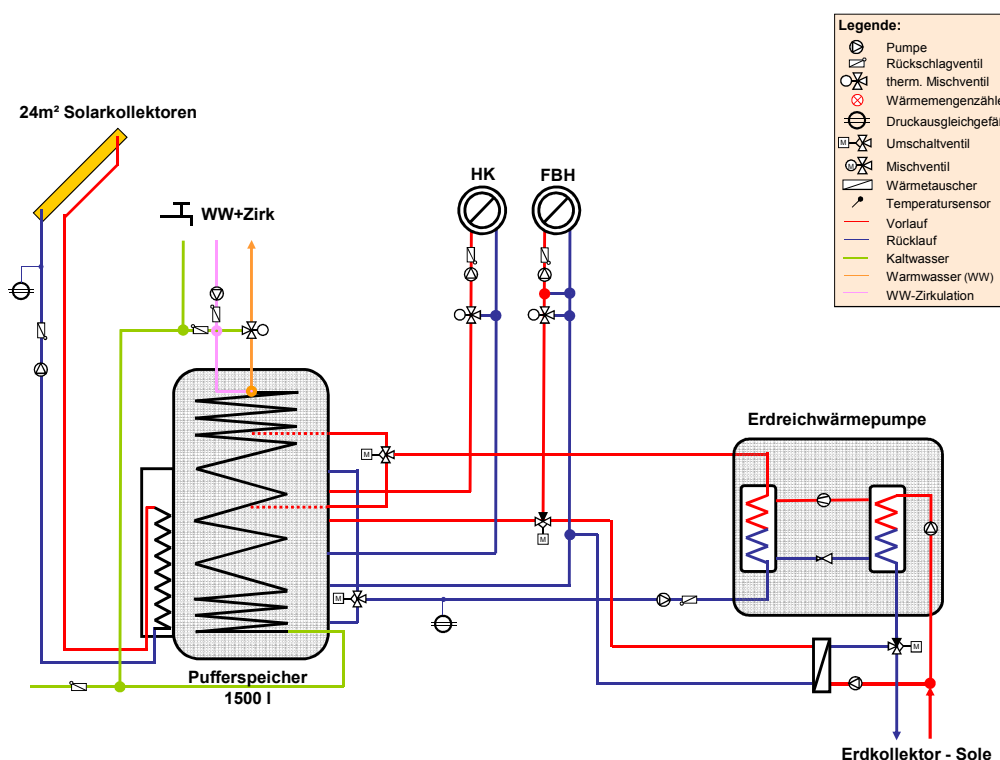


Abbildung 6-7: Anlagenschema für Anlage 2 (Quelle: AEE INTEC)

Wie bei der Anlage 1 wird die Wärmepumpe zur Beladung des Pufferspeichers in zwei unterschiedlichen Höhen (zwei unterschiedliche Temperaturniveaus, Warmwasser- und Heizungsvolumen) verwendet. Die Beladung des Pufferspeichers durch die thermische Solaranlage erfolgt über eine Schichtladeneinheit. Das Wärmeabgabesystem besteht zum einen aus Radiatoren und zum anderen Teil aus einer Fußbodenheizung. Das Wärmeabgabesystem bezieht die Wärme aus dem Pufferspeicher, wobei bei dieser Anlage die beiden Heizkreise aus zwei unterschiedlichen Höhen des Pufferspeichers versorgt werden. Zusätzlich wird die Fußbodenheizung zur passiven Kühlung verwendet. Dabei erfolgt eine Wärmeabfuhr aus dem Fußbodenheizkreis über einen Plattenwärmetauscher über den Erdreichkollektor. Die Wärmepumpe wird für den Kühlbetrieb nicht verwendet. Die Warmwasserbereitung erfolgt über einen im Pufferspeicher integrierten Wärmetauscher. Auch bei dieser Anlage ist eine Zirkulationspumpe in der Warmwasserleitung installiert. Jedoch ist die Messtechnik so installiert, dass nur die Wärmemenge für den Warmwasserbedarf erfasst wird. Bei der Bilanzierung des Pufferspeichers wird somit der Zirkulationswärmebedarf den Pufferspeicher-verlusten zugerechnet.

6.3.2.1 Validierung

Bei der Validierung dieser Anlage wurden wie bei Anlage 1 Lastfiles aus den Messdaten generiert. Als Klimadaten wurden gemessene Datensätze von der ZAMG (2012) verwendet. Messtechnisch wurde auch der Kühlenergiebedarf erfasst, in den Simulationen wurden jedoch nur der Warmwasserbedarf und der Heizwärmebedarf berücksichtigt.

Tabelle 6-3: Vergleich Messung – Simulation für Anlage 2

	Messung	Simulation
SD [%]	47,0	46,6
SPF _{sys WP} [-]	6,25	6,16
SPF _{WP} [-]	4,34	4,39

In Tabelle 6-3 sind die Validierungsergebnisse der Anlage 2 dargestellt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den Messungen.

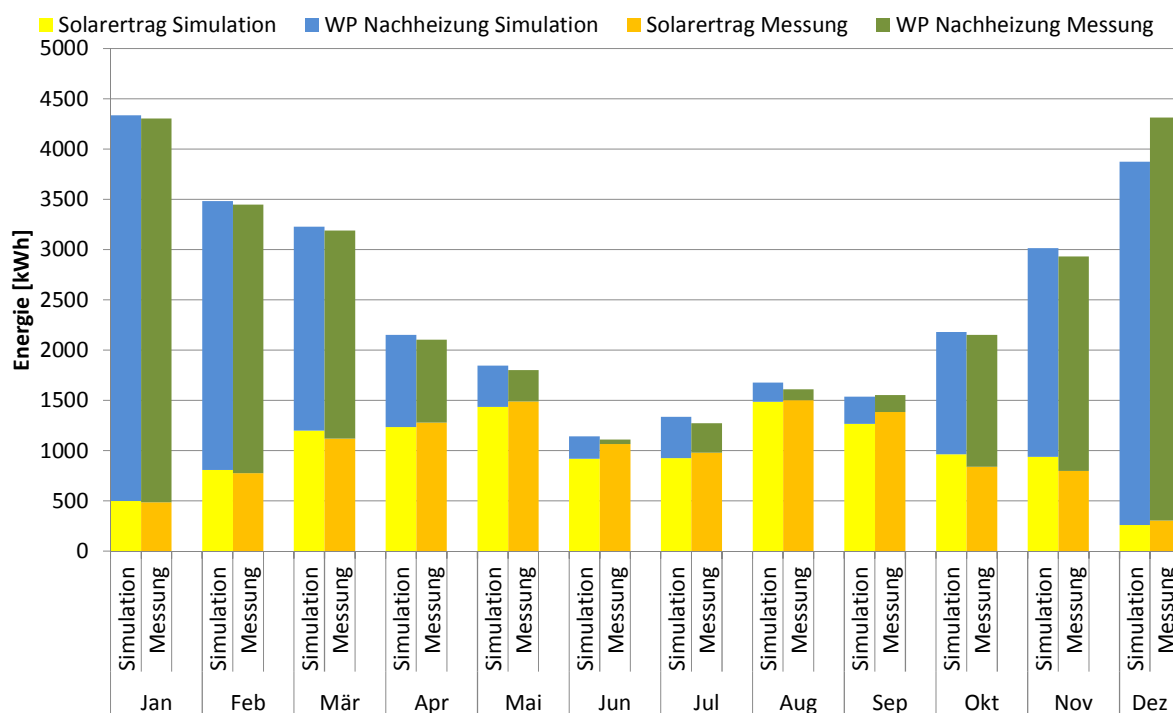


Abbildung 6-8: Solarertrag / WP Nachheizung Anlage 2

In Abbildung 6-8 ist für die Anlage 2 monatlich der Vergleich der Simulationsergebnisse zu den Messergebnissen für den thermischen Solarertrag und die Nachheizung durch die Wärmepumpe dargestellt. In Abbildung 6-10 ist der Vergleich der Simulationsergebnisse zu den Messergebnissen für den Warmwasserbedarf und den Heizwärmebedarf für Radiator- und Fußbodenheizung dargestellt. Daraus ist ersichtlich, dass bei der Anlage auch in den Sommermonaten die Heizung aktiv ist.

In Abbildung 6-9 ist ersichtlich, dass durch die thermische Solaranlage 11926 kWh und durch die Wärmepumpe 17875 kWh in den Pufferspeicher gespeist werden. Bei Anlage 2 beträgt für das Jahr 2011 der Warmwasserbedarf 1639 kWh und der Energiebedarf für die Raumheizung 23964 kWh.

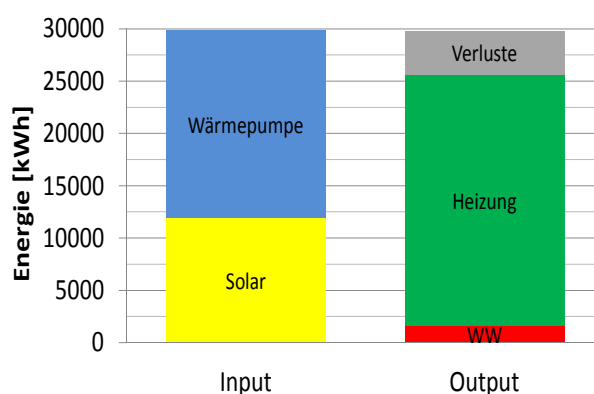


Abbildung 6-9: Jahresbilanz Simulation Anlage 2

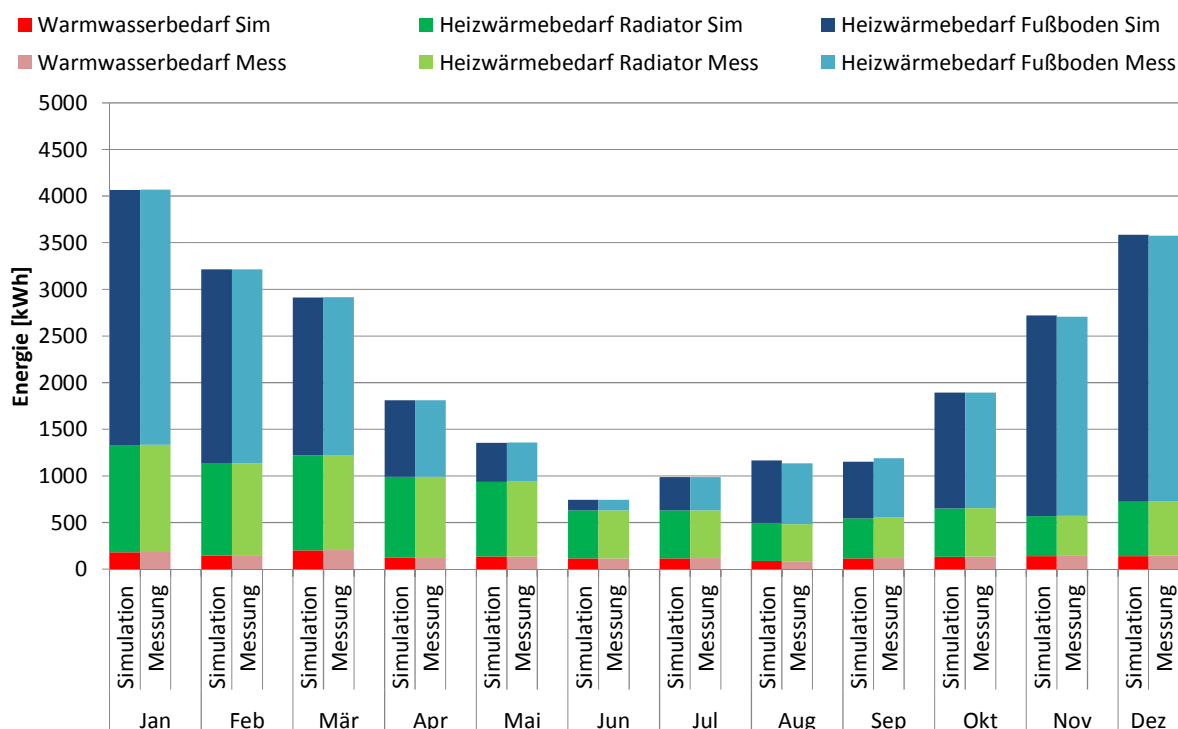


Abbildung 6-10: Warmwasserbedarf / Heizwärmebedarf Anlage 2

6.3.2.2 Optimierung

Bei der Analyse der Messdaten der Anlage 2 stellte sich heraus, dass in den Sommermonaten die Heizung aktiviert war. Das Gebäude wurde in den frühen Morgenstunden beheizt und dann tagsüber gekühlt. Das Gebäude der Anlage 2 hatte im Messjahr 2011 einen Kühlenergiebedarf von 3173 kWh. Es ist davon auszugehen, dass bei dem vorhandenen Gebäude im Sommer auch ohne Heizbetrieb ein behagliches Raumklima gewährleistet sein sollte. Vermutlich ist die Heizungsregelung bei dieser

Anlage falsch eingestellt. In den Optimierungsberechnungen wurde untersucht, welchen Einfluss eine Vermeidung des Heizbetriebs in den Sommermonaten auf die Systemkennzahlen hat. Bei der Simulation wurde daher eine Heizgrenztemperatur für die Regelung definiert. Steigt das Tagesmittel der Außenlufttemperatur über diese Heizgrenztemperatur, wird die Heizung deaktiviert. Bei den Optimierungsvarianten 1,2 und 3 wurde die Heizgrenztemperatur jeweils mit 12, 14 und 16 °C angenommen.

Bei einer mittleren Außenlufttemperatur von ca. 14 °C kann davon ausgegangen werden, dass bei diesem Gebäude nicht mehr geheizt werden muss, ohne dass ein Komfortverlust bemerkbar wäre. Es muss aber angemerkt werden, dass die Behaglichkeit im Gebäude in den Simulationen nicht bewertet werden konnte, da kein Gebäudemodell sondern Lastfiles für die Raumheizung verwendet wurden. In Tabelle 6-4 sind die Ergebnisse der Optimierungsberechnungen dargestellt. Aus den Ergebnissen ist ersichtlich, dass $SPF_{sys WP}$ und der SD sinken. Das ist dadurch erklärbar, dass der Nutzwärmebedarf sinkt, und dieser in den Sommermonaten in der Ausgangsvariante großteils durch die Solaranlage abgedeckt wird. Trotzdem kann der elektrische Energiebedarf der Wärmepumpe gegenüber der Variante 2011 bei Optimierung 1 um ca. 8 %, bei Optimierung 2 um ca. 5 % und bei Optimierung 3 um ca. 3 % gesenkt werden.

Tabelle 6-4: Optimierung Anlage 2

	Variante 2011	Optimierung 1	Optimierung 2	Optimierung 3
SD [%]	28,7	20,7	23,8	25,8
$SPF_{sys WP}$ [-]	6,16	5,49	5,73	5,90
SPF_{WP} [-]	4,39	4,35	4,37	4,38
$W_{elHPTot}$ [kWh]	4156	3829	3944	4046

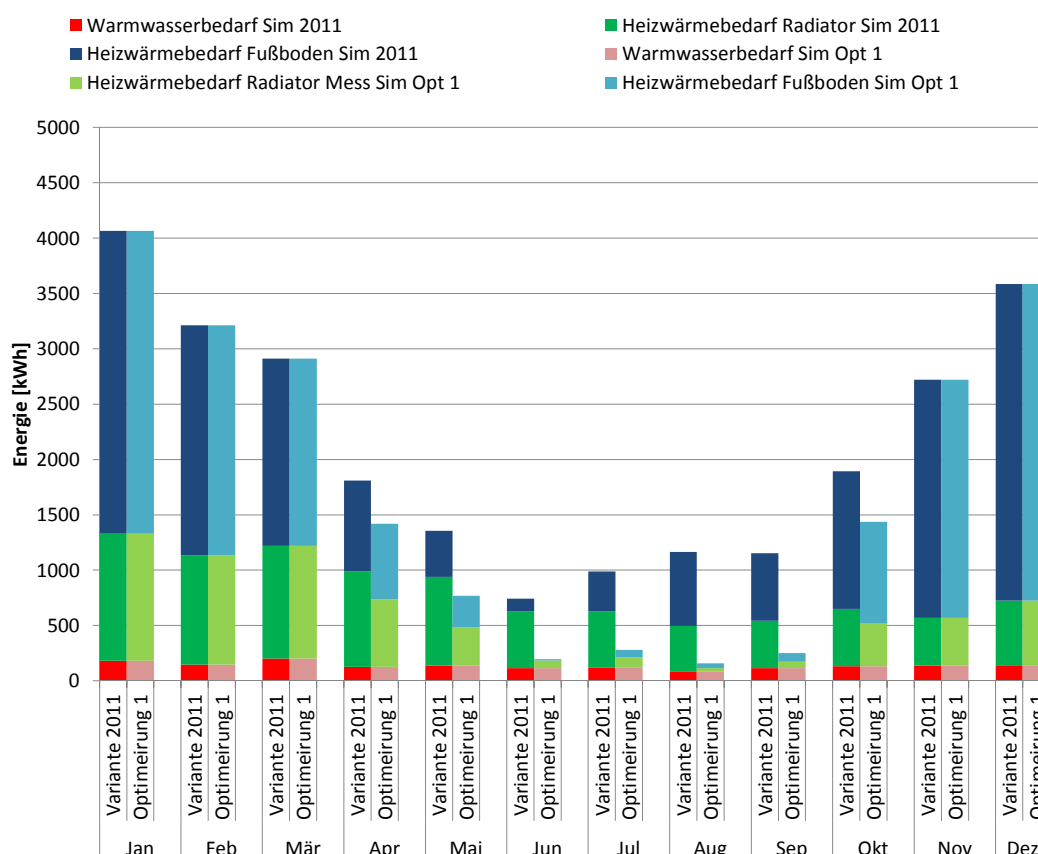


Abbildung 6-11: Optimierung Anlage 2

In Abbildung 6-11 ist monatweise der Vergleich der Optimierung 1 zur Variante 2011 dargestellt. Bei dieser Variante kann der Heizwärmebedarf von ca. 23964 kWh auf ca. 19363 kWh, also um ca. 20 % reduziert werden.

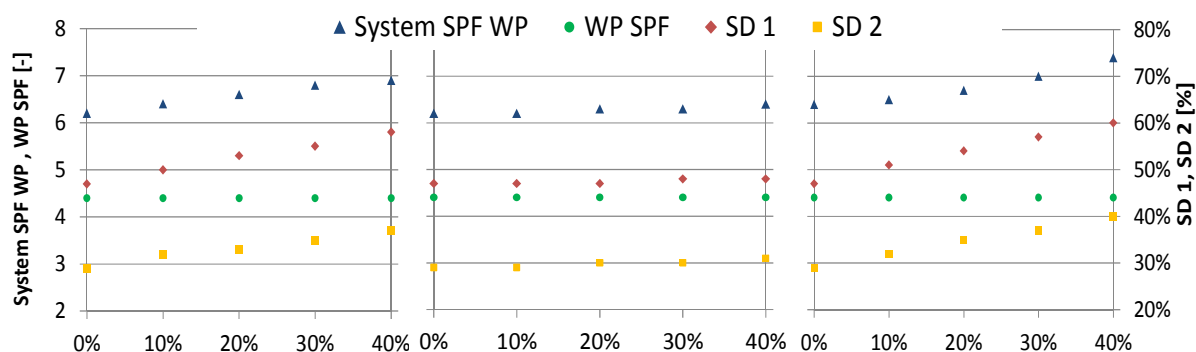


Abbildung 6-12: Sensitivitätsanalyse Anlage 2, Kollektor, Speicher, Kollektor & Speicher

In der Sensitivitätsanalyse (Abbildung 6-12) wurden die Kollektorfläche und die Pufferspeichergröße ausgehend von der jetzigen Anlage zwischen 10 % und 40 % vergrößert. In der linken Grafik sind die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für unterschiedliche Kollektorflächen, in der Mitte für unterschiedliche Speichergrößen und rechts für eine gleichzeitige Vergrößerung der Kollektorfläche und der Speichergröße dargestellt. Aus den Ergebnissen ist ersichtlich, dass der SD und auch $SPF_{sys, WP}$ durch eine Vergrößerung der Kollektorfläche oder der Speichergröße erhöht werden können. Bei einer Vergrößerung des Pufferspeichers und der Kollektorfläche jeweils um 40 % könnte der SD von 29 % auf 40 % und der $SPF_{sys, WP}$ von 6.2 auf 7.4 erhöht werden. Der SPF_{WP} würde sich nur geringfügig ändern.

6.4 Systemvergleich

Im Rahmen von SolPumpEff wurden verschiedene Wärmebereitstellungssysteme hinsichtlich ihrer energetischen und primärenergetischen Effizienz miteinander verglichen. Dabei wurden eine Luft-WP, eine Sole-WP, ein Holz-Pelletkessel und ein Gaskessel für die Wärmebereitstellung verwendet. Diese Konzepte wurden jeweils mit und ohne Solarthermie-Unterstützung betrachtet. Bei diesen Konzepten handelt es sich um rein parallele Systeme, d.h. Solarenergie wird rein zur Beladung eines Pufferspeichers und nicht als Wärmequelle für eine Wärmepumpe verwendet.

Neben den reinen parallelen Systemen wurden auch serielle Systeme betrachtet. Bei diesen wird die Solarenergie nicht nur zur direkten Beladung eines Pufferspeichers sondern zusätzlich als Wärmequelle für die WP genutzt. Als Solar-Kollektoren wurden selektiv beschichtete abgedeckte und unabgedeckte Kollektoren angenommen. Zusätzlich wurde auch ein Niedertemperaturspeicher (Eisspeicher) als Wärmequelle für die Wärmepumpe betrachtet, der durch die Solaranlage beladen wird.

Mit diesen Wärmebereitstellungsanlagen erfolgt jeweils die Heizwärme-Versorgung eines Einfamilienhauses (EFH) in drei Varianten bzgl. des spezifischen Heizwärmebedarfs (15, 45 und 100 kWh/m²a) und die Warmwasserbereitung.

6.4.1 Randbedingungen für die Simulationen

Gebäude

Für die Simulationen in diesem Projekt wurden hinsichtlich des Gebäudes die Randbedingungen des IEA SHC Task 44 (Dott et al., 2011) (Haller et al., 2011) verwendet. Im Task 44 wurden drei Einfamilien-Referenzgebäude definiert, die für den Standort Straßburg einen Heizwärmebedarf (HWB) von 15, 45 und 100 kWh/(m²a) aufweisen (SFH15, 45 und 100).

Heizungssystem

Im Referenzsystem des Task44 wird für das Heizungssystem für SFH15 und SFH45 eine Fußbodenheizung, und für SFH100 Gebäude eine Radiatorheizung verwendet. Die

Vorlauftemperatur wird abhängig von der Außenlufttemperatur über eine Heizkurve geregelt (bei SFH15 und SFH45 35/30 °C bei Normaußentemperatur, Heizkörperexponent 1,1; bei SFH100, 55/45 °C, Heizkörperexponent 1,3).

Klima

Im Task44 wurden mit Straßburg, Athen und Helsinki drei Meteonorm-Klimadatensätze als Referenzklimas definiert. Für die Simulationen in SolPumpEff wurde als moderates österreichisches KlimaGraz (durchschnittlicher Grazer Klimadatensatz der Jahre 2001-2010)² gewählt. In Abbildung 6-13 ist ein Vergleich der Klimadatensätze Graz (1991 – 2000), Graz (2001 – 2010) und Straßburg dargestellt. Aus diesen Grafiken ist ersichtlich, dass in Graz in den Wintermonaten niedrigere Außenlufttemperaturen vorliegen als in Straßburg. Zusätzlich ist aber auch erkennbar, dass die solare Einstrahlung in den Wintermonaten in Graz höher ist als in Straßburg.

Warmwasserbereitung:

Der Warmwasserbedarf (Zapfprofil) wurde aus dem Task 44 übernommen. Die Warmwasserbereitung erfolgt bei allen zu vergleichenden Systemen durch eine Frischwasserstation, die an den Pufferspeicher angeschlossen ist. Die Warmwasser-Solltemperatur beträgt 45 °C. Aus dem Jahreswärmebedarf für die Warmwasserbereitung berechnet sich ein durchschnittlicher täglicher Wärmebedarf von 5,85 kWh/d.

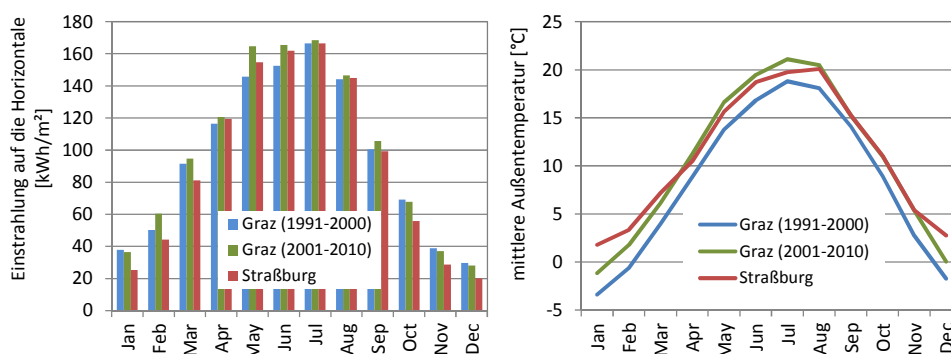


Abbildung 6-13: Links: Monatssummen der Globalstrahlung auf die Horizontale;
Rechts: Monatsmittelwerte der Außenlufttemperatur für drei Klimadatensätze

6.4.2 Ermittlung der Gebäudeheizlast

Die Berechnung der Gebäudeheizlast der drei Gebäudetypen für den Standort Graz erfolgte bei der Normaußentemperatur von -12 °C. Bei der Berechnung wurden keine passiven solaren Gewinne berücksichtigt, wohl aber die im Task44 definierten internen Lasten, welche sich aus den im Gebäude anwesenden Personen und den darin enthaltenen Geräten berechnen lässt. Da mit diesen Wärmebereitstellungssystemen nicht nur der Wärmebedarf für die Raumheizung sondern auch jener für die Warmwasserbereitung abgedeckt werden soll, wurde für die Auslegung der unterschiedlichen Wärmequellen die Gebäudeheizlast um eine Leistung von 0,5 kW erhöht. In Tabelle 6-5 sind die Gebäudeheizlasten der drei betrachteten Gebäudetypen dargestellt.

Tabelle 6-5: Berechnete Heizlasten für die betrachteten Gebäudetypen

	SFH 15	SFH 45	SFH 100
Gebäudeheizlast [kW]	2,53	4,86	8,68
3,4 bis maximal 13 kWth [kW]	3,03	5,36	9,18

² Ausgehend von den monatlichen Werten (Monatsmittelwerte der Jahre 2001-2010) wurden mit der Software METEONORM (Meteotest, 2009) stündliche Werte aller Parameter mit Hilfe eines stochastischen Modells berechnet. Die resultierende Zeitreihe entspricht einem "typischen Jahr" am betrachteten Standort

6.4.3 Allgemeiner Systemaufbau mit/ohne Solaranlage

Bei den Wärmebereitstellungssystemen mit Solaranlage wird ein Pufferspeicher mit einem Volumen von 1 m^3 verwendet. Die Einbindung der Solaranlage erfolgt über einen externen Plattenwärmetauscher. Details über die Einbindung des Kollektors und der Wärmequelle (WP oder Kessel) an den Pufferspeicher werden in der Abbildung 6-14 dargestellt.

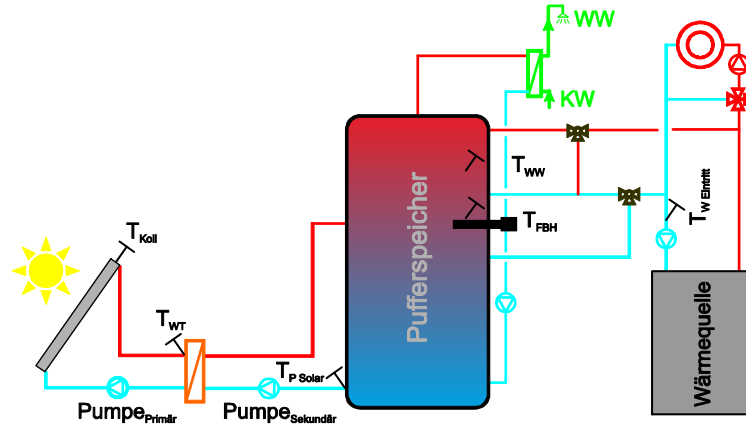


Abbildung 6-14: Referenzsystem mit Solar

In Abbildung 6-14 ist das Referenzsystem für eine Kombianlage dargestellt. Ein Pufferspeicher dient als zentrale Komponente, der durch die thermische Solaranlage oder durch eine der zu vergleichenden Wärmequellen (Luft-WP, Erdreich-WP, Pelletkessel oder Gaskessel) beladen werden kann. Die Beladung des Pufferspeichers durch die Solaranlage erfolgt durch einen externen Plattenwärmetauscher, wobei die Vorlaufleitung des Speicherladekreises auf einer relativen Speicherhöhe von 0,65 am Speicher angeschlossen ist. Die Solaranlage (selektiv beschichteter abgedeckter Flachkollektor) wurde so dimensioniert, dass für das Gebäude SFH45 ein solarer Deckungsgrad (SD siehe Kap.6.2) von 30 % erreicht wird. Für SFH15 und SFH100 wurde jeweils von der gleichen Kollektorfläche wie für SFH45 ausgegangen.

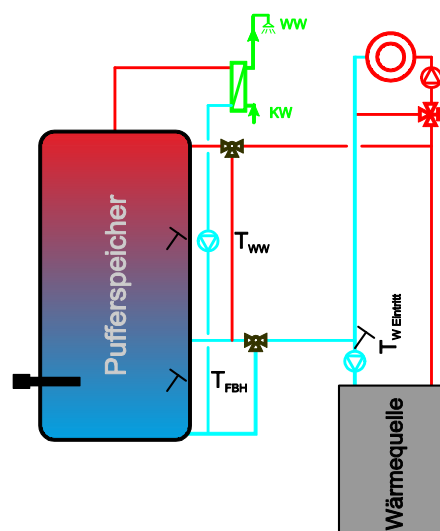


Abbildung 6-15: Referenzsystem ohne Solar

In Abbildung 6-15 ist das Referenzsystem für eine Anlage ohne Solar-Unterstützung dargestellt. Auch hier ist ein Pufferspeicher installiert. Dieser ist jedoch kleiner dimensioniert, da das Speichervolumen für die Solaranlage wegfällt. Der Pufferspeicher wird nur durch die zu vergleichenden Wärmequellen (Luft WP & E-Patrone, Erdreich WP, Pelletkessel oder Gaskessel) beladen.

Im Folgenden werden die Parameter der Solaranlage sowie deren Regelung beschrieben.

Kollektorfeld:

Nettokollektorfläche A_{Koll} :	14 m ²
Ausrichtung:	Süd
Neigung:	45°

Parameter thermischer Sonnenkollektor (selektiv beschichtet und abgedeckt):

Wirkungsgrad/Konversionsfaktor η_0 :	0.8
Wärmedurchgangskoeffizient α_1 :	3.5 W/m ² K
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient α_2 :	0.015 W/m ² K ²
Winkelkorrekturfaktor $K_{(50^\circ)}$:	0.9
Wärmekapazität Kollektor $c_{p_{\text{Koll}}}$:	7000 J/m ² K

Regelung thermische Solaranlage:

Die Regelung der Solarpumpen wird über Regler des Typs Type 2b in TRNSYS abgebildet.

(Fühlerposition siehe Abbildung 6-14)

Pumpe _{Primär} ein:	$T_{\text{Koll}} \geq T_{\text{P Solar}} + 7 \text{ K}$
Pumpe _{Primär} aus:	$T_{\text{Koll}} \leq T_{\text{P Solar}} + 3 \text{ K}$
Pumpe _{Sekundär} ein:	$T_{\text{WT}} \geq T_{\text{P Solar}} + 7 \text{ K}$
Pumpe _{Sekundär} aus:	$T_{\text{WT}} \leq T_{\text{P Solar}} + 3 \text{ K}$

Regelung Nachheizung Wärmequelle

Nachheizung Warmwasservolumen:

Für die Regelung der Nachheizung des Warmwasservolumens wird die Temperatur T_{WW} verwendet. Der Temperaturfühler T_{WW} ist bei den Systemen mit Solarunterstützung auf halber Höhe des Warmwasserbereitschaftsvolumens im Pufferspeicher (relative Höhe von 0,85 im Speicher) und ohne Solarunterstützung im Pufferspeicher auf einer relativen Höhe von 0,63 angeordnet.

Warmwasser Beladung ein:	$T_{\text{WW}} \leq 54 \text{ °C}$
Warmwasser Beladung aus:	$T_{\text{WW}} \geq 57 \text{ °C}$

Nachheizung Fußbodenheizungs-volumen:

Für die Regelung der Nachheizung des Heizungs-volumens werden die Temperaturen T_{FBH} , $T_{\text{W Eintritt}}$ und T_{HZK} verwendet. T_{HZK} entspricht der erforderlichen Vorlauftemperatur entsprechend der Heizkurve, welche abhängig von der Außenlufttemperatur variiert. Der Temperaturfühler T_{FBH} ist in der Mitte des Heizungs-bereitschaftsvolumens im Pufferspeicher eingebaut (relative Höhe 0,644 mit Solaranlage, relative Höhe 0,154 ohne Solaranlage).

Heizung Beladung ein:	$T_{\text{FBH}} \leq T_{\text{HZK}} - 3 \text{ K}$
Heizung Beladung aus:	$T_{\text{W Eintritt}} \geq T_{\text{HZK}}$

Regelung Nachheizung E - Patrone

Bei dem Luft-Wärmepumpensystem ist zusätzlich eine elektrische Nachheizung im mittleren Bereich des Heizungs-volumens installiert. Diese ist erforderlich, da die Luft-WP für eine Außenlufttemperatur von 2 °C ausgelegt wurde (siehe Abschnitt 6.4.5.1). Mit sinkender Verdampfungstemperatur sinkt auch die Leistung der WP. Um den Wärmebedarf trotzdem abdecken zu können, ist bei den Luft-WP-Systemen zusätzlich eine elektrische Nachheizung installiert. Der Temperaturfühler für die Regelung der elektrischen Nachheizung ist auf der gleichen Höhe wie die E Patrone installiert. Die Regelung der Nachheizung erfolgt durch den Temperaturfühler $T_{\text{EAUX}} = T_{\text{FBH}}$.

Elektrische Nachheizung ein: $T_{EAUX} \leq T_{HZK} - 5 \text{ K}$

Elektrische Nachheizung aus: $T_{EAUX} \geq T_{HZK} - 3 \text{ K}$

6.4.4 Speicherdimensionierung und Anschlusshöhen

Zur Generierung des optimalen Speichervolumens und der Anschlusshöhen wurden Variantenrechnungen durchgeführt. In Tabelle 6-6 ist das Speichervolumen für Systeme mit / ohne Solaranlage dargestellt. Zusätzlich sind das Warmwasservolumen und das Heizungsvolumen, definiert durch die Anschlusshöhen der Rohrleitungen, dargestellt.

Tabelle 6-6: Speichervolumen

	Volumen [m³]	Warmwasservolumen [m³]	Heizungsvolumen [m³]
mit Solar	1	0,2	0,225
ohne Solar	0,3	0,191	0,084

In Tabelle 6-7 sind die relativen Höhen (Positionen) der Speicheranschlüsse und der Temperaturfühler angegeben. In Abbildung 6-16 sind die Speicheranschlusshöhen und Fühlerpositionen im Hydraulikschema eingezeichnet.

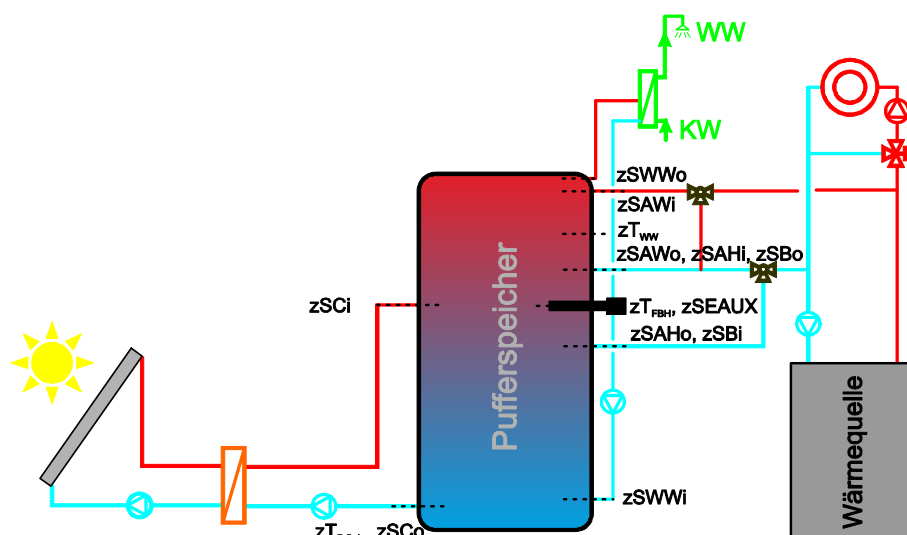


Abbildung 6-16: Speicher-Anschlusshöhen und Fühlerpositionen

zT_{WW} :	Position des Temperaturfühlers T_{WW}
zT_{FBH} :	Position des Temperaturfühlers T_{FBH}
$zT_{P \text{ Solar}}$:	Position des Temperaturfühlers $T_{P \text{ Solar}}$
$zSCI$:	Position des Speicheranschlusses Kollektor Einlass
$zSCo$:	Position des Speicheranschlusses Kollektor Auslass
$zSAWi$:	Position des Speicheranschlusses Warmwasser Einlass (Wärmequelle)
$zSAWo$:	Position des Speicheranschlusses Warmwasser Auslass (Wärmequelle)
$zSAHi$:	Position des Speicheranschlusses Heizung Einlass (Wärmequelle)
$zSAHo$:	Position des Speicheranschlusses Heizung Auslass (Wärmequelle)
$zSBI$:	Position des Speicheranschlusses Heizung Einlass (Wärmesenke)
$zSBo$:	Position des Speicheranschlusses Heizung Auslass (Wärmesenke)
$zSWWi$:	Position des Speicheranschlusses Warmwasser Einlass (Wärmesenke)
$zSWWo$:	Position des Speicheranschlusses Warmwasser Auslass (Wärmesenke)
$zSEAUx$:	Position der E-Pratze (inkl. Fühler)

Tabelle 6-7: relative Höhen Speicheranschlüsse und Temperaturfühler

	zT _{WW}	zT _{FBH}	zT _{P Solar}	zSCi	zSCo	zSAWi	zSAWo	zSAHi	zSAHo	zSBi	zSBo	zS _{WWo}	zS _{WWi}	zSEAUx
mit Solar	0.850	0.644	0.05	0.65	0.05	0.95	0.75	0.75	0.55	0.55	0.75	0.98	0.02	0.644
ohne Solar	0.632	0.154				0.95	0.30	0.30	0.02	0.02	0.30	0.98	0.02	0.154

6.4.5 Systemvarianten ohne Solaranlage und Parallelbetrieb mit Solaranlage

6.4.5.1 Luft WP

In Abbildung 6-17 ist die Einbindung einer Luftwärmepumpe für zwei unterschiedliche Varianten dargestellt. Beim Schema in der linken Abbildung kann die vom Kondensator abgegebene Wärme der Luft WP in den Pufferspeicher, aber auch zusätzlich direkt in das Wärmeabgabesystem, geliefert werden. Beim System rechts in der Abbildung wird die Wärme der Luft-WP nur zur Beladung des Pufferspeichers (Warmwasser- und Heizungsvolumen) verwendet. Das Wärmeabgabesystem wird nur aus dem Pufferspeicher versorgt. In den Simulationen wurden die beiden Möglichkeiten der Einbindung der unterschiedlichen Wärmequellen abgebildet, um zu sehen, welchen Einfluss die unterschiedlichen Einbindungsmöglichkeiten der Wärmequellen auf die Systemeffizienz haben.

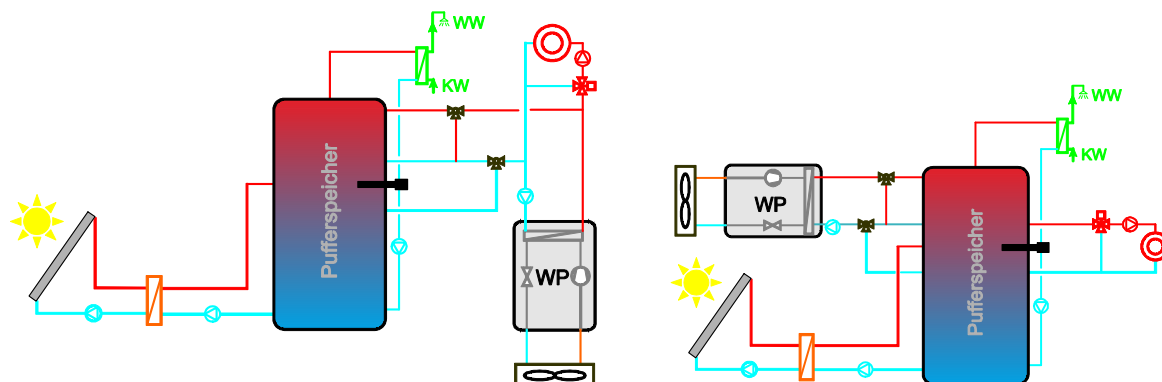


Abbildung 6-17: Links: Solaranlage, Luft WP direkt; Rechts: Solaranlage, Luft WP indirekt

Abbildung 6-18 zeigt das Wärmebereitstellungssystem ohne Solaranlage. Als Wärmequellen sind nur eine Luft WP und die elektrische Nachheizung installiert. Das Pufferspeichervolumen wurde aufgrund des Wegfallens des Solarvolumens von 1 m³ auf 0,3 m³ verkleinert. Dadurch können auch die Speicherverluste reduziert werden.

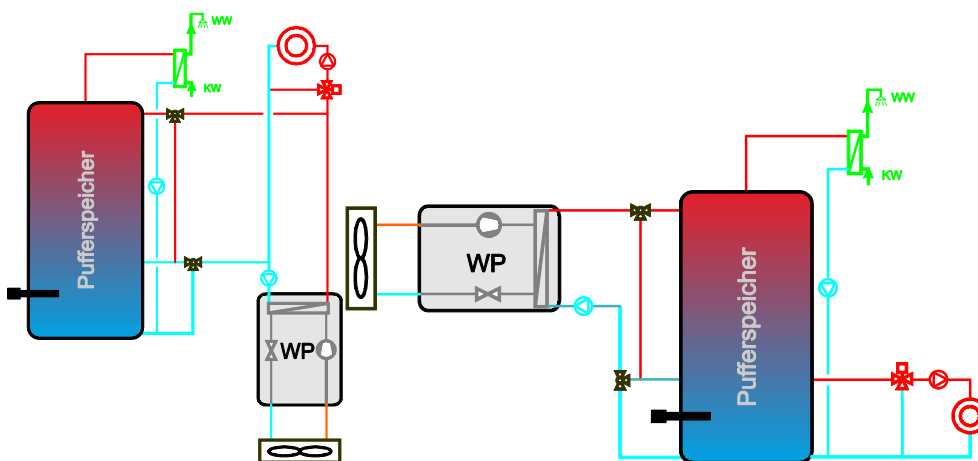


Abbildung 6-18: Links: Luft WP direkt; Rechts: Luft WP indirekt

Für die Berechnung der Wärmepumpensysteme wurde eine Wärmepumpe mit dem Kältemittel R407C angenommen. Dabei wurde die Luft-WP so ausgelegt, dass die berechnete Heizleistung (je nach Gebäudetyp, siehe Tabelle 6-7) bei einer Außenlufttemperatur von 2 °C und einer Heizwasserseitigen Austrittstemperatur von 35 °C erreicht wird. In diesem Auslegungsbetriebspunkt besitzt die Wärmepumpe eine Leistungszahl COP (Coefficient of Performance, nur Stromaufnahme Kompressor berücksichtigt) von 3,99. Da mit sinkender Verdampfungstemperatur die Leistung der WP sinkt, ist bei den Luft-WP-Systemen zusätzlich eine elektrische Nachheizung installiert, damit der Wärmebedarf abgedeckt werden kann (Bivalentes System). Die Regelung der elektrischen Nachheizung wurde bereits im Abschnitt 6.4.3 beschrieben. Diese wurde so dimensioniert, dass die Leistung der E-Patrone der erforderlichen Heizlast inkl. der Warmwasserbereitung entspricht.

Tabelle 6-8: Auslegung E-Patrone

	SFH 15	SFH 45	SFH 100
Heizlast inkl. Warmwasserbereitung [kW]	3,03	5,36	9,18
Leistung E-Patrone [kW]	3,03	5,36	9,18

6.4.5.2 Erdreich-Wärmepumpe

In Abbildung 6-19 ist ein Solar-Sole-WP-Kombisystem dargestellt. Als Wärmequelle dient ein Erdreich-Flachkollektor. Die Auslegung des Erdreichkollektors erfolgte nach der VDI 4690 (Tabelle 6-9). Der Flachkollektor ist in einer Tiefe von 1,5 m verlegt. Es wurden die gleichen Varianten wie bei dem Luft-WP-System berücksichtigt, d.h. mit bzw. ohne Solaranlage und direkte bzw. indirekte Heizungseinbindung. Exemplarisch ist in Abbildung 6-19 ein Solar Sole WP Kombisystem mit direkter Heizungseinbindung dargestellt.

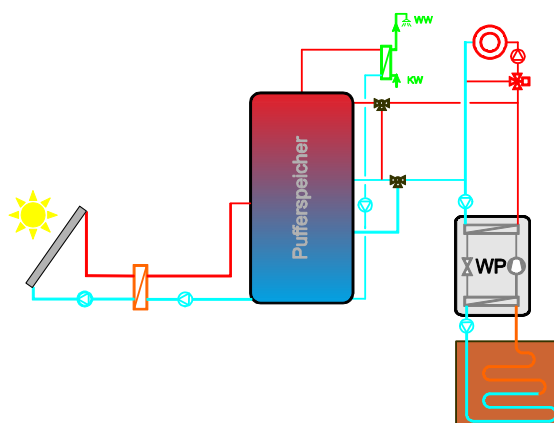


Abbildung 6-19: Anlagenschema Erdreich-WP

Tabelle 6-9: Dimensionierung Erdreichkollektor

	SFH 15	SFH 45	SFH 100
spezifische Entzugsleistung (VDI4640) [W/m²]	20	20	20
Erdreichkollektor [m²]	115	200	345

Bei der Sole WP wurde das gleiche Kältemittel R407C wie bei der Luft WP gewählt. Die Sole WP wurde so ausgelegt, sodass die unter Tabelle 6-5 berechnete Heizleistung (je nach Gebäudetyp) bei einer Soleeintrittstemperatur in den Verdampfer der Wärmepumpe von 0 °C und einer Kondensatoraustrittstemperatur von 35 °C erreicht wird. In diesem Auslegungsbetriebspunkt besitzt die Wärmepumpe einen COP von 4,25 (nur Stromaufnahme Kompressor berücksichtigt). Ein Verlauf der unberührten Erdreichtemperatur in 1,5 m Tiefe für ein Jahr ist in Abbildung 6-20 dargestellt. In beiden Abbildungen sind zusätzlich die Sole-Vorlauf- und Rücklauftemperaturen des Erdreichkollektors dargestellt (links bei einem Wärmebereitstellungssystem mit Solaranlage, rechts ohne Solaranlage). Um zu Beginn des auszuwertenden Simulationsjahres realistische Erdreichtemperaturen zu erhalten, werden 2 Jahre vorsimuliert, um das Erdreich entsprechend „vorzukonditionieren“.

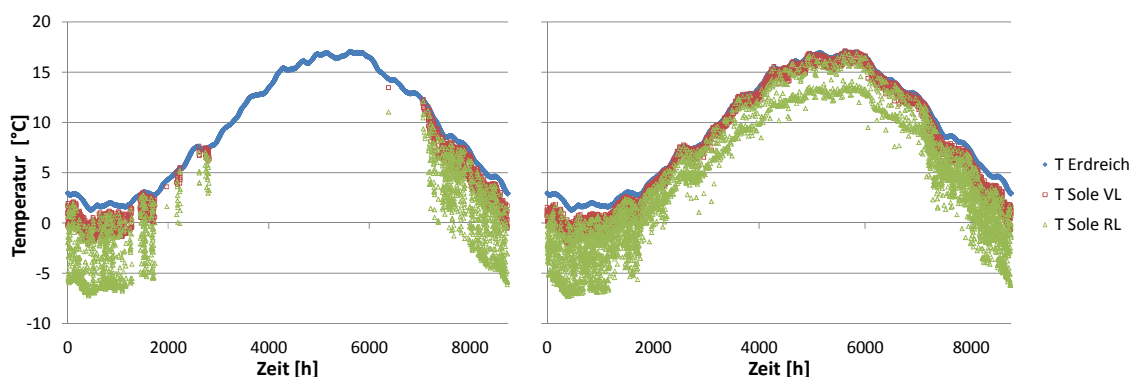


Abbildung 6-20: Erdreich- Sole VL -, Sole RL Temperatur; links: mit, rechts: ohne Solaranlage

6.4.5.3 Pelletkessel

In diesem Kapitel wird die Einbindung eines Holz-Pelletkessels in das Wärmebereitstellungssystem beschrieben. In Abbildung 6-21 ist links eine direkte und rechts eine indirekte Einbindung dargestellt. Im Vergleich zu den WP Systemen (Luft und Erdreich) gibt es im Pufferspeicher bei dieser Variante nur ein Nachheizvolumen welches auf den Temperaturfühler T_{ww} geregelt wird. Eine Unterteilung des Nachheizvolumens in einen Warmwasser- und einen Heizungsteil bei der Beladung ist hier nicht notwendig, da der Pelletkessel ohnehin mit Vorlauftemperaturen weit über der für die Heizung erforderlichen betrieben wird. Die Regelung für die Nachheizung des Warmwasserbereiches wurde bereits unter 6.4.3 erklärt.

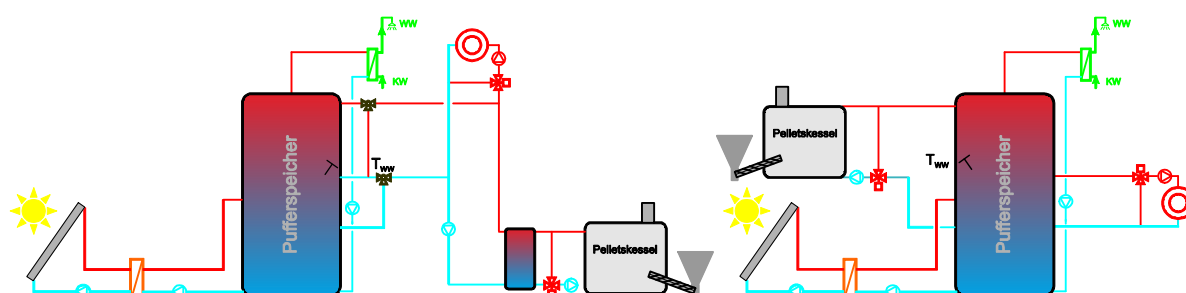


Abbildung 6-21: Links: Pelletkessel, direkte Einbindung; Rechts: Pelletkessel, indirekte Einbindung

Zusätzlich muss bei der direkten Einbindung des Pelletkessels in das Wärmeabgabesystem eine hydraulische Weiche eingebaut werden. Der Kessel verfügt hier über eine Rücklaufanhebung, die sicherstellt, dass die Rücklauftemperatur zum Kessel nicht unter 55 °C sinkt. Die hydraulische Weiche gewährleistet, dass der Speicherlade-, der Heizungs- und der Rücklaufanhebungs-Kreis hydraulisch entkoppelt sind. Dies ist bei der indirekten Einbindung (Abbildung 6-21 rechts) nicht erforderlich, da die hydraulische Entkopplung durch den Pufferspeicher sichergestellt ist. Die hydraulische Weiche wurde im Simulationstool TRNSYS als verlustfreier Speicher mit einem Volumen von zwei Litern berücksichtigt.

Bei der Dimensionierung des Pelletkessels wurde ein stufenlos modulierender Kessel mit einer maximalen Leistung von 10 kW gewählt, die minimale Kesselleistung beträgt 3 kW. Diese Auslegung wurde für alle drei Gebäudetypen verwendet.

Regelung Pelletkessel:

Kesselsolltemperatur im Warmwasser- und Heizungsbetrieb: 65 °C

Minimale Kesseleintrittstemperatur: 55 °C

Kessel einschalten: $T_{ww} \leq 54 \text{ °C}$

Kessel abschalten: Kesseltemperatur > Kesselsolltemperatur + 10 K

6.4.5.4 Gaskessel

Die Einbindung des Gaskessels erfolgt gleich wie bei den Wärmepumpensystemen, wie in Abbildung 6-22 dargestellt. Es wird angenommen, dass der Gaskessel als Gasbrennwertgerät ausgeführt ist.

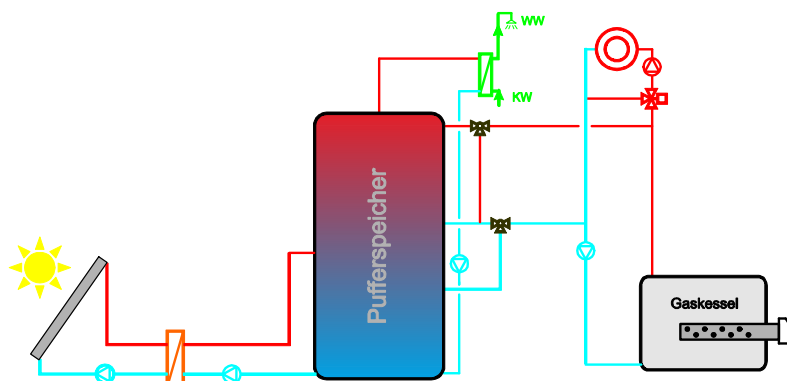


Abbildung 6-22: Hydraulikschema Gaskessel bei direkter Einbindung

Hinsichtlich der Dimensionierung wurde - wie beim Pelletkessel - ein modulierender Kessel mit einer maximalen Leistung von 10 kW angenommen, die minimale Kesselleistung beträgt 3 kW. Diese Auslegung wurde für alle drei Gebäudetypen verwendet.

Regelung Gaskessel:

Kesselsolltemperatur im Warmwasserbetrieb:	55 °C
Kesselsolltemperatur im Heizbetrieb:	Heizkurvenvorlauftemperatur
Kessel einschalten:	$T_{ww} \leq 54 \text{ °C}$
Kessel abschalten:	Kesseltemperatur > Kesselsolltemperatur + 10 K

6.4.6 Alternative Konzepte zur Koppelung von Solaranlage und Wärmepumpe

Bei den alternativen Konzepten wurden neue innovative Systemansätze untersucht, bei denen Solarenergie nicht nur direkt zur Beladung des Pufferspeichers sondern zusätzlich als Wärmequelle für die Wärmepumpe verwendet werden kann. In den folgenden Unterkapiteln werden 4 Systemkonfigurationen für eine direkte Koppelung der thermischen Solaranlage mit einem Wärmepumpensystem gezeigt. Auch bei diesen Systemen wurde ein Pufferspeicher mit einem Volumen von 1 m³ verwendet. Die Auslegung der Luft WP und der Sole WP wurden wie im Kap. 6.4.5.1 und 6.4.5.2 beschrieben gewählt. Die Regelung der Anlagen erfolgt grundsätzlich gleich wie in den bisher beschriebenen Systemen (siehe Kap. 6.4.3), davon abweichende und ergänzende Regelungsstrategien werden im Folgenden erläutert. Die Anlagenkonfigurationen wurden ebenfalls für alle drei Gebäudetypen SFH15, 45 und 100 betrachtet.

6.4.6.1 System 1: Unabgedeckter Kollektor als Wärmequelle für die Wärmepumpe

Der Unterschied zu konventionellen parallelen Systemen besteht darin, dass die thermische Solaranlage auch als Wärmequelle für die Wärmepumpe verwendet wird. Bei System 1 werden selektiv beschichtete, unabgedeckte Kollektoren verwendet. Diese können in Verbindung mit einer Wärmepumpe wie ein Außenluftwärmetauscher arbeiten, also der Außenluft Wärme entziehen, wenn keine oder nur wenig Solarstrahlung zur Verfügung steht. Die Kollektoren sind über einen Sole-Kreislauf mit dem Verdampfer der Wärmepumpe verbunden. Wird an der Absorber-Oberfläche die Taupunkt-Temperatur der umgebenden Außenluft unterschritten, wird nicht nur sensible sondern auch latente Wärme an das Wärmeträgermedium übertragen.

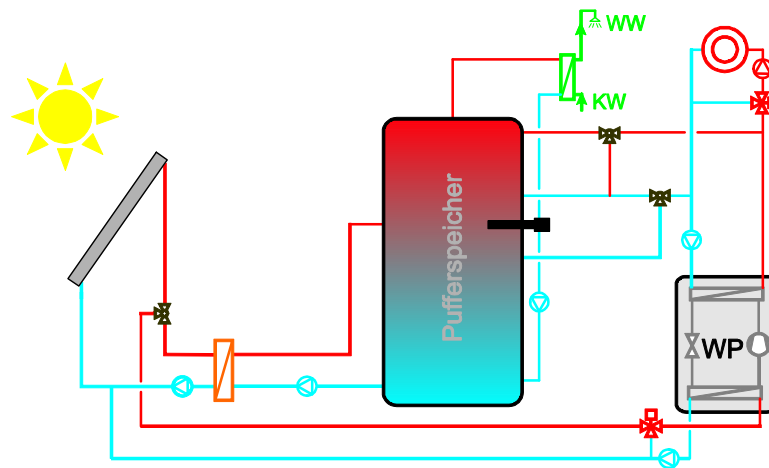


Abbildung 6-23: unabgedeckter Kollektor als Wärmequelle für die WP

In Abbildung 6-23 ist ein Hydraulikschema für System 1 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass für die Wärmepumpe nur die Kollektoren als Wärmequelle zur Verfügung stehen. Durch die Solaranlage kann auch direkt der Pufferspeicher beladen werden (Regelung wie in 6.4.3 beschrieben), Vorrang hat allerdings immer die Verwendung der Kollektoren als Wärmequelle für die Wärmepumpe. Im Solekreislauf vor dem Verdampfer der Wärmepumpe ist ein Mischventil eingebaut, welches eine Überschreitung der maximalen Vorlauftemperatur zum Verdampfer (18 °C, Einsatzgrenzen Kompressor) verhindern soll. Die Leistung der WP wurde für 3 unterschiedliche Gebäudetypen für den Betriebspunkt B0/W35 ausgelegt (Kap. 6.4.2). Mit sinkender Verdampfungstemperatur sinkt auch die Leistung der Wärmepumpe. Kann der Wärmebedarf nicht mehr abgedeckt werden, wird zusätzlich Wärme mit einer E-Patrone in den Speicher bereitgestellt (Kap. 6.4.5.1).

Das Simulationsmodell, dass zur Simulation der unabgedeckten Kollektoren verwendet wurde (Bertram et al., 2010), berücksichtigt zusätzliche Wärmegewinne durch Kondensation an der Oberfläche. Effekte wie ein ev. temporärer Selektivitätsverlust der Beschichtung bei Kondensation (Philippen et al., 2011) sowie ein mögliches Vereisen der Kollektorfläche werden aber nicht berücksichtigt.

Kollektorfeld:

Nettokollektorfläche A_{Koll} :	wurde variiert
Ausrichtung:	Süd
Neigung:	45°

Parameter thermischer Sonnenkollektor (selektiv beschichtet und unabgedeckt):

Wirkungsgrad/Konversionsfaktor η_0 :	0.954
Wärmedurchgangskoeffizient α_1 :	9 W/m ² K
Windabhängigkeit von α_1 : $u_{\text{konv}} = ((0.123 \cdot T_{\text{Absorbenttemperatur}} - T_{\text{Luft}}) + 2.7)^3 + (2.83 \cdot v_{\text{Wind}} \cdot 0.5 + 4.3)^3)^{1/3}$	
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient α_2 :	0 W/m ² K ²
Winkelkorrekturfaktor $K_{(50^\circ)}$:	0.9
Wärmekapazität Kollektor $c_{p_{\text{Koll}}}$:	19000 J/m ² K

6.4.6.2 System 2: Unabgedeckter Kollektor mit Eisspeichereinbindung als Wärmequelle für die Wärmepumpe

Das System 2 unterscheidet sich zu System 1 nur dadurch, dass zusätzlich ein Eisspeicher als Wärmequelle für die Wärmepumpe vorhanden ist. Als thermische Kollektoren wurden wie bei System 1 unabgedeckte, selektiv beschichtete Kollektoren verwendet.

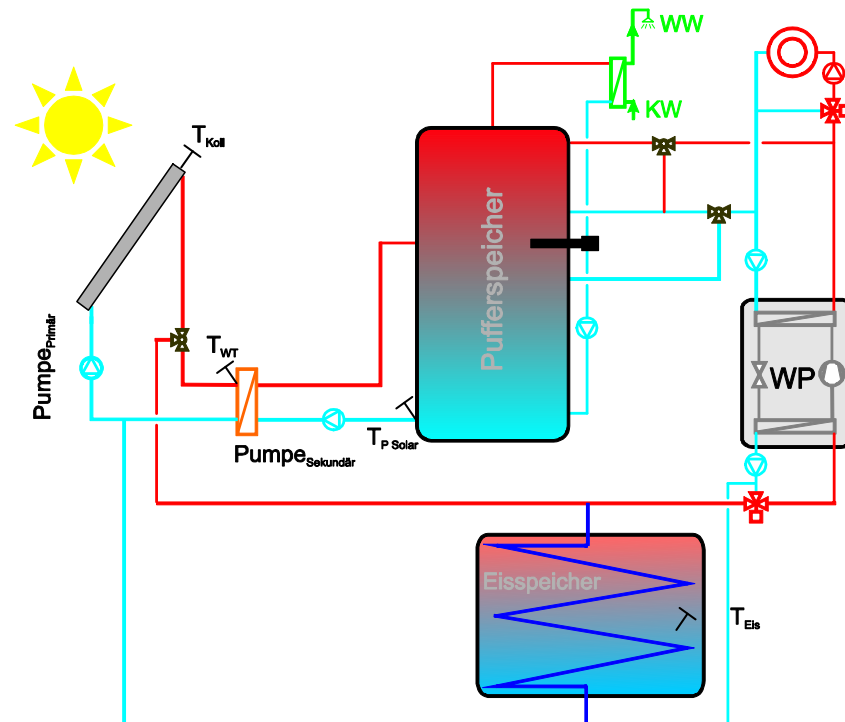


Abbildung 6-24: unabgedeckter Kollektor mit Eisspeichereinbindung als Wärmequelle für die WP

Die Regelung der thermischen Solaranlage wurde so realisiert, dass die Pufferspeicher-Beladung gleich erfolgt wie in Kap.6.4.3. Die Regelung der Eisspeicher-Beladung erfolgt wie unten beschrieben über die Kollektortemperatur und die Temperatur im Eisspeicher.

Es ist bei diesem System möglich, dass durch die thermische Solaranlage der Pufferspeicher beladen wird und gleichzeitig die Wärmepumpe in Betrieb ist. Dies ist bei System 1 nicht möglich, da nur der Kollektor als Wärmequelle für die Wärmepumpe verwendet wird. Erfolgt eine Beladung des Eisspeichers und soll gleichzeitig die Wärmepumpe laufen, bedeutet dies, dass am Kollektor eine höhere Temperatur als im Eisspeicher verfügbar ist. In diesem Betriebszustand wird die Wärme der Solaranlage nicht zur Beladung des Eisspeichers sondern direkt zur Versorgung des Verdampfers der Wärmepumpe verwendet.

Regelung Solaranlage:

Die Regelung für die Beladung des Pufferspeichers wurde bereits unter 6.4.3 beschrieben.

Beladung Eisspeicher:

Pumpe_{Primär} ein: $T_{Koll} \geq T_{EIS} + 7 \text{ KUND } T_{Koll} \leq T_{P \text{ Solar}}$

Pumpe_{Primär} aus: $(T_{Koll} \leq T_{EIS} + 3 \text{ K}) \text{ ODER } T_{Koll} \geq T_{P \text{ Solar}}$

6.4.6.3 System 3: Luft WP mit Luftvorwärmung durch die Solaranlage

System 3 ist grundsätzlich gleich aufgebaut wie die in Abschnitt 6.4.3 beschriebenen parallelen Systeme. Zusätzlich ist aber die Nutzung von Solarwärme zur Vorwärmung der dem Verdampfer zugeführten Außenluft möglich. Wie in Abbildung 6-25 dargestellt, erfolgt dies über einen Luftwärmetauscher, der dem eigentlichen Verdampfer luftseitig vorgeschaltet und an den Solekreis der Solaranlage angeschlossen ist. Damit soll bei niedriger Einstrahlung eine Vorwärmung der Außenluft und somit eine Effizienzsteigerung durch eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur ermöglicht werden. Die Regelung erfolgt über die Kollektortemperatur, wobei die Solaranlage im Vorrang den Pufferspeicher beladen soll (Regelung der Pufferbeladung siehe Kapitel 6.4.3).

Die Solaranlage besteht, wie bei den parallelen Systemen, aus 14 m² selektiv beschichteten, abgedeckten Flachkollektoren (Kap. 6.4.3). Auch die sonstigen Parameter und die Regelungsstrategien wurden gleich angenommen wie bei den parallelen Systemen.

Die Regelung der Verdampfer-Einbindung des Solarkreises erfolgt folgendermaßen:

Pumpe_{SolarWP} EIN: $T_{\text{Koll}} \geq T_{\text{Außenluft}} + 5 \text{ K}$

Pumpe_{SolarWP} AUS: $T_{\text{Koll}} \geq T_{\text{Außenluft}} + 3 \text{ K}$

Der Betrieb der Verdampfer-Einbindung erfolgt also nur dann, wenn die Kollektortemperatur höher als die Außenluft-Temperatur ist, eine direkte Beladung des Pufferspeichers aber nicht möglich ist.

In einer Variante von System 3 wurde auch die Auswirkung der Verwendung eines drehzahlgeregelten Kompressors für die Wärmepumpe angenommen. Im Heizungsbetrieb wird dabei über einen PI-Regler die Kompressor-Drehzahl so geregelt, dass sich eine wasserseitige Kondensator-Austrittstemperatur ergibt, die der zum jeweiligen Zeitpunkt erforderlichen Heizkreis-Vorlauftemperatur (Heizkurve) entspricht. Die niedrigste mögliche Drehzahl wurde mit 30 % der maximalen Drehzahl angenommen. Bei der Beladung des Warmwasservolumens im Speicher wird jeweils die maximale Drehzahl des Kompressors verwendet.

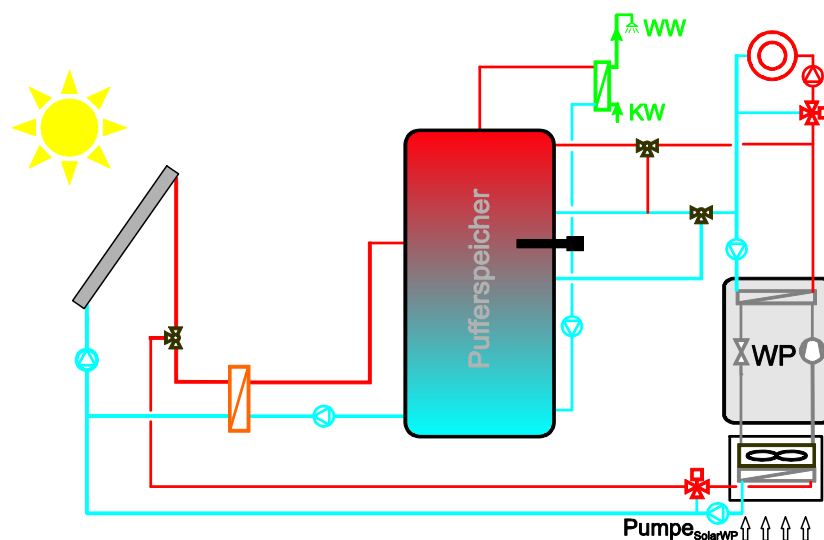


Abbildung 6-25: Luft WP mit solarer Luftvorwärmung

Da zum Zeitpunkt der Durchführung der Arbeiten keine Leistungsdaten eines Drehzahl-regelbaren Kompressors zur Verfügung standen, wurde das gleiche Kompressor-Leistungskennfeld (Abhängigkeit des effektiven isentropen $\eta_{\text{is,eff}}$ und des volumetrischen Wirkungsgrads η_{vol} von der Verdampfungs- und der Kondensationstemperatur) verwendet, wie bei allen anderen Varianten, in denen von einem Kompressor mit fixer Drehzahl ausgegangen wird. Das bedeutet, dass eventuelle Auswirkungen der variablen Drehzahl auf $\eta_{\text{is,eff}}$ und η_{vol} nicht berücksichtigt werden. Diese Annahme hat eine auf die Drehzahlregelung tendenziell begünstigende Auswirkung, da die Kompressoreffizienz typischerweise

sinkt, wenn von der Nenn-Drehzahl abgewichen wird. Der Wirkungsgrad des Inverters zur Drehzahlregelung wurde mit 95 % angenommen.

6.4.6.4 System 4: Luft WP mit Einbindung der Solaranlage über einen zweiten Verdampfer

System 4 unterscheidet sich von System 3 dadurch, dass der Solekreis der Solaranlage direkt über einen Plattenwärmetauscher in den Kältemittelkreislauf der Wärmepumpe eingebunden ist. Der Kreislauf entspricht also dem in Kapitel 5 (Labortestanlage) beschriebenen System, d.h. der Außenluftverdampfer und der Verdampfer des Solarkreises sind in Serie geschaltet (siehe Abbildung 6-26). Der solare Wärmeeintrag bei niedriger Einstrahlung soll dabei eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur und damit eine Leistungssteigerung bewirken. Die Regelung der Aktivierung des verdampferseitigen Wärmeeintrags der Solaranlage erfolgt wie bei System 3.

Auch bei System 4 wurde eine Variante mit einem drehzahlgeregelten Kompressor untersucht.

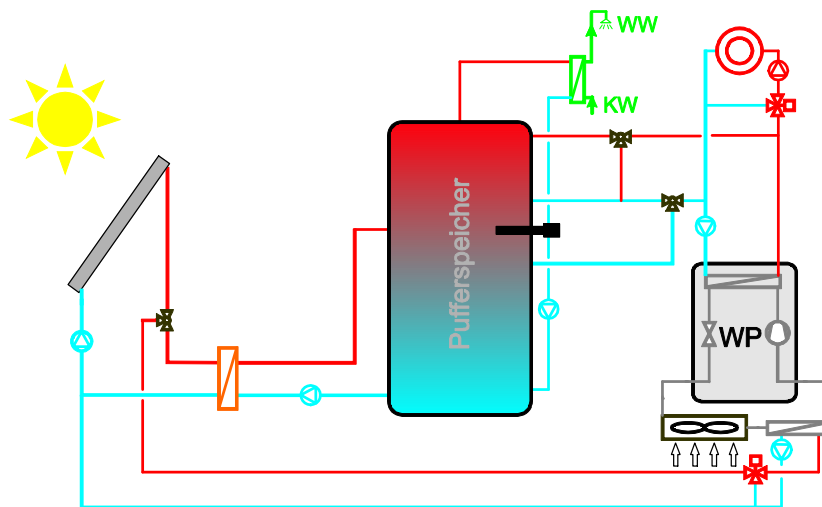


Abbildung 6-26: Luft-WP mit Einbindung der Solaranlage über einen zusätzlichen Verdampfer

6.4.7 Simulationsergebnisse

In diesem Kapitel sind die Simulationsergebnisse der verschiedenen betrachteten Systeme tabellarisch und grafisch zusammengefasst.

6.4.7.1 Systemvarianten ohne Solaranlage und Parallelbetrieb mit Solaranlage

Aus Tabelle 6-10 ist ersichtlich, dass bei WP-Systemen durch Einbindung einer thermischen Solaranlage, der SPF_{Sys} deutlich erhöht werden kann. Gleiches gilt für Systeme mit Pelletkessel sowie jene mit Gaskessel.

Bei dem Luft-WP-System wird für das SFH45 Gebäude durch die Einbindung einer thermischen Solaranlage (14 m²) der SPF_{sys} von 2,55 auf 3,66 erhöht, das entspricht ca. 43 %. Der Gesamtstromverbrauch wird um ca. 30 % gesenkt. In Zahlen ausgedrückt bedeutet dies, dass bei dem Luft WP System für das SFH45 Gebäude durch die Einbindung der Solaranlage der Stromverbrauch von 3327 kWh/a auf 2321 kWh/a reduziert werden kann. Der SPF_{WP} hingegen wird durch die Einbindung der Solaranlage etwas schlechter. Beim Luft-WP-System sinkt beispielsweise der SPF_{WP} von 3,25 auf 3,02 (SFH45 Gebäude). Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, dass die Solaranlage der Wärmepumpe tendenziell günstige Betriebsbedingungen (hohe Lufttemperaturen bei hoher Einstrahlung) wegnimmt. Die wichtigeren Kennzahlen in diesem Zusammenhang sind jedoch der SPF_{sys} bzw. der Gesamt-Stromverbrauch, die sich aufgrund der Einbindung der Solaranlage verbessern.

Tabelle 6-10: Systemvergleich direkte Heizungseinbindung

Annahmen			Ergebnisse							
Klima		Graz	System	SPF _{Sys}	SPF _{WP}	SD	W _{el,tot}	W _{el,E-Patrone}	Q _{Brennstoff}	η _{NK}
Konfiguration		direkte Einbindung								
Gebäude SFH 15	HWB Gebäude 16 kWh/(m²a) Q _{Heizung} + Q _{WW} 4355 kWh/a	A _{koll} / V _{Speicher} 14m² / 1m³	Luft WP & Solar	3.68	2.55	45.0	1183	166	-	-
			Erdreich WP & Solar	4.96	3.18	45.7	878	-	-	-
			Pelletkessel & Solar	-	-	39.2	245	-	3410	77.7
			Gaskessel & Solar	-	-	44.7	177	-	2486	96.9
		A _{koll} / V _{Speicher} 0m² / 0,3m³	Luft WP	2.16	2.97	-	2008	165	-	-
			Erdreich WP	2.68	3.45	-	1626	-	-	-
			Pelletkessel	-	-	-	396	-	7258	77.2
			Gaskessel	-	-	-	118	-	5723	95.5
Gebäude SFH 45	HWB Gebäude 46 kWh/(m²a) Q _{Heizung} + Q _{WW} 8515 kWh/a	A _{koll} / V _{Speicher} 14m² / 1m³	Luft WP & Solar	3.66	3.02	31.0	2321	242	-	-
			Erdreich WP & Solar	4.87	3.70	30.8	1750	-	-	-
			Pelletkessel & Solar	-	-	23.4	314	-	8061	81.0
			Gaskessel & Solar	-	-	30.3	207	-	6005	98.9
		A _{koll} / V _{Speicher} 0m² / 0,3m³	Luft WP	2.55	3.25	-	3327	274	-	-
			Erdreich WP	3.26	3.82	-	2613	-	-	-
			Pelletkessel	-	-	-	618	-	12177	80.9
			Gaskessel	-	-	-	155	-	9867	98.1
Gebäude SFH 100	HWB Gebäude 99 kWh/(m²a) Q _{Heizung} + Q _{WW} 15870 kWh/a	A _{koll} / V _{Speicher} 14m² / 1m³	Luft WP & Solar	3.02	2.69	17.3	5257	295	-	-
			Erdreich WP & Solar	3.73	3.22	17.4	4255	-	-	-
			Pelletkessel & Solar	-	-	13.1	473	-	16668	82.8
			Gaskessel & Solar	-	-	16.7	244	-	13347	99.1
		A _{koll} / V _{Speicher} 0m² / 0,3m³	Luft WP	2.38	2.81	-	6672	610	-	-
			Erdreich WP	2.94	3.27	-	5398	-	-	-
			Pelletkessel	-	-	-	930	-	21026	83.1
			Gaskessel	-	-	-	241	-	17543	98.6

In Abbildung 6-27 sind grafisch die Jahreswärmebilanzen auf der Wärmeinput- und auf der Wärmeverbrauchsseite dargestellt. Auf der Seite des Wärmeinput sind die unterschiedlichen Wärmequellen (thermische Solaranlage, WP, Pelletkessel, Gaskessel u. E-Patrone) und auf der Seite des Wärmeverbrauchs die Wärmesenken (Warmwasser, Heizung, Rohrleitungsverluste und Speicher-verluste) dargestellt. Für das SFH45 erreicht das Kombisystem mit Pelletkessel ca. einen SD von 23 %, während die anderen Systeme etwas mehr als 30 % erzielen.

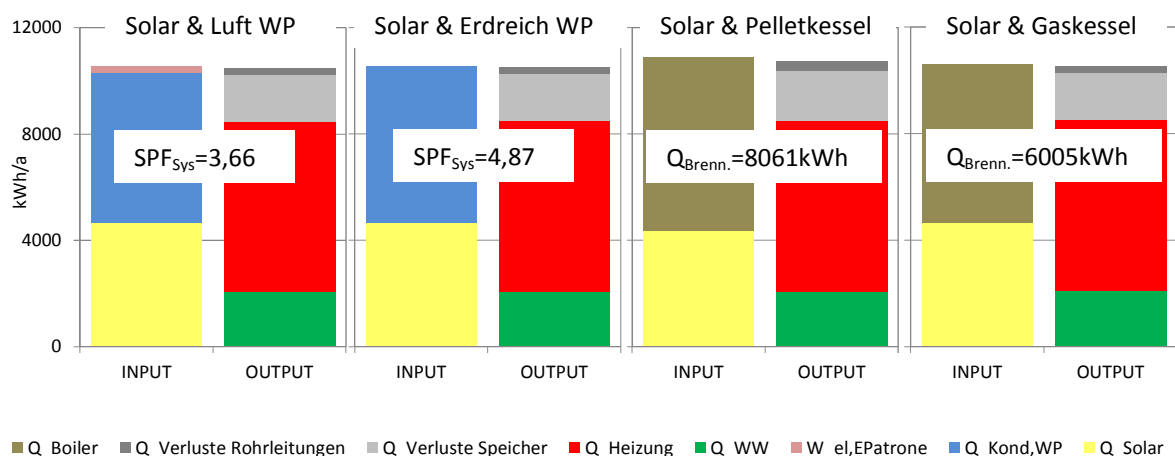


Abbildung 6-27: Systemvergleich Solar Kombisysteme (SFH45)

Dieser niedrigere solare Deckungsgrad beim Pelletkessel-Kombisystem ist dadurch erklärbar, dass das Heizungsvolumen im Pufferspeicher auf das Temperaturniveau des Warmwasservolumens mit durchgeladen wird (keine Unterscheidung in Warmwasser- und Heizungsvolumen bei der Beladung). Durch das höhere mittlere Temperaturniveau des Pufferspeichers sind daraus resultierend auch die Speicherverluste höher als bei den anderen Systemen. Laut der verwendeten Definition des SD werden die Speicherverluste der thermischen Solaranlage zugerechnet, wodurch sich ein reduzierter SD ergibt.

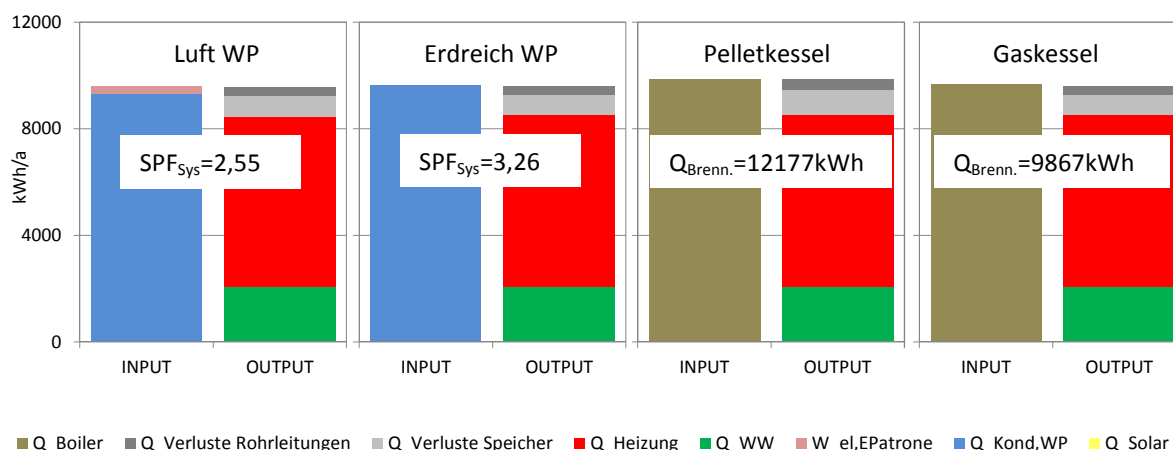


Abbildung 6-28: Systemvergleich ohne Solar (SFH45, direkte Einbindung)

Für die Systeme mit Pellet- und Gaskessel ist zusätzlich der benötigte Brennstoffbedarf berechnet worden. Für das SFH45 Gebäude (Tabelle 6-10) beträgt der Brennstoffverbrauch für das Solar-Pellet-Kombisystem 8061 kWh/a und für das Solar-Gas-Kombisystem 6005 kWh/a. Das Solar-Gas-Kombisystem benötigt weniger Brennstoff als das Solar-Pellet-Kombisystem. Ein Grund dafür ist, dass beim Gaskessel ein Gerät mit Brennwerttechnik angenommen wurde, und daher zusätzlich auch die Rauchgaskondensationswärme genutzt werden kann. Für das Solar-Pellet-Kombisystem ergibt sich für das SFH45 Gebäude ein Kesselnutzungsgrad von ca. 81 %, und für das Solar-Gas-Kombisystem von ca. 98 %.

Die in Tabelle 6-11 dargestellten Simulationsergebnisse unterscheiden sich zu den Simulationsergebnissen in Tabelle 6-10 dadurch, dass hier keine Wärme vom Wärmebereitstellungssystem (WP oder Kessel) direkt in das Wärmeabgabesystem geliefert werden kann. Das Wärmeabgabesystem (Radiator- oder Fußbodenheizung) wird nur aus dem Pufferspeicher versorgt. In Abbildung 6-29 ist der Vergleich der direkten und der indirekten Heizungseinbindung für das SFH45 Gebäude und das Luft-WP-Kombisystem dargestellt.

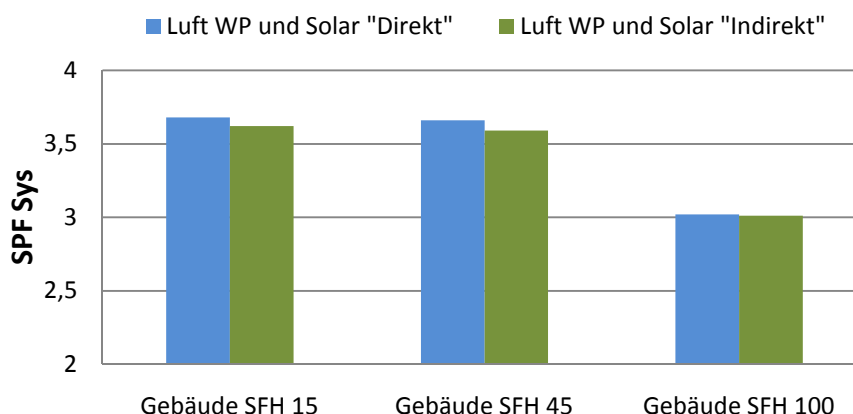


Abbildung 6-29: Vergleich direkte/indirekte Einbindung für das Luft-WP-Kombisystem

Tabelle 6-11: Systemvergleich indirekte Heizungseinbindung

Annahmen			Ergebnisse							
Klima		Graz	System	SPF _{Sys}	SPF _{WP}	SD	W _{el,tot}	W _{el,E-Patrone}	Q _{Brennstoff}	η _{NK}
Konfiguration	indirekte Einbindung									
Gebäude SFH 15	HWB Gebäude 16 kWh/(m²a) Q _{Heizung} + Q _{WW} 4355 kWh/a	A _{koll} / V _{Speicher} 14m² / 1m³	Luft WP & Solar	3.62	2.53	45.2	1202	195	-	-
			Erdreich WP & Solar	4.95	3.17	45.8	879	-	-	-
			Pelletkessel & Solar	-	-	40.8	259	-	3307	78.0
			Gaskessel & Solar	-	-	44.9	177	-	2478	96.9
		A _{koll} / V _{Speicher} 0m² / 0,3m³	Luft WP	2.15	2.97	-	2023	195	-	-
			Erdreich WP	2.67	3.44	-	1628	-	-	-
			Pelletkessel	-	-	-	359	-	7393	77.4
			Gaskessel	-	-	-	117	-	5718	95.5
Gebäude SFH 45	HWB Gebäude 46 kWh/(m²a) Q _{Heizung} + Q _{WW} 8515 kWh/a	A _{koll} / V _{Speicher} 14m² / 1m³	Luft WP & Solar	3.59	2.99	31.1	2367	337	-	-
			Erdreich WP & Solar	4.86	3.69	30.8	1752	-	-	-
			Pelletkessel & Solar	-	-	26.3	355	-	7710	81.4
			Gaskessel & Solar	-	-	30.1	208	-	6020	98.9
		A _{koll} / V _{Speicher} 0m² / 0,3m³	Luft WP	2.54	3.24	-	3340	343	-	-
			Erdreich WP	3.25	3.82	-	2621	-	-	-
			Pelletkessel	-	-	-	518	-	12326	80.8
			Gaskessel	-	-	-	155	-	9866	98.1
Gebäude SFH 100	HWB Gebäude 99 kWh/(m²a) Q _{Heizung} + Q _{WW} 15870 kWh/a	A _{koll} / V _{Speicher} 14m² / 1m³	Luft WP & Solar	3.01	2.66	16.9	5277	215	-	-
			Erdreich WP & Solar	3.67	3.18	17.1	4319	-	-	-
			Pelletkessel & Solar	-	-	15.8	482	-	16091	83.0
			Gaskessel & Solar	-	-	16.7	243	-	13336	99.1
		A _{koll} / V _{Speicher} 0m² / 0,3m³	Luft WP	2.39	2.79	-	6646	456	-	-
			Erdreich WP	2.91	3.24	-	5461	-	-	-
			Pelletkessel	-	-	-	725	-	21177	82.8
			Gaskessel	-	-	-	243	-	17592	98.6

Aus dem Vergleich der direkten und indirekten Einbindung ist ersichtlich, dass die direkte Einbindung effizienter ist als die indirekte Heizungseinbindung. Das kann dadurch begründet werden, dass bei der indirekten die Speicherverluste größer sind als bei der direkten Heizungseinbindung (höhere mittlere Temperaturen im Speicher). Beim SFH45 wird mit der indirekten Heizungseinbindung ein SPF_{Sys} von 3,59 und mit der direkten Heizungseinbindung von 3,66 erreicht, das entspricht einer Einsparung an elektrischer Energie von ca. 2 %

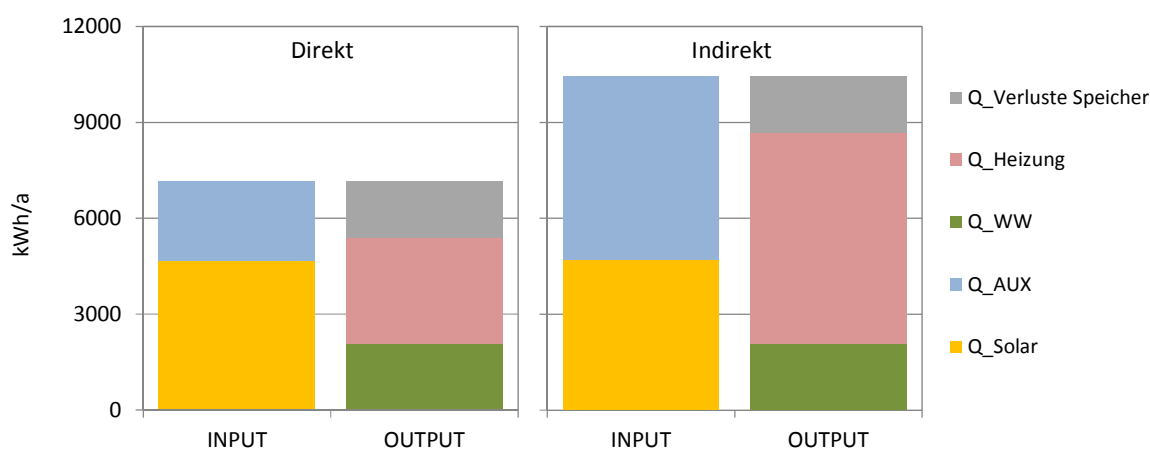


Abbildung 6-30: Pufferspeicherbilanz, Vergleich direkte/indirekte Einbindung (Luft WP, Gebäude SFH45)

In Abbildung 6-30 sind die Pufferspeicher-Wärmebilanzen für das Luft-WP-Kombisystem für das SFH45 Gebäude bei direkter und indirekter Heizungseinbindung dargestellt. Es ist ersichtlich, dass bei der indirekten wesentlich mehr Wärme vom Nachheizsystem (Q_{AUX}) dem Pufferspeicher zugeführt wird als bei der direkten Heizungseinbindung. Hier wird der gesamte Wärmebedarf (Warmwasser und Heizung) über den Pufferspeicher bereitgestellt.

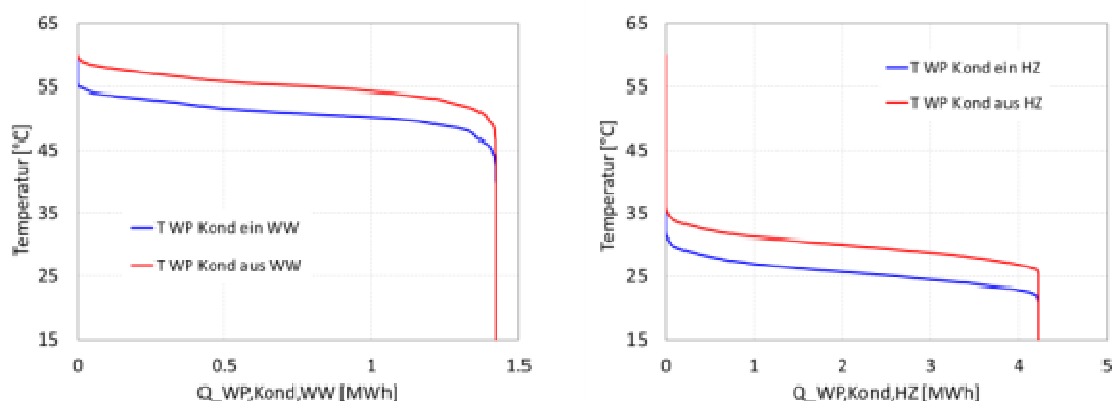


Abbildung 6-31: Summenlinie Kondensator-Ein- und Austrittstemperaturen, Luft WP-Kombisystem SFH45 Gebäude

In Abbildung 6-31 sind Summenlinien der vom Kondensator der WP abgegebenen Wärmemengen im Heiz- und im WW-Betrieb mit den dazugehörigen Kondensator-Eintritts- und Austrittstemperaturen abgebildet. Aus den Summenlinien ist ersichtlich, dass von der WP im Warmwasserbetrieb ca. 1600 kWh/a und im Heizungsbetrieb ca. 4200 kWh/a Wärme bereitgestellt werden. Im Warmwasserbetrieb ist das Temperaturniveau am Kondensatoraustritt wesentlich höher als im Heizungsbetrieb. Im Heizungsbetrieb wird Wärme auf das benötigte Temperaturniveau des Heizungssystems bereitgestellt (28°C – 35°C), wodurch die WP effizienter betrieben werden kann als im WW-Betrieb.

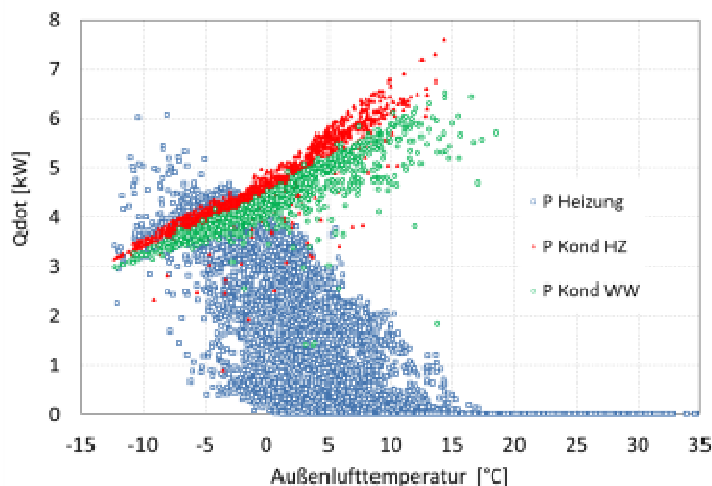


Abbildung 6-32: Kondensatorleistung der WP (Heiz- und WW-Betrieb) sowie Heizleistung Wärmeabgabesystem abhängig von der Außenlufttemperatur, Luft-WP-Kombisystem SFH45 Gebäude

In Abbildung 6-32 sind Stundenmittelwerte für die Kondensatorleistung der WP im Warmwasser- und Heizungsbetrieb und die Leistung des Wärmeabgabesystems über der Außenlufttemperatur dargestellt. Es ist ersichtlich, wie mit sinkender Außenlufttemperatur die Gebäudeheizlast steigt, aber die Leistung der WP aufgrund sinkender Verdampfungstemperaturen sinkt. Bei gleicher Außenlufttemperatur ist ersichtlich, dass aufgrund der höheren Kondensationstemperaturen (größerer

Temperaturhub) im Warmwasserbetrieb die WP Leistung geringer ist als im Heizungsbetrieb. Die Luft WP wurde für den Betriebspunkt A2W35 ausgelegt, weshalb der Wärmebedarf bei niedrigen Außenlufttemperaturen durch die WP nicht zu 100 % abgedeckt werden kann. Für diese Betriebspunkte ist eine E-Patrone für die Abdeckung des Restheizwärmebedarfs installiert.

6.4.7.2 Alternative Konzepte zur Koppelung von Solaranlage und Wärmepumpe

6.4.7.2.1 System 1: Unabgedeckter Kollektor als Wärmequelle für die Wärmepumpe

Als erstes innovatives Solar-WP-Kombisystem soll das Wärmebereitstellungssystem mit unabgedeckten, selektiv beschichteten Kollektoren als Wärmequelle für die Wärmepumpe näher betrachtet werden. Die Simulationen wurden wiederum für das Klima Graz für die drei definierten Gebäudetypen und mit unterschiedlich großen Kollektorflächen durchgeführt.

Tabelle 6-12: Unabgedeckte Kollektoren als Wärmequelle für die Wärmepumpe

Annahmen		Ergebnisse							
Klima	Kollektorfläche	Q_Solar_Puffer	Q_Solar_HP	SPF _{sys}	SPF _{WP}	SD	W _{el,tot}	W _{el,E-Patrone}	
Graz	m ²	kWh	kWh	-	-	%	kWh	kWh	
Gebäude SFH 15	HWB Gebäude 16 kWh/(m ² a) Q _{Heizung} + Q _{WW} 4355 kWh/a	15	2888	2023	3.18	2.91	28.5	1364	235
		20	3153	1959	3.48	2.99	32.7	1245	190
		25	3333	1906	3.67	3.05	35.4	1183	178
		30	3472	1868	3.84	3.09	37.5	1130	158
		35	3585	1824	3.97	3.12	39.3	1093	153
		40	3660	1804	4.05	3.14	40.3	1071	149
		45	3728	1776	4.11	3.16	41.3	1056	153
		50	3785	1752	4.16	3.17	42.1	1043	153
		55	3827	1745	4.23	3.19	42.7	1024	143
		60	3871	1732	4.29	3.19	43.3	1010	135
Gebäude SFH 45	HWB Gebäude 16 kWh/(m ² a) Q _{Heizung} + Q _{WW} 8515 kWh/a	15	3240	4282	2.76	3.03	19.1	3068	872
		20	3599	4343	3.10	3.18	22.2	2729	650
		25	3862	4347	3.35	3.29	24.6	2529	548
		30	4054	4332	3.53	3.37	26.2	2401	485
		35	4209	4334	3.71	3.43	27.6	2282	413
		40	4326	4304	3.80	3.48	28.6	2230	410
		45	4430	4299	3.94	3.53	29.5	2152	365
		50	4519	4268	4.01	3.55	30.3	2115	356
		55	4588	4235	4.05	3.57	30.9	2093	366
		60	4645	4248	4.13	3.60	31.4	2050	333
Gebäude SFH 100	HWB Gebäude 16 kWh/(m ² a) Q _{Heizung} + Q _{WW} 15870 kWh/a	15	3131	8615	2.11	2.66	8.1	7396	1837
		20	3541	8997	2.51	2.70	10.0	6293	1192
		25	3839	9227	2.73	2.75	11.6	5777	763
		30	4088	9313	2.88	2.81	12.9	5482	602
		35	4259	9391	3.00	2.87	13.8	5274	495
		40	4437	9377	3.08	2.91	14.8	5127	460
		45	4545	9416	3.15	2.95	15.4	5010	419
		50	4662	9421	3.22	2.97	16.0	4903	371
		55	4741	9414	3.26	3.00	16.4	4848	377
		60	4818	9434	3.31	3.02	16.8	4773	338

In Tabelle 6-12 sind die Simulationsergebnisse dargestellt. Mit 30 m² Kollektorfläche für das SFH15 Gebäude ergibt sich ein SPF_{Sys} von 3,84, für das SFH45 Gebäude ein SPF_{Sys} von 3,53 und für das SFH100 Gebäude ein SPF_{Sys} von 2,88. Bei Gebäuden mit niedrigem Heizwärmebedarf können also mit relativ moderaten Kollektorflächen gute Systemkennzahlen erreicht werden. Würde die Kollektorfläche für das SFH100 Gebäude auf 60 m² verdoppelt werden, würde noch immer nicht die Systemeffizienz des SFH45 mit halber Kollektorfläche erreicht werden. Dies lässt sich einerseits durch den fast doppelt so hohen Wärmebedarf erklären, andererseits aber auch dadurch, dass beim SFH100 höhere Vorlauftemperaturen für das Wärmeabgabesystem angenommen wurden (vgl. Abschnitt 6.4.1).

In Abbildung 6-33 sind die Monatswärmebilanzen für das SFH45 mit 30 m² Kollektoren dargestellt. Zusätzlich sind für jeden Monat im Jahr der mittlere monatliche SPF_{Sys} und SPF_{WP} sowie der monatliche solare Deckungsgrad angegeben. Es zeigt sich, dass für das SFH45 mit den 30 m² selektiv beschichteten, abgedeckten Kollektoren von Mai bis September der Wärmebedarf fast zu 100 % abgedeckt werden kann. Die E-Patrone ist in den Monaten Jänner, Februar und Dezember in Betrieb. Dies ist auf die Auslegung der Wärmepumpe zurückzuführen, die für die kältesten Tage im Jahr zu klein dimensioniert ist (Auslegung vgl. Abschnitt 6.4.6.1). Insgesamt wird ca. 5,7 % des gesamten Wärmebedarfs von der E-Patrone abgedeckt.

Abbildung 6-34 zeigt Jahressummenlinien der Außenlufttemperatur, und der Verdampfer-Eintritt- und Austrittstemperatur über der dem Verdampfer der WP zugeführten Wärmemenge. Insgesamt werden über die unabgedeckten Kollektoren ca. 4500 kWh zugeführt. Ca. 900 kWh werden bei Sole-Eintrittstemperaturen bereitgestellt, die höher sind als die Außenlufttemperatur. Dies ist dann der Fall, wenn durch die Solarstrahlung auf die Kollektorebene das Temperaturniveau des Solekreislaufes über die Außenlufttemperatur angehoben wird.

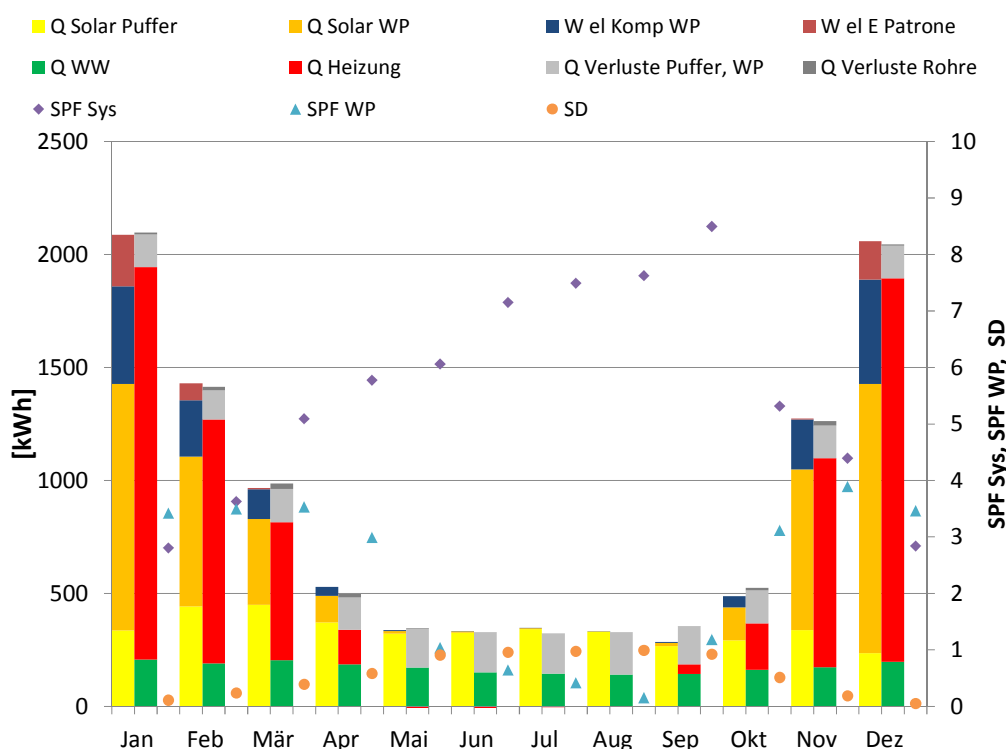


Abbildung 6-33: Wärmebilanz Monatsauswertung, Luft WP -Kombisystem SFH45, 30 m² Kollektorfläche

Wie schon unter 6.4.6.1 erwähnt, werden Effekte wie die Vereisung der Kollektoroberfläche oder ein ev. auftretender Selektivitätsverlust der Absorberbeschichtung durch das verwendete Simulationsmodell nicht berücksichtigt. Zu diesen Punkten wären weiterführenden Untersuchungen bzw. eine Weiterentwicklung des Modells notwendig, um bestimmen zu können, wie sich diese Effekte auf die

Systemeffizienz auswirken. Dies gilt auch für das im nächsten Abschnitt beschriebene System 2 mit unabgedeckten Kollektoren.

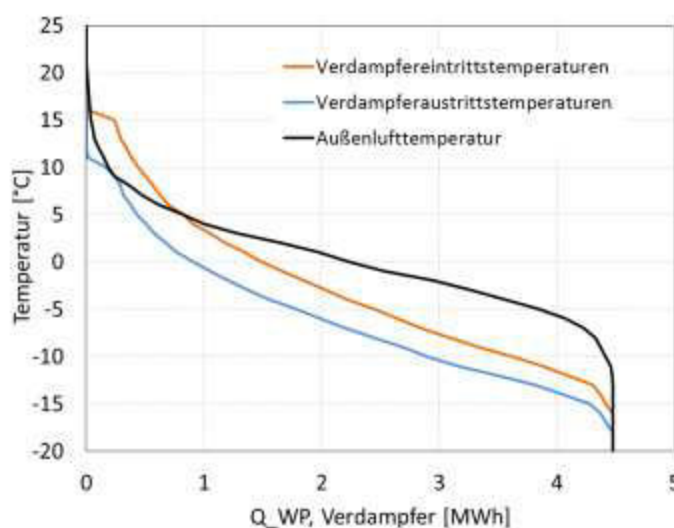


Abbildung 6-34: Jahressummenlinien Verdampfer-Eintritts- und Austritts-Temperaturen, System 1, SFH45, 30 m² Kollektorfläche

6.4.7.2.2 System 2: Unabgedeckter Kollektor inkl. Einbindung eines Eisspeichers als Wärmequelle für die Wärmepumpe

In Tabelle 6-13 sind die Simulationsergebnisse für System 2 zusammengefasst. Mit 30 m² Kollektorfläche und 0,6 m³ Eisspeichervolumen für das SFH15 Gebäude ergibt sich ein SPF_{Sys} von 3,85, für SFH45 3,56 und für SFH100 2,63. Der Vergleich zu System 1 zeigt, dass bei gleicher Kollektorfläche durch die zusätzliche Einbindung des Eisspeichers die Systemeffizienz nur geringfügig erhöht werden kann.

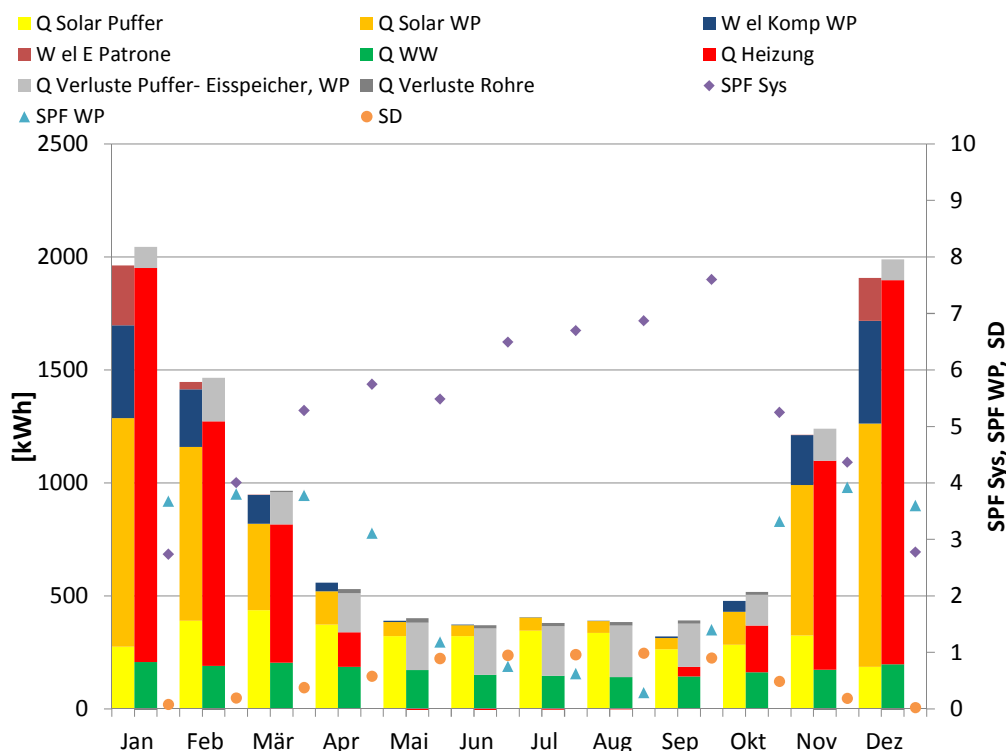


Abbildung 6-35: Wärmebilanz Monatsauswertung, System 2, SFH45 Gebäude, 30 m² Kollektorfläche, 0,6 m³ Eisspeicher

Abbildung 6-35 zeigt die Monatswärmebilanzen für das SFH45 mit 30 m² Kollektoren und 0,6 m³ Eisspeicher, sowie mittlere monatliche SPF_{sys} und SPF_{WP} und die monatlichen solaren Deckungsgrade. Es zeigt sich, dass von Mai bis September der Wärmebedarf fast zu 100 % abgedeckt werden kann. Die Monatsbilanzen zeigen, dass der Eisspeicher auch in den Sommermonaten beladen wurde, die Wärmepumpe war aber von Mai bis September nicht in Betrieb.

Abbildung 6-36 zeigt Jahressummenlinien der Außenlufttemperatur, und der Verdampfer-Eintritts- und Austrittstemperatur über der dem Verdampfer der WP zugeführten Wärmemenge. Insgesamt werden über die unabgedeckten Kollektoren und den Eisspeicher ca. 4800 kWh zugeführt. Aus der Verlauf der Jahressummenlinie der Verdampfer-Eintrittstemperatur ist der Phasenübergang im Eisspeicher ersichtlich. Zwischen 1,5 MWh und 3 MWh sinkt die Verdampfer-Eintrittstemperatur aufgrund des Phasenwechsels nur geringfügig. Ein Vergleich der Abbildung 6-34 mit Abbildung 6-36 zeigt, dass durch die Einbindung des Eisspeichers die Verdampfer-Eintrittstemperaturen im Mittel deutlich erhöht werden. Dadurch ist die Effizienz der WP (SPF_{WP}) höher als ohne Eisspeicher-einbindung. Die Systemeffizienz SPF_{sys} steigt aber nur in relativ geringem Ausmaß, was darauf zurückzuführen ist, dass etwas weniger Solarwärme direkt in den Pufferspeicher eingebracht wird.

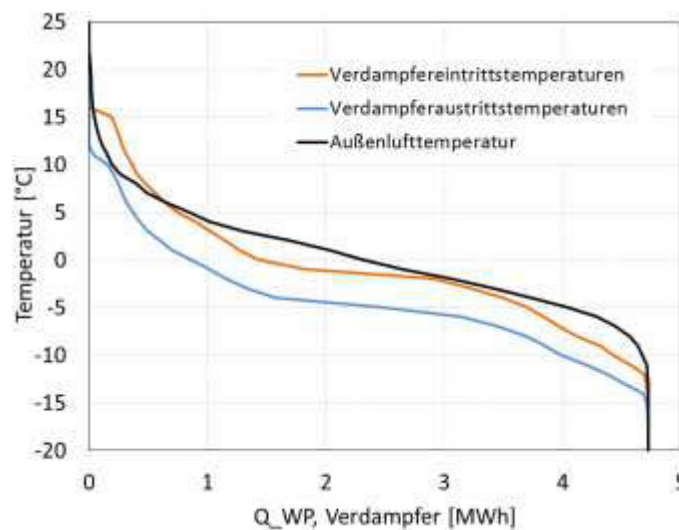


Abbildung 6-36: Jahressummenlinien Verdampfer-Eintritts- und Austritts-Temperaturen, System 2, SFH45, 30 m² Kollektorfläche, 0,6 m³ Eisspeicher)

Abbildung 6-37 einen Vergleich des SPF_{sys} für Systeme mit unterschiedlichen Kollektorflächen und Eisspeichervolumen. Es zeigt sich, dass im Vergleich zu den Systemen ohne Eisspeicher (System 1) bei gleicher Kollektorfläche bessere SPF_{sys} erreicht werden können. Die Effizienzsteigerung ist abhängig vom Volumen des Eisspeichers und der Kollektorfläche.

Wie in der Abbildung gezeigt, wird beim SFH45 mit ca. 15 m² unabgedeckten Kollektoren der gleiche SPF_{sys} erreicht werden wie beim reinen Luft-WP-System. Um die gleiche Effizienz wie beim Luft-WP-System mit 14 m² Flachkollektoren (parallel) zu erreichen, wären ca. 35 m² an unabgedeckten Kollektoren notwendig.

Tabelle 6-13: Unabgedeckte Kollektoren und Eisspeicher als Wärmequelle für die Wärmepumpe

Annahmen				Ergebnisse							
Klima	Konfiguration	Kollektorfläche	Eisspeichervolumen	Q_Solar_Puffer	Q_Solar_Eisspeicher	SPF _{sys}	SPF _{WP}	SD	W _{el,tot}	W _{el,E-Patrone}	
	direkte Einbindung	m²	m³	kWh	kWh	-	-	%	kWh	kWh	
Graz	Gebäude SFH 15	HWB Gebäude 16 kWh/(m²a) Q _{Heizung} + Q _{WW} 4355 kWh/a	10	0.3	2272	2103	2.74	3.02	16.8	1572	332
			20	0.3	3088	1942	3.41	3.10	31.0	1262	215
			30	0.3	3447	1853	3.74	3.13	37.0	1151	194
			40	0.3	3649	1818	3.98	3.17	40.2	1083	175
			10	0.6	2169	2339	2.81	3.15	14.6	1533	296
			20	0.6	3057	2128	3.52	3.22	30.3	1225	198
			30	0.6	3430	2037	3.85	3.24	36.6	1119	180
			40	0.6	3628	1992	4.07	3.26	39.9	1058	167
			10	0.9	2164	2408	2.86	3.18	14.4	1509	277
			20	0.9	3044	2235	3.58	3.27	30.0	1203	181
			30	0.9	3446	2155	3.98	3.29	36.7	1081	147
			40	0.9	3631	2138	4.23	3.33	39.8	1020	135
			10	1.2	2147	2460	2.88	3.21	14.1	1495	262
			20	1.2	3036	2329	3.64	3.30	29.8	1184	164
			30	1.2	3430	2268	4.07	3.34	36.4	1059	129
			40	1.2	3639	2234	4.31	3.36	39.9	1000	119
			10	1.5	2132	2513	2.90	3.24	13.7	1484	253
			20	1.5	3029	2392	3.72	3.34	29.7	1158	140
			30	1.5	3430	2357	4.15	3.37	36.4	1038	108
			40	1.5	3646	2315	4.40	3.40	40.0	980	102
	Gebäude SFH 45	HWB Gebäude 46 kWh/(m²a) Q _{Heizung} + Q _{WW} 8515 kWh/a	10	0.3	2147	4227	2.33	3.14	7.7	3517	1218
			20	0.3	3407	4082	2.95	3.29	19.8	2837	823
			30	0.3	3954	4101	3.38	3.39	24.9	2475	576
			40	0.3	4254	4091	3.63	3.46	27.7	2301	481
			10	0.6	2052	4539	2.41	3.28	6.5	3412	1153
			20	0.6	3200	4568	3.08	3.47	17.4	2726	725
			30	0.6	3861	4468	3.56	3.55	23.8	2361	492
			40	0.6	4203	4370	3.80	3.59	27.2	2209	427
			10	0.9	2019	4657	2.45	3.32	6.1	3373	1122
			20	0.9	3115	4804	3.15	3.54	16.4	2666	658
			30	0.9	3810	4638	3.59	3.61	23.2	2343	489
			40	0.9	4189	4536	3.88	3.65	27.0	2163	394
			10	1.2	2018	4711	2.48	3.35	6.0	3343	1100
			20	1.2	3126	4831	3.18	3.56	16.5	2641	647
			30	1.2	3791	4760	3.63	3.66	22.9	2317	478
			40	1.2	4168	4662	3.89	3.70	26.6	2163	411
			10	1.5	1996	4790	2.52	3.37	5.8	3309	1066
			20	1.5	3074	5003	3.24	3.61	15.9	2595	597
			30	1.5	3778	4844	3.66	3.68	22.8	2301	466
			40	1.5	4158	4803	4.01	3.74	26.5	2099	347
	Gebäude SFH 100	HWB Gebäude 99 kWh/(m²a) Q _{Heizung} + Q _{WW} 15870 kWh/a	20	0.3	3136	7970	2.19	2.83	8.0	6736	2092
			30	0.3	3789	8234	2.52	2.85	11.2	6184	1518
			40	0.3	4197	8408	2.72	2.89	13.4	5760	1161
			50	0.3	4450	8486	2.85	2.93	14.8	5515	992
			20	0.6	2812	8820	2.32	2.96	5.8	6496	1851
			30	0.6	3547	8972	2.63	3.00	9.7	5957	1419
			40	0.6	4031	8954	2.83	3.02	12.5	5554	1074
			50	0.6	4352	8944	2.96	3.04	14.3	5308	894
			20	0.9	2702	9117	2.37	3.01	5.2	6402	1774
			30	0.9	3431	9235	2.66	3.05	9.1	5899	1400
			40	0.9	3934	9293	2.89	3.09	11.9	5456	1034
			50	0.9	4282	9239	3.03	3.11	13.9	5208	870
			20	1.2	2637	9291	2.40	3.05	4.7	6380	1789
			30	1.2	3387	9455	2.72	3.09	8.8	5776	1273
			40	1.2	3879	9467	2.92	3.13	11.6	5398	1015
			50	1.2	4260	9407	3.06	3.14	13.7	5157	849
			20	1.5	2687	9322	2.42	3.05	5.0	6351	1768
			30	1.5	3404	9560	2.75	3.10	8.9	5715	1214
			40	1.5	3874	9564	2.93	3.15	11.5	5370	1011
			50	1.5	4221	9584	3.09	3.17	13.5	5106	812

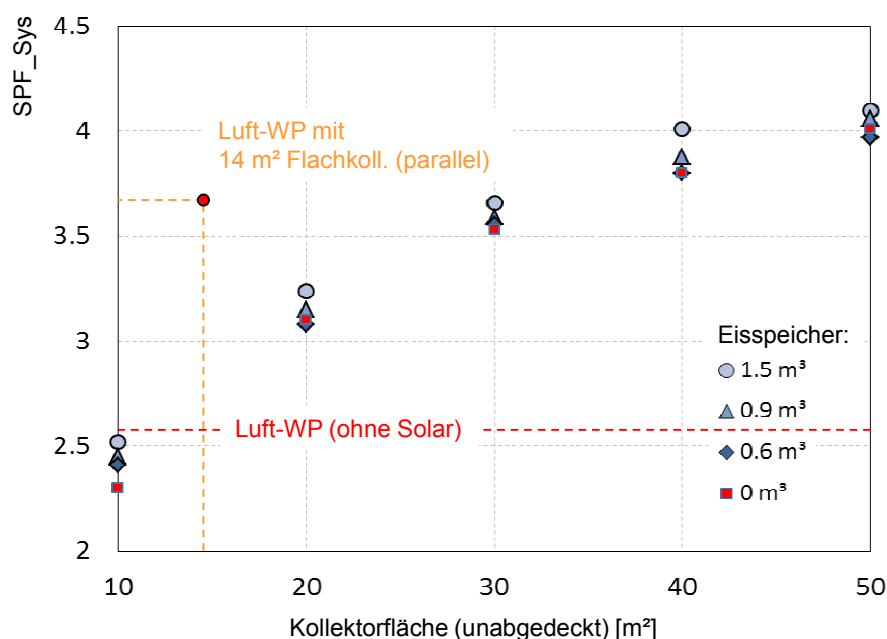


Abbildung 6-37: SPF_{sys} abhängig von Kollektorfläche und Eisspeicher-Volumen (SFH45)

6.4.7.2.3 Potentialabschätzung zur verdampferseitigen Nutzung von Solarwärme bei Luft-WP

Bei den Systemen 3 und 4 kann wahlweise Solarwärme am Verdampfer der Wärmepumpe verwendet werden. Anders als bei System 1 und 2, bei denen unabgedeckte Kollektoren als einzige Wärmequelle zur Verfügung stehen, ist hier ein Außenluft-Wärmetauscher als Verdampfer vorhanden. Durch Solarwärme kann die Außenluft vorgewärmt (System 3) oder diese direkt einem kältemittelseitig dem Außenluft-Wärmetauscher nachgeschalteten Plattenwärmetauscher zugeführt werden (System 4). Bezüglich der regelungstechnischen Umsetzung stellt sich hier die Frage, wann bzw. unter welchen Betriebsbedingungen die verdampferseitige Nutzung von Solarwärme zusätzlich zur Außenluft-Wärmequelle aktiviert werden soll (indirekter Betrieb), und wann Solarwärme eher direkt zur Beladung des Pufferspeichers verwendet werden soll (direkter Betrieb).

Eine ausführliche mathematische Analyse zu dieser Fragestellung wurde von Haller und Frank (2011) durchgeführt. In jener Arbeit wird gezeigt, dass es ein Limit für die solare Einstrahlung gibt, ab dem eine indirekte Betriebsweise Effizienzvorteile gegenüber einem direkten Betrieb hat. Dieses Limit hängt von den Leistungs- bzw. Effizienzdaten der Wärmepumpe und des Kollektors sowie von den jeweiligen Betriebsbedingungen ab, vor allem von den Wärmesenken-Temperaturen. Für ein Luft-WP-System mit abgedeckten Kollektoren wird ein Strahlungs-Limit zwischen 100 und max. ca. 400 W/m² abhängig von den Betriebsbedingungen angegeben.

Um diese Art von Regelungs-Kriterium zu verwenden, müsste im System ein Strahlungssensor installiert werden. In der vorliegenden Arbeit wurden zur Regelung des Systems vorerst nur Temperaturen bzw. Temperaturdifferenzen verwendet (siehe Kapitel 6.4.6.3 und 6.4.6.4). Ein Vergleich zu einer entsprechenden Variante mit Strahlungs-Limit wurde aber durchgeführt.

Bevor die Ergebnisse der Simulationen zu diesen Varianten präsentiert werden, wird an dieser Stelle noch eine Abschätzung des Potentials des indirekten Kollektor-Betriebs durchgeführt. In Abbildung 6-38 sind für den verwendeten Grazer Klimadatensatz die Strahlungssummen auf eine 45° geneigte, nach Süden ausgerichtete Fläche, die bei unterschiedlichen Strahlungsleistungen auftreten, dargestellt. Es zeigt sich, dass unterhalb von 300 W/m² insgesamt nur ca. 250 kWh/(m²a) an Strahlungswärme anfällt.

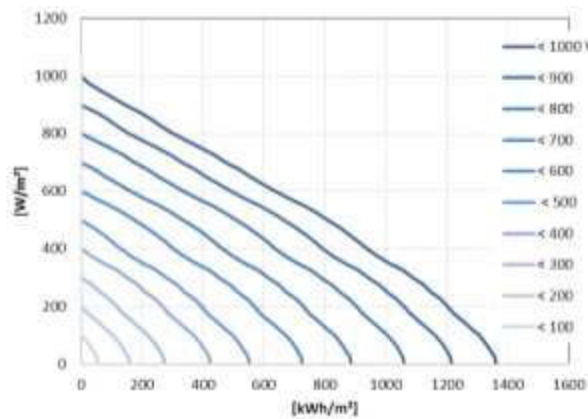


Abbildung 6-38: Strahlungs-Summenlinien bei unterschiedlichen Strahlungsleistungen auf eine 45° geneigte Fläche für den in den Simulationen verwendeten Grazer Klimadatensatz

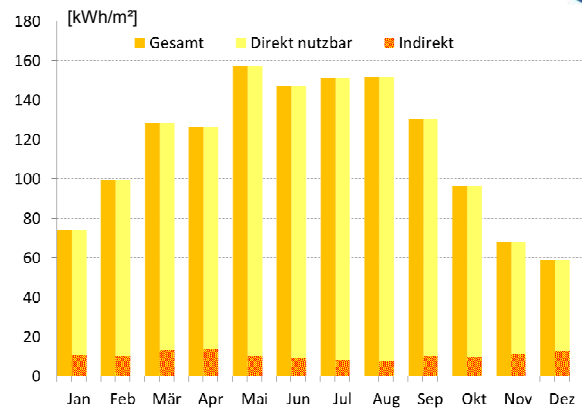


Abbildung 6-39: Potential für direkten und indirekten Kollektorbetrieb in den einzelnen Monaten für den verwendeten Grazer Klimadatensatz

Ausgehend vom gleichen Klimadatensatz wurde nun abgeschätzt, welcher Anteil der Strahlungswärme für den indirekten Betrieb nutzbar wäre. Dazu wurde von folgenden stark vereinfachten Annahmen ausgegangen:

- Kollektor-Effizienzdaten wie unter 6.4.3 beschrieben
- Kollektor-Ausrichtung Süd, Neigung 45°
- Kollektoreintrittstemperatur konstant 30 °C (unendliche Wärmesenke)
- Low-Flow-Betrieb mit 15 kg/(m²h)
- Direkte Nutzung wird angenommen, wenn eine Temperaturdifferenz zwischen Kollektor-Aus- und -Eintritt von $\Delta T > 4 \text{ K}$ ($T_{\text{Koll,out}} > 34 \text{ °C}$) erreicht wird
- Indirekte Nutzung, wenn die direkte Nutzung nicht möglich ist

Die Ergebnisse für die einzelnen Monate sind in Abbildung 6-39 dargestellt. Es zeigt sich, dass das gesamte Potential für den indirekten Betrieb bei ca. 9 % der gesamten Strahlungswärme liegt. Unter Annahme, dass in den Monaten Mai bis September aufgrund der hohen solaren Erträge die Wärmepumpe kaum in Betrieb ist, verringert sich das Potential auf ca. 6 %. Das entspricht 81 kWh/(m²a) bzw. bei der angenommenen Kollektorfläche von 14 m² einem Potential von 1100 kWh/a. Zu bedenken ist, dass dieser Wert nur der theoretisch nutzbaren Strahlungswärme bei indirekter Betriebsweise entspricht. Es ist noch nicht berücksichtigt, dass am Kollektor optische und thermische Verluste auftreten, und dass die Wärmepumpe nicht ständig in Betrieb ist. Dieser Wert soll lediglich als Vergleichsgröße zu den Ergebnissen der detaillierten Simulationen, die in den nächsten beiden Abschnitten beschrieben werden, dienen.

6.4.7.2.4 System 3: Luft-WP mit Luftvorwärmung durch die Solaranlage

Die Ergebnisse der Simulationen für System 3 sind in Tabelle 6-14 zusammengefasst. Es wurden pro Gebäudetyp drei Varianten betrachtet, wobei jeweils noch eine Variante mit und ohne drehzahlgeregeltem Kompressor unterschieden wurde, wodurch sich jeweils sechs Varianten ergeben:

- Luft-WP ohne Luftvorwärmung (entspricht dem bereits in 6.4.7.1 beschriebenen Parallel-System)
- Luftvorwärmung mit Regelung über Temperaturdifferenzen (wie in 6.4.6.3 beschrieben)
- Luftvorwärmung mit Regelung über Strahlung nach Haller und Frank (2011)

Die Ergebnisse der Vergleichs-Varianten mit reinem Parallelbetrieb sind in der Tabelle jeweils rot markiert. In den Spalten für SPF_{sys} und den elektr. Energiebedarf $W_{\text{el,tot}}$ sind jeweils der Wert sowie in Klammern die Veränderung gegenüber der Vergleichsvariante angegeben.

Tabelle 6-14: Simulationsergebnisse für System 3: Luft-WP mit Luftvorwärmung durch die Solaranlage

Annahmen			Ergebnisse							
Konfiguration direkte Einbindung		Drehzahl- regelung	Luftvorwärmung / Regelung	Q _{Solar, Puffer} kWh	Q _{Solar, HP} kWh	SPF _{sys} -	SPF _{WP} -	SD %	W _{el, tot} kWh	W _{el, E-Patrone} kWh
Gebäude SFH 15 HWB Gebäude 16 kWh/m²a Q _{Heizung} + Q _{WW} 4355 kWh/a	V _{Speicher} 1m³, A _{Koll} 14m²	nein	nein	4108	-	3.78	2.58	46.0	1147	163
		nein	ja / ΔT-Regelung	4063	214	3.85 (+1.9%)	2.66	45.1	1125 (-1.9%)	148
		nein	ja / Strahlungs-Limit	4087	152	3.85 (+1.9%)	2.64	45.6	1126 (-1.8%)	153
		ja	nein	4107	-	3.66 (-3.2%)	2.48	46.1	1183 (+3.1%)	163
		ja	ja / ΔT-Regelung	4051	262	3.71 (-1.9%)	2.55	45.0	1169 (+1.9%)	156
		ja	ja / Strahlungs-Limit	4089	159	3.73 (-1.3%)	2.53	45.8	1162 (+1.3%)	153
Gebäude SFH 45 HWB Gebäude 16 kWh/m²a Q _{Heizung} + Q _{WW} 8515 kWh/a		nein	nein	4684	-	3.65	3.04	31.1	2317	285
		nein	ja / ΔT-Regelung	4613	347	3.68 (+0.8%)	3.10	30.4	2298 (-0.8%)	275
		nein	ja / Strahlungs-Limit	4661	202	3.69 (+1.1%)	3.08	30.9	2295 (-0.9%)	273
		ja	nein	4681	-	3.55 (-2.7%)	2.95	31.2	2384 (+2.9%)	290
		ja	ja / ΔT-Regelung	4569	468	3.54 (-3.0%)	3.00	30.0	2386 (+3.0%)	289
		ja	ja / Strahlungs-Limit	4656	228	3.58 (-1.9%)	2.98	31.0	2362 (+1.9%)	276
Gebäude SFH 100 HWB Gebäude 16 kWh/m²a Q _{Heizung} + Q _{WW} 15870 kWh/a	nein	nein	4975	-	3.05	2.69	17.3	5184	232	
	nein	ja / ΔT-Regelung	4924	495	3.07 (+0.7%)	2.72	17.1	5141 (-0.8%)	219	
	nein	ja / Strahlungs-Limit	4944	414	3.07 (+0.7%)	2.71	17.3	5140 (-0.8%)	214	
	ja	nein	4915	-	2.97 (-2.6%)	2.63	17.4	5313 (+2.5%)	228	
	ja	ja / ΔT-Regelung	4799	787	2.99 (-2.0%)	2.65	16.8	5279 (+1.8%)	196	
	ja	ja / Strahlungs-Limit	4888	509	3 (-1.6%)	2.65	17.3	5270 (+1.7%)	204	

Luftvorwärmung, Kompressor mit fixer Drehzahl

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass durch die Luftvorwärmung eine Verringerung des elektr. Energiebedarfs $W_{\text{el, tot}}$ gegenüber den Varianten mit reinem Parallelbetrieb aus Solar und WP von 1-2 % erreicht werden kann. Die Verbesserung ergibt sich in erster Linie durch eine etwas höhere Jahresarbeitszahl SPF_{WP} , die durch die Luftvorwärmung zustande kommt. Die von der Solaranlage dem Verdampfer zugeführte Wärmemenge liegt zwischen ca. 200 (SFH15) und 500 kWh (SFH100). Es kann also nur ein relativ kleiner Teil des unter 6.4.7.2.3 abgeschätzten Potentials von etwa 1100 kWh/a genutzt werden.

Bei allen Varianten kommt es zu einem etwas geringeren Solareintrag direkt in den Pufferspeicher. Bei der Variante mit der Regelung der Luftvorwärmung über die Einstrahlung wird zwar dem Verdampfer etwas weniger und dem Pufferspeicher mehr Wärme zugeführt, SPF_{sys} und $W_{\text{el, tot}}$ bleiben aber gegenüber der Regelung rein über Temperaturdifferenzen nahezu unverändert.

Keine Luftvorwärmung, Kompressor mit variabler Drehzahl

Wie in Abbildung 6-40 dargestellt, kann die Leistung der Wärmepumpe im Heizbetrieb durch den drehzahlgeregelten Kompressor sehr gut an die aktuell seitens des Gebäudes erforderliche Heizleistung angepasst werden. Dadurch wird die Wärmepumpe im Mittel mit einer geringeren Kondensations-Temperatur betrieben und die Anzahl der Kompressor-Start/Stop-Vorgänge und damit die Start/Stop-Verluste werden wesentlich reduziert. Trotzdem ergeben die Simulationen eine Verschlechterung der Gesamt-Systemeffizienz (SPF_{sys} , $W_{\text{el, tot}}$) durch den drehzahlgeregelten Kompressor. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der zusätzliche Strombedarf durch den Inverter (angenommener Wirkungsgrad 95 %) bei diesem System nicht durch die Einsparungen aufgrund der Leistungsregelung kompensiert werden kann.

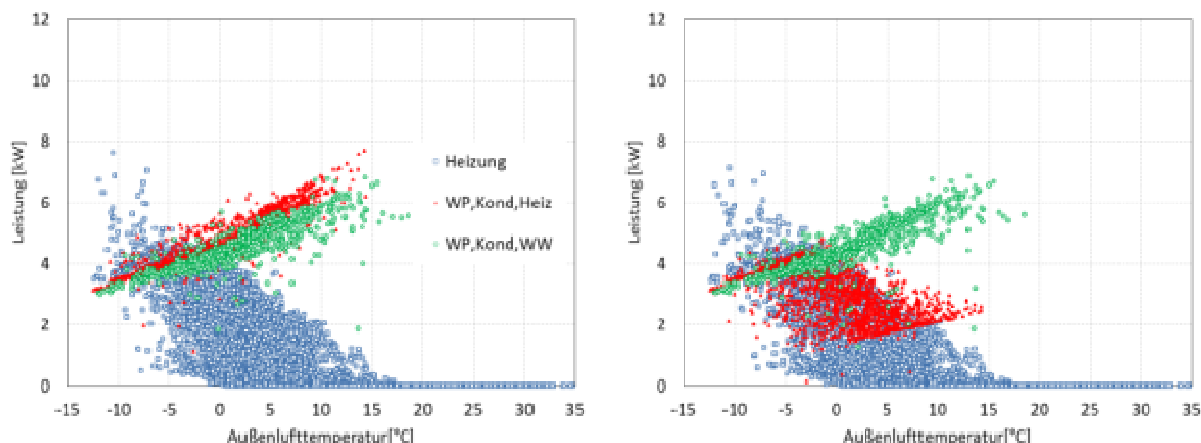


Abbildung 6-40: Kondensatorleistung der WP (Heiz- und WW-Betrieb) sowie Heizleistung Wärmeabgabesystem abhängig von der Außenlufttemperatur, SFH45; Links: fixe Kompressor-Drehzahl, Rechts: variable Kompressor-Drehzahl im Heizbetrieb

Es bleibt anzumerken, dass diese Ergebnisse von den getroffenen Annahmen hinsichtlich der Systemhydraulik, der Dimensionierung der Wärmepumpe, der Kompressoreffizienz (Annahmen siehe Abschnitt 0) und der Regelung abhängen.

Luftvorwärmung, Kompressor mit variabler Drehzahl

Wird die Luftvorwärmung bei den Varianten mit variabler Kompressor-Drehzahl aktiviert, zeigt sich, dass im Vergleich zur fixen Drehzahl mehr Wärme von den Kollektoren an den Verdampfer abgegeben wird. Dies ergibt sich aufgrund der längeren Laufzeit der Wärmepumpe durch die Leistungsregelung. Ein Effizienzvorteil gegenüber den Varianten ohne Drehzahlregelung wird dadurch jedoch nicht erreicht, was auf dieselben Gründe zurückzuführen ist, die bereits im letzten Absatz erläutert wurden.

Hinsichtlich der Regelung der Aktivierung der Luftvorwärmung ergibt sich auch hier kein signifikanter Unterschied zwischen den beiden betrachteten Varianten.

6.4.7.2.5 System 4: Luft-WP mit Einbindung der Solaranlage über einen zweiten Verdampfer

Die Ergebnisse der Simulationen für System 4 sind in Tabelle 6-14 zusammengefasst. Die Unterschiede zum System 3 sind durchgehend sehr gering und werden daher an dieser Stelle nicht weiter diskutiert.

Insgesamt lässt sich festhalten, dass das Effizienzsteigerungs-Potential bei den betrachteten Systemen 3 und 4 unter den angenommen Randbedingungen sehr klein ist und den zusätzlichen Aufwand gegenüber einem rein parallelen System wohl kaum rechtfertigt.

Tabelle 6-15: Simulationsergebnisse für System 4: Luft-WP mit Einbindung der Solaranlage über einen zweiten Verdampfer

Annahmen			Ergebnisse						
Konfiguration direkte Einbindung	Drehzahlregelung	zweiter Verdampfer / Regelung	$Q_{\text{Solar, Puffer}}$ kWh	$Q_{\text{Solar, HP}}$ kWh	SPF_{sys} -	SPF_{WP} -	SD %	$W_{\text{el, tot}}$ kWh	$W_{\text{el, E-Patrone}}$ kWh
Gebäude SFH 15 HWB Gebäude 16 kWh/m ² a $Q_{\text{Heizung}} + Q_{\text{WW}} 4355 \text{ kWh/a}$	nein	nein	4108	-	3.78	2.58	46.0	1147	163
		ja / ΔT -Regelung	4057	242	3.75 (-0.8%)	2.57	45.0	1155 (+0.7%)	145
		ja / Strahlungs-Limit	4085	163	3.88 (+2.6%)	2.66	45.6	1119 (-2.4%)	149
		ja	4107	-	3.66 (-3.2%)	2.48	46.1	1183 (+3.1%)	163
		ja / ΔT -Regelung	4051	262	3.74 (-1.1%)	2.57	45.0	1159 (+1.0%)	150
		ja / Strahlungs-Limit	4084	173	3.76 (-0.5%)	2.55	45.7	1154 (+0.6%)	149
Gebäude SFH 45 HWB Gebäude 16 kWh/m ² a $Q_{\text{Heizung}} + Q_{\text{WW}} 8515 \text{ kWh/a}$	nein	nein	4684	-	3.65	3.04	31.1	2317	285
		ja / ΔT -Regelung	4614	364	3.7 (+1.4%)	3.11	30.4	2289 (-1.2%)	273
		ja / Strahlungs-Limit	4659	216	3.69 (+1.1%)	3.08	30.9	2290 (-1.2%)	271
		ja	4681	-	3.55 (-2.7%)	2.95	31.2	2384 (+2.9%)	290
		ja / ΔT -Regelung	4578	450	3.54 (-3.0%)	2.97	30.1	2391 (+3.2%)	279
		ja / Strahlungs-Limit	4656	232	3.59 (-1.6%)	2.99	31.0	2353 (+1.6%)	275
Gebäude SFH 100 HWB Gebäude 16 kWh/m ² a $Q_{\text{Heizung}} + Q_{\text{WW}} 15870 \text{ kWh/a}$	nein	nein	4975	-	3.05	2.69	17.3	5184	232
		ja / ΔT -Regelung	4910	547	3.08 (+1.0%)	2.73	17.1	5128 (-1.1%)	221
		ja / Strahlungs-Limit	4939	443	3.08 (+1.0%)	2.72	17.2	5136 (-0.9%)	218
		ja	4915	-	2.97 (-2.6%)	2.63	17.4	5313 (+2.5%)	228
		ja / ΔT -Regelung	4817	736	2.99 (-2.0%)	2.65	16.9	5291 (+2.1%)	198
		ja / Strahlungs-Limit	4890	503	2.99 (-2.0%)	2.63	17.4	5287 (+2.0%)	195

6.4.7.2.6 Kondensationsproblematik im Kollektor

Abgedeckte Flachkollektoren

Bei den alternativen Konzepten zur Koppelung von Solarthermie und Wärmepumpe wurden für die Systeme 3 und 4 konventionelle, selektiv beschichtete, abgedeckte Kollektoren angenommen. Eine Nutzung von Solarwärme am Verdampfer der Wärmepumpe erfolgt bei diesen Systemen nur dann, wenn dadurch die Verdampfungstemperatur angehoben werden kann. Dies ist dann der Fall, wenn das Temperaturniveau am Kollektor höher ist als das der Außenluft. Bei dieser Betriebsart ist es denkbar, dass die Kollektor-Eintrittstemperatur niedriger ist als die Außenlufttemperatur. Aus diesem Grund war es von Interesse, ob es zu einer Unterschreitung des Taupunkts an der Kollektoroberfläche und dadurch im Kollektor zu einer zusätzlichen Kondensatbildung kommen kann. Dies ist unerwünscht, da es durch das Kondensat zu einer Schädigung der Absorberbeschichtung und einer Durchfeuchtung der Wärmedämmung kommen kann.

Das für die Simulationen verwendete Modell des Kollektors liefert keine Daten über den Zustand der Luft im Kollektor. Daher wurde angenommen, dass diese den gleichen Feuchtegrad [$\text{kg}_{\text{Wasser}}/\text{kg}_{\text{tr.Luft}}$] aufweist wie die Außenluft, und dass daher die Taupunkttemperatur im Kollektor gleich ist wie jene der Außenluft.

Für die simulierten Systeme ist die im Betrieb im Kollektor niedrigste auftretende Temperatur die Sole-Eintrittstemperatur. Daher wurde die Temperaturdifferenz zwischen der Kollektor-Eintrittstemperatur und der Taupunkt-Temperatur ausgewertet, um zu beurteilen, ob es während des Kollektorbetriebs zu einer Taupunkt-Unterschreitung im Kollektor kommen kann.

Die Ergebnisse für das System 3 sind in Abbildung 6-41 als Dauerlinien dieser Temperaturdifferenz dargestellt. Dabei wurde in den Pufferladebetrieb (solar direkt, links) und die Luftvorwärmung (solar indirekt, rechts) unterschieden. Es ist ersichtlich, dass die Kollektoreintrittstemperatur durchwegs

über der Taupunkttemperatur liegt und es daher zu keiner zusätzlichen Kondensatbildung kommen sollte. Beim Pufferladebetrieb, der gleich stattfindet wie bei konventionellen Solaranlagen, ist das wenig überraschend. Bei der Luftvorwärmung kommt es aufgrund der gewählten Regelstrategie (Betrieb nur, wenn die Kollektortemperatur über der Außenluft-Temperatur) ebenfalls zu keiner Taupunkt-Unterschreitung.

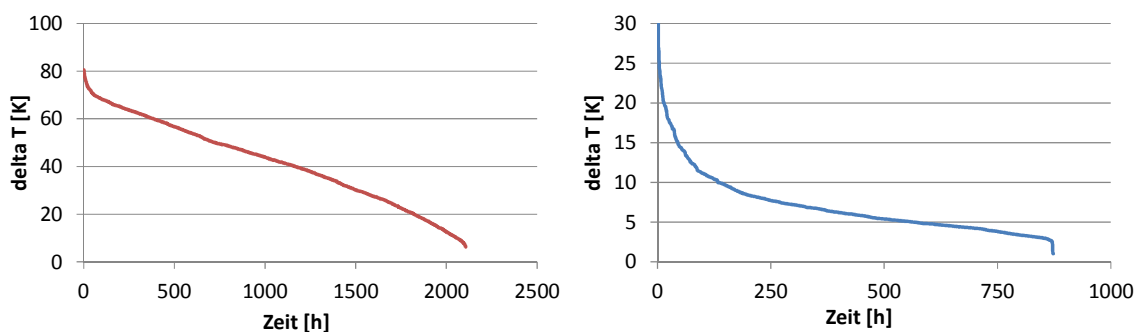


Abbildung 6-41: System 3: Dauerlinie der Temperaturdifferenz aus Kollektoreintritts- und Taupunkttemperatur, links: Pufferspeicherbetrieb, rechts: Wärmepumpenbetrieb

Diese Fragestellung wurde auch für das System 4 (Verdampfereinbindung in den Solarkreis) untersucht. Auch hier kommt es unter den in der Simulation getroffenen Annahmen zu keiner Taupunkt-Unterschreitung (vgl. Abbildung 6-42), bei ähnlichen Verläufen der Dauerlinien wie bei System 3.

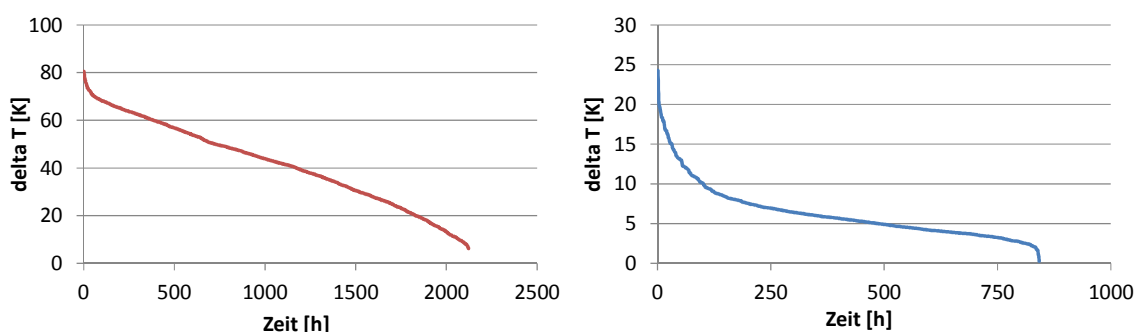


Abbildung 6-42: System 4: Dauerlinie der Temperaturdifferenz aus Kollektoreintritts- und Taupunkttemperatur, links: Pufferspeicherbetrieb, rechts: Wärmepumpenbetrieb

Unabgedeckte Kollektoren

Im Vergleich dazu kommt es bei den Systemen mit den unabgedeckten Kollektoren (System 1 und 2) aufgrund der andersartigen Einsatzbedingungen zu Taupunkt-Unterschreitungen. Im Wärmepumpenbetrieb wird bei System 1 der Kollektor als Wärmequelle für die WP genutzt. Gerade in den Wintermonaten, wenn die solare Einstrahlung niedrig ist, wird aufgrund sehr tiefer Kollektoreintritts-Temperaturen häufig die Taupunkttemperatur unterschritten. Dies ist bei dieser Art von Kollektor aber kein so großes Problem, da die Absorberbeschichtung witterungsbeständig ist und keine Dämmung vorhanden ist, die durchfeuchtet werden könnte. Allerdings kann es zu einem temporären Verlust der Selektivität der Beschichtung durch die Kondensatbildung kommen (Phillipen et al., 2010).

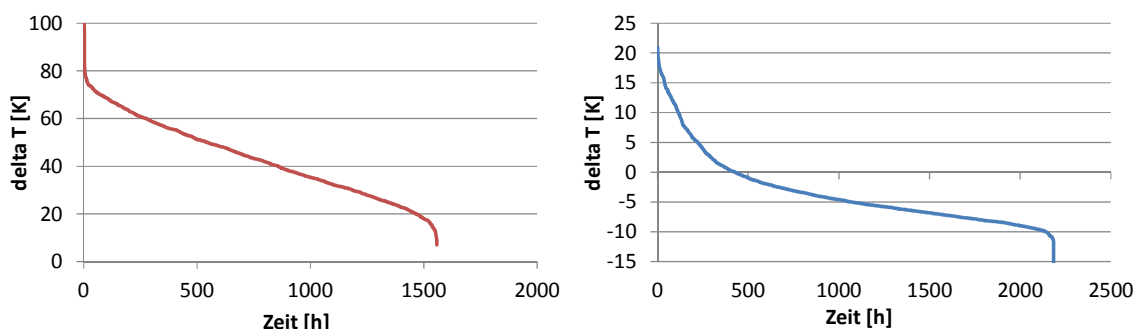


Abbildung 6-43: System 1: Dauerlinie der Temperaturdifferenz aus Kollektoreintritts- und Taupunkttemperatur links: Pufferspeicherbetrieb, rechts: Wärmepumpenbetrieb

6.4.7.2.7 Hohe Verdampfungstemperaturen der Wärmepumpe

Im Rahmen des Projektes sollte untersucht werden, ob es bei kombinierten Solar-WP-Systemen zu – im Vergleich zu konventionellen WP-Systemen – höheren Wärmequellentemperaturen bzw. zu einer Überschreitung der Betriebsgrenzen kommen kann. Die maximal mögliche Verdampfungstemperatur wird durch den Kompressor-Hersteller angegeben und wurde in den Simulationen – wie auch die anderen Betriebsgrenzen des Kompressors – entsprechend beachtet. Damit die maximale Verdampfungstemperatur nicht überschritten wird, wird bei den Luft-WP-Systemen die Ventilator-drehzahl der Außeneinheit nach Erreichen einer Grenztemperatur reduziert. Dadurch wird der Luftvolumenstrom und daraus resultierend das Verdampfungs-Temperaturniveau gesenkt.

Zunächst wurden ein reines Luft-WP- und ein Kombisystem mit Solaranlage hinsichtlich der auftretenden Wärmequellentemperaturen untersucht.

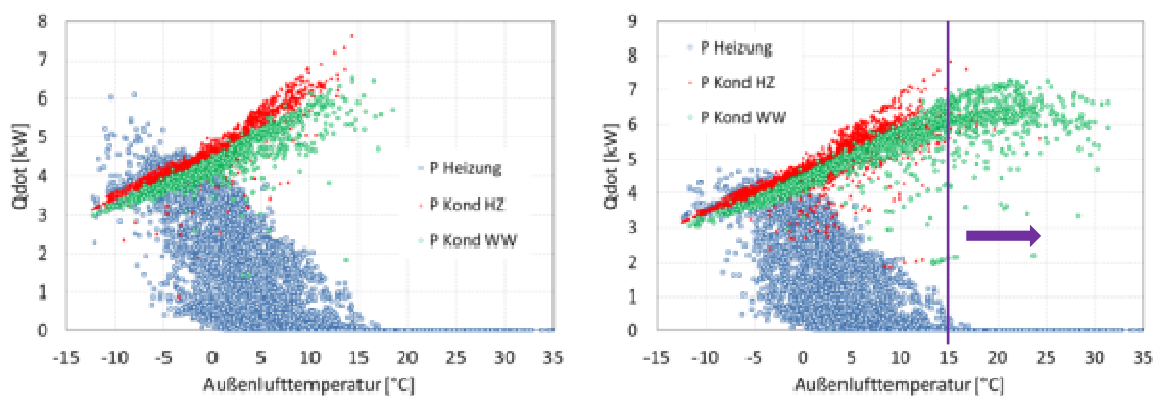


Abbildung 6-44: Kondensatorleistung der WP (Heiz- und WW-Betrieb) sowie Heizleistung Wärmeabgabesystem abhängig von der Außenlufttemperatur, SFH45; Links: Luft-WP-Kombisystem, Rechts: Luft-WP-System

In Abbildung 6-44 sind in der linken Abbildung Ergebnisse einer Jahressimulation eines Luft-WP-Kombisystems und in der rechten Abbildung eines reinen Luft-WP-Systems für das SFH45 dargestellt. Die Abbildung zeigt Stundenwerte der Kondensatorleistung der WP im Heizungs- und Warmwasserbetrieb sowie der Heizleistung des Wärmeabgabesystems über der Außentemperatur. In der Simulation wurde ab einer Außentemperatur von 15 °C die Ventilator-drehzahl reduziert, damit die maximale Verdampfungstemperatur nicht überschritten wird. Aus den Ergebnissen für das Kombisystem ist ersichtlich, dass sich der Einsatzbereich der Wärmepumpe auf einen Außenlufttemperaturbereich von -12 °C bis ca. +18 °C beschränkt, wobei nur wenige Betriebsstunden über 15 °C auftreten. Auch bei den Systemen mit „seriellem Betrieb“ (Nutzung von Solarwärme am Verdampfer) hat sich gezeigt, dass höhere Quellentemperaturen von der Solaranlage nur selten auftreten bzw. ergibt sich bei höherer Einstrahlung i.d.R. eine höhere Gesamt-Effizienz, wenn

Solarwärme direkt zur Beladung des Speichers genutzt wird (vgl. Kapitel 6.4.7.2.3 und 6.4.7.2.4). Auch bei den Systemen mit unabgedeckten Kollektoren zeigt sich, dass, mit den gewählten Annahmen hinsichtlich der Regelung und Dimensionierung, nur sehr wenig Wärme mit Quellentemperaturen von $>15\text{ °C}$ bereitgestellt wird (vgl. Abbildung 6-34 und Abbildung 6-36).

Ohne Solaranlage muss in den Sommermonaten der Wärmebedarf für die Warmwasserbereitung mit der WP abgedeckt werden, wodurch sich der Einsatzbereich der WP auch auf höhere Wärmequellentemperaturen (-12 °C bis $+32\text{ °C}$) ausweitet (siehe Abbildung 6-44, rechts).

Um das Potenzial der WP bei höheren Verdampfungstemperaturen bewerten zu können, wurden Simulationen durchgeführt, bei denen angenommen wurde, dass die Betriebsgrenzen des Kompressors auch höhere Verdampfungstemperaturen erlauben. D.h. die Ventilator Drehzahl wurde bei Außenlufttemperaturen $>15\text{ °C}$ nicht reduziert. Die Ergebnisse sind in Tabelle 6-16 zusammengefasst. Wenig überraschend zeigt sich, dass für ein Solar-Luft-WP-Kombisystem keine Effizienzsteigerung erzielt werden kann, da in den Sommermonaten (hohe Außenlufttemperaturen) der Wärmebedarf durch die Solaranlage abgedeckt wird.

Tabelle 6-16: Simulationsergebnisse höhere Verdampfungstemperaturen SFH 45 Gebäude

		SPF_{sys}	SPF_{WP}
Verdampfungstemperatur begrenzt	mit Solar	3,64	3,02
	ohne Solar	2,54	3,25
Verdampfungstemperatur nicht begrenzt	mit Solar	3,64	3,02
	ohne Solar	2,55	3,26

Bei einem reinen Luft-WP-System wird durch eine Erhöhung der maximal zulässigen Verdampfungstemperatur für das SFH45 Gebäude der SPF_{sys} von 2,54 auf 2,55 und der SPF_{WP} von 3,25 auf 3,26 erhöht. Das Effizienz-Steigerungspotential ist also auch hier unter den verwendeten Randbedingungen sehr bescheiden.

7 Ökologische und ökonomische Bewertung

Die im Rahmen des Projektes gemessenen und simulierten Systeme wurden von AEE INTEC hinsichtlich ökologischer sowie ökonomischer Kennwerte analysiert.

Zunächst wurde ein Bewertungskonzept entwickelt um Systeme hinsichtlich Primärenergieverbrauch und CO₂-Ausstoß vergleichbar darzustellen. Dazu wurden neben Solarkombisystemen mit Wärmepumpen auch bisherige Solarkombisysteme in Kombination mit Pellets- und Gaskessel betrachtet. Zum Vergleich werden ebenfalls konventionelle Systeme ohne Kombination mit Solarthermie wie monovalente Wärmepumpen, Pelletskessel und Gaskessel betrachtet.

Des Weiteren wurde auch eine ökonomische Bewertung der oben genannten Systeme unter Berücksichtigung von Investitions-, Installations- und Betriebskosten durchgeführt, ausgewertet und entsprechend dargestellt.

7.1 Bewertete Systeme

Die für die Bewertung herangezogenen Systeme sind zum einen konventionelle Heizsysteme ohne Solarthermie (Luft- und Erdreichwärmepumpe sowie Gas- und Pelletskessel) und zum anderen Solar-Kombisysteme mit denselben Wärmeerzeugern wie bei den Varianten ohne Solaranlage (Tabelle 7-1). Des Weiteren werden alternative (hochintegrierte) Konzepte zur Koppelung von Solaranlage und Wärmepumpe betrachtet (Kapitel 6.4.7.2). Der Vergleich der simulierten Systeme mit den Messanlagen rundet die ökologische und ökonomische Bewertung ab. Die Bewertung der Systeme wurde jeweils für die Gebäudetypen SFH15, SFH45 und SFH100 durchgeführt (vgl. Kapitel 6.4.1). Für die gewählten Systemkonfigurationen ist zu erwähnen, dass die „Konventionellen Heizsysteme“ allesamt ohne Solaranlage und mit einem 300 l Warmwasserspeicher ausgestattet sind und die „Solar-Kombisysteme“ durchwegs mit einem Kollektorfeld von 14 m² und einem Pufferspeichervolumen von 1000 l gewählt wurden (vergleiche Kapitel 6.4 Systemvergleich). Bei diesen beiden Varianten – „Konventionelle Heizsysteme“ und „Solar-Kombisysteme“ wurden diejenigen Varianten aus der Simulation herangezogen, in denen die Raumheizung sowohl aus dem Pufferspeicher als auch direkt von der Wärmepumpe versorgt wird („direkte Einbindung“ vgl. Abschnitt 6.4.7). Bei den „Alternativen Konzepten“ ist unter

- Konzept I: unabgedeckter Kollektor ohne Eisspeicher
- Konzept II: unabgedeckter Kollektor mit Eisspeicher
- Konzept III: Luft-WP mit Luftvorwärmung durch die Solaranlage (keine Drehzahlregelung, Strahlungs-Limit)
- Konzept IV: Luft-WP mit Einbindung der Solaranlage über einen zweiten Verdampfer

zu verstehen - vergleiche Kapitel 6.4.6. Sämtliche alternativen Konzepte beziehen sich auf die Varianten ohne Drehzahlregelung des Wärmepumpenkompressors mit Regelung nach Strahlungs-limit (vergleiche Kapitel 6.4.7.2.4 und 6.4.7.2.5). Folgende Systemkonfigurationen wurden schließlich für die weiterführenden Bewertungen herangezogen und sind unabhängig vom Gebäudetyp in Tabelle 7-1 zusammengefasst.

Tabelle 7-1: Systemkonfigurationen ausgewählter Varianten

Varianten	System-bezeichnungen	Kollektor-fläche [m ²]	Speicher-volumen [l]	Eisspeicher [l]
Konventionelle Heizsysteme	Luft WP		300	
	Sole WP		300	
	Pellets		300	
	Gas		300	
Solar-Kombisysteme	Luft WP & Solar	14	1000	
	Sole WP & Solar	14	1000	
	Pellets & Solar	14	1000	

	Gas & Solar	14	1000	
Alternative Konzepte	Konzept I	30	1000	
	Konzept II	30	1000	1200
	Konzept III	14	1000	
	Konzept IV	14	1000	

7.2 Ökologische Bewertung

Um die gemessenen und simulierten Systeme auf ihre Effizienz hin zu untersuchen, und damit eine Bewertung zu ermöglichen, wurden neben den Jahresarbeitszahlen folgende Kennzahlen herangezogen:

- Primärenergieverbrauch (fossiler und gesamter Anteil)
- CO₂-Ausstoß

Für die Durchführung der Bewertungen wurden je ein ökologisches und ein ökonomisches Bewertungstool auf Excel-Basis entwickelt, welche eine einheitliche Vergleichbarkeit der verschiedenen Systeme ermöglichen.

7.2.1 Primärenergieverbrauch

„Der Primärenergieverbrauch ist der Verbrauch an primären Energieträgern, die noch keiner technischen Umwandlung unterworfen wurden.“ (Kaltschmitt, Streicher, & Wiese, 2005). Dabei wird in dieser Arbeit zwischen dem Primärenergieverbrauch-gesamt (kurz PEV-gesamt) und Primärenergieverbrauch-fossil (kurz PEV-fossil) unterschieden. Während ersterer alle Energiearten beinhaltet, wurden bei der fossilen Kennzahl nur die fossilen Energieträger berücksichtigt. Dabei wird die verbrauchte Endenergie E_{End} der verschiedenen Systeme mit den jeweiligen Primärenergiefaktoren f_{PE} multipliziert. Der Primärenergiefaktor f_{PE} ist definiert als das Verhältnis von eingesetzter Primärenergie zu abgegebener Endenergie. Die verwendeten Primärenergiefaktoren (Konversionsfaktoren) für die Berechnungen sind der OIB- Richtlinie 6 (Österreichisches Institut für Bautechnik, 2011) entnommen und in Tabelle 7-2 dargestellt. Die aufgewendete Endenergie wird aus der von den jeweiligen Systemen verbrauchten Nutzenergie (Raumheizung, Warmwasser) über den Nutzungsgrad der verschiedenen Wärmeerzeuger berechnet. Die Nutzungsgrade sind für Stromdirektheizungen 100 %, für Gaskessel 97 % und für Pelletskessel 82 % - die beiden letztgenannten Nutzungsgrade für Gas- und Pelletskessel wurden aus den in Kapitel 6 durchgeführten dynamischen Anlagensimulationen ermittelt.

Primärenergieverbrauch [kWh/a]

$$PEV = E_{End} * f_{PE}$$

Gl. (7-1)

Tabelle 7-2: Verwendete Primärenergiefaktoren (Quelle: OIB- Richtlinie 6)

Energieträger	$f_{PE,gesamt}$ [-]	$f_{PE,fossil}$ [-]
Strom Österreich-Mix	2,62	2,15
Erdgas Ö.	1,17	1,17
Holzpellets Ö.	1,08	0,06

Die Faktoren der OIB- Richtlinie 6 stellen die allgemein gültigen Kennzahlen für solche Berechnungen dar. Die Werte für den Strom Österreich-Mix spiegeln die Werte des „ENTSO-E-Mix“ – das ist der Durchschnittswert der Stromerzeugung im internationalen ENTSO-E-Verbund der Übertragungsnetzbetreiber, der die meisten Länder Europas umfasst – dar. Die Primärenergiefaktoren sind von einem politischen Einfluss geprägt: Werden diese mit den österreichischen Primärenergiefaktoren

von GEMIS (Globales Emissions-Modell integrierter Systeme) verglichen, so sind die Werte für Pellets vergleichbar niedrig angesetzt, wohingegen die Werte für Strom etwas überhöht erscheinen.

7.2.2 CO₂- Ausstoß der Systeme

Eine weitere Größe, Systeme hinsichtlich ökologischer Effizienz zu vergleichen, ist der CO₂-Ausstoß. Es ist dies eine verwandte Größe des Primärenergieverbrauchs und wird nach Gleichung 8-2 errechnet, wobei $E_{\text{System,el}}$ der elektrischen Endenergie des Systems und $E_{\text{Brennstoff}}$ der Endenergie des eingesetzten Brennstoffs (Pellets bzw. Gas) entspricht.

$$\text{CO}_2\text{-Ausstoß [kg/a]} \quad CO_{2,\text{System}} = E_{\text{System,el}} * f_{\text{CO}_2,\text{el}} + E_{\text{Brennstoff}} * f_{\text{CO}_2,\text{Brennstoff}} \quad \text{Gl. (7-2)}$$

Die in dieser Bewertung verwendeten CO₂- Faktoren $f_{\text{CO}_2,\text{fossil}}$ sind in der folgenden Tabelle 7-3 dargestellt. Die CO₂-Faktoren sind der OIB Richtlinie 6 entnommen und beinhalten laut der Richtlinie die gesamte Kette von der Gewinnung (des Energieträgers) bis hin zur Nutzung des jeweiligen Brennstoffes, inklusive grauer Energie der Anlage³.

Tabelle 7-3: CO₂- Faktoren (Quelle: OIB- Richtlinie 6)

Energieträger	$f_{\text{CO}_2,\text{fossil}}$ [g/kWh]
Strom Österreich-Mix	417
Erdgas Ö.	236
Holzpellets Ö.	4

7.2.3 Ergebnisse der ökologischen Bewertung

Im Folgenden wird auf die Ergebnisse der ökologischen Bewertung hinsichtlich Primärenergieverbrauch und CO₂-Ausstoß eingegangen.

7.2.3.1 Primärenergieverbrauch

Der Primärenergieverbrauch wurde für die Systeme in Tabelle 7-1 für die Gebäudetypen SFH15, SFH45 und SFH100 berechnet und im Folgenden analysiert.

SFH15

Das SFH15-Gebäude entspricht einem Gebäude im Passivhausstandard mit 15 kWh/m²a spezifischem Heizwärmebedarf. Die Ergebnisse der primärenergetischen Bewertung der Systeme (Konventionelle Heizsysteme, Solar-Kombisysteme und alternative Konzepte) sind für das SFH15-Gebäude in Abbildung 7-1 dargestellt. Sie zeigt den Primärenergieverbrauch sowohl „gesamt“ (PEV-gesamt) als auch „fossil“ (PEV-fossil) in kWh pro Jahr für die Referenzsysteme (Luft- und Sole-Wärmepumpe, Gas- und Pelletskessel) jeweils ohne und mit Solaranlage (14 m² Kollektorfläche) und ermöglicht, den Einfluss der Solarthermieanlage auf den Primärenergieverbrauch der einzelnen Systeme darzustellen.

Bei den Werten für PEV-gesamt ohne Solar wird bei Pelletskessel ein Maximalwert von 8.867 kWh/a erzielt, wohingegen der PEV-fossil nur 1.287 kWh pro Jahr erreicht, was durch den niedrigen Anteil an fossilen Energieträgern bei der Verwendung von Pellets als Brennstoff zu erklären ist (Tabelle 7-2). Der PEV-gesamt und PEV-fossil sind bei der Verwendung von Erdgas gleich groß und betragen hier rund 7.000 kWh/a. Die Luft-Wärmepumpe liegt etwas über den Werten der Sole-Wärmepumpe und

³ Graue Energie ist die Energie, die für Herstellung, Transport und Entsorgung der Anlage entsteht.

weist Werte von 5.261 bzw. 4.317 kWh/a für PEV-gesamt und PEV-fossil auf, während die Sole-Wärmepumpe Werte von 4.260 und 3.496 kWh/a erreicht.

Betrachtet man nun die Systeme mit Solaranlage, so ist auf den ersten Blick zu erkennen, dass diese den Primärenergieverbrauch der einzelnen Systeme deutlich reduzieren bzw. verbessern. So erreicht der PEV-gesamt bei Pellets mit Solar nur noch 4.325 kWh pro Jahr und der PEV-fossil sinkt auf 731 kWh/a. Die Werte für den Gasbrennwertkessel sinken auf 3.372 bzw. 3.289 kWh/a. Die Wärmepumpenerreichten Werte von 3.099 (Luft WP) und 2.300 kWh/a (Sole WP) für PEV-gesamt und 2.543 (Luft WP) und 1.888 kWh/a (Sole WP) für PEV-fossil.

Es wird ersichtlich, dass beim Passivhausstandard (SFH15) die Wärmepumpen mit solarthermischer Anlage beim Gesamtprimärenergieverbrauch (PEV-gesamt) am besten abschneiden, gefolgt von Gas- und Pellets-Kombisysteme. Wird jedoch der aussagekräftige fossile Primärenergieverbrauch (PEV-fossil) betrachtet, welcher lediglich den treibhausgasrelevanten fossilen Energieanteil der Brennstoffe berücksichtigt, so ist die Kombination aus Pelletskessel inklusive Solaranlage vom ökologischen Standpunkt aus die deutlich attraktivste Lösung, gefolgt von den Wärmepumpenkombinationen. Das System mit dem Gaskessel schneidet hier primärenergetisch am ungünstigsten ab.

Wird der Fokus auf die alternativen Konzepte gelegt, zeigt sich, dass Konzept II (mit 1,2 m³ Eisspeicher und ungedeckten Kollektoren) mit einem jährlichen Primärenergieverbrauch von 2.277 kWh/a (PEV-fossil) etwas niedriger liegt als Konzept I (ungedeckter Kollektor ohne Eisspeicher) mit 2.430 kWh/a; der Einsatz des Eisspeichers führt zu einer Primärenergieeinsparung von 153 kWh/a. Zu beachten ist, dass die Kollektorflächen (30 m² ungedeckt) bei Konzept I und II in etwa doppelt so groß sind als bei den Referenzsystemen (14 m² abgedeckt) sowie der Primärenergieverbrauch im Vergleich zur Luft WP & Solar niedriger ist, im Vergleich zur Sole WP & Solar jedoch höher ausfällt. Konzepte III und IV liegen mit 2.421 und 2.406 kWh/a in ähnlicher Größenordnung wie die Konzepte I und II. Wird Konzept II der Luftwärmepumpe & Solar gegenübergestellt, so ergibt sich eine Primärenergieeinsparung durch die solare Verdampferunterstützung von ca. 266 kWh/a. Das System mit solarer Verdampferunterstützung im Kältemittelkreislauf (Variante IV) weist mit 2.406 kWh/a einen geringeren Primärenergieverbrauch auf als Konzept III mit Luftvorwärmung (2421 kWh/a).

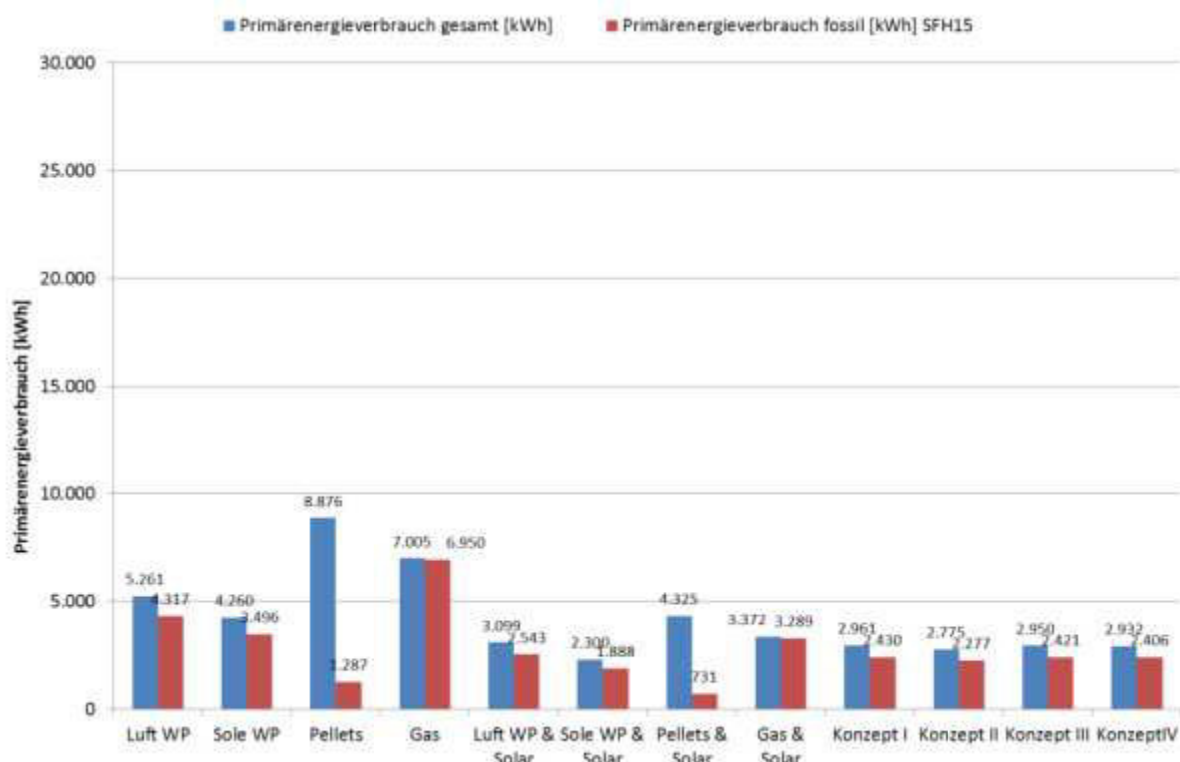


Abbildung 7-1: Primärenergieverbrauch pro Jahr SFH15

SFH45

Das SFH45-Gebäude weist einen spezifischen Heizwärmebedarf von 45 kWh/m² auf und entspricht damit in etwa dem Standard heutiger Neubauten. In Abbildung 7-2 werden die Ergebnisse der Primärenergiebetrachtung der bewerteten Systeme für diesen Gebäudetyp dargestellt. Die Systeme des SFH45 zeigen grundsätzlich ähnliches Verhalten, wie es für das SFH15 beschrieben wurde. Die Maximalwerte für den Primärenergieverbrauch (gesamt und fossil) liegen jedoch bedingt durch den höheren spezifischen Heizwärmebedarf des Gebäudes höher als beim SFH15-Gebäude.

Die niedrigsten Werte für den fossilen Primärenergieverbrauch weist auch hier wieder der Pelletskessel mit 2.059 kWh/a (ohne Solaranlage) bzw. 1.159 kWh/a (mit Solaranlage) auf, gefolgt von der Sole-Wärmepumpe & Solar mit ca. 3.763 kWh/a und der Luft-Wärmepumpe & Solar mit 4.990 kWh/a sowie den alternativen Konzepten I bis IV mit Werten von 4.924 bis 5.162 kWh/a. Werden die alternativen Konzepte isoliert betrachtet, so ist der Primärenergieverbrauch bei diesem Gebäudetyp bei Konzept IV am niedrigsten (beim SFH15-Gebäude war es noch das Konzept II mit Eisspeicher). Die alternativen Konzepte unterscheiden sich jedoch lediglich um 5 % voneinander. Der hohe Primärenergieverbrauch des Gasbrennwertkessels von rund 11,9 MWh/a kann mit einer Solaranlage auf rund 7,5 MWh/a reduziert werden. Grundsätzlich wird durch den Einsatz der thermischen Solaranlagen der Primärenergieverbrauch der parallelen Solar-Kombisysteme deutlich reduziert.

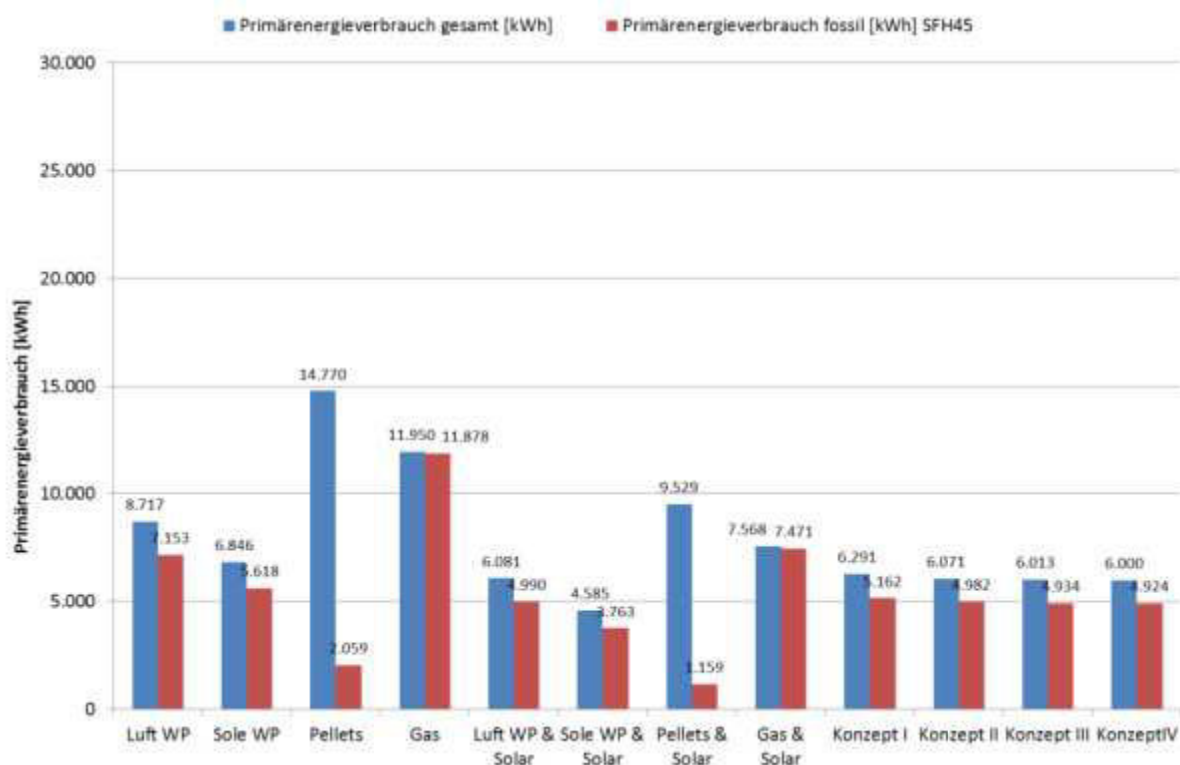


Abbildung 7-2: Primärenergieverbrauch pro Jahr SFH45

SFH100

Dieser Gebäudetyp, in dem die Systeme zur Anwendung kommen, entspricht in etwa einem Bestandsgebäude mit relativ guter thermischer Qualität bei einem Heizwärmebedarf von 100 kWh/m²a. Die Ergebnisse sind in Abbildung 7-3 dargestellt und zeigen ebenfalls, wie bereits bei den Gebäudetypen zuvor, ein ähnliches Bild. Die Maximalwerte des fossilen Primärenergiebedarfs (PEV-fossil) steigen auf ca. 21 MWh/a bei Gas ohne Solar und rund 16 MWh bei Gas & Solar. Die geringsten Primärenergieverbräuche liegen bei den Pelletsvarianten (ohne und mit Solaranlage) bei rund 3.261 und 2.017 kWh/a. Was bei diesem Gebäudetyp bedingt durch den relativ hohen spezifischen Heizwärmebedarf auftritt, ist dass sämtliche anderen Systemvarianten einen weit höheren fossilen

Primärenergieverbrauch aufweisen als die Pelletsvarianten. Grundsätzlich ist auch hier wieder auf den positiven Einfluss der Solaranlagen auf den Primärenergieverbrauch hinzuweisen. Werden die alternativen Konzepte I bis IV mit den parallelen Wärmepumpen-Kombisystemen verglichen, so zeigt sich, dass die Konzepte III mit 11.051 kWh/a und IV mit 11.042 kWh/a weniger Primärenergie verbrauchen als die Variante Luft WP & Solar mit 11.303 kWh/a; Konzepte I und II liegen mit 11.786 bzw. 12.418 kWh/a darüber. Werden die alternativen Konzepte jedoch mit dem System „Sole WP & Solar“ verglichen, so liegen die Werte deutlich darüber. Bei diesem Gebäudetyp SFH100 mit dem relativ hohen Heizwärmeverbrauch liegt selbst die konventionelle Sole WP mit 11.606 kWh/a im selben Bereich wie die alternativen Konzepte.

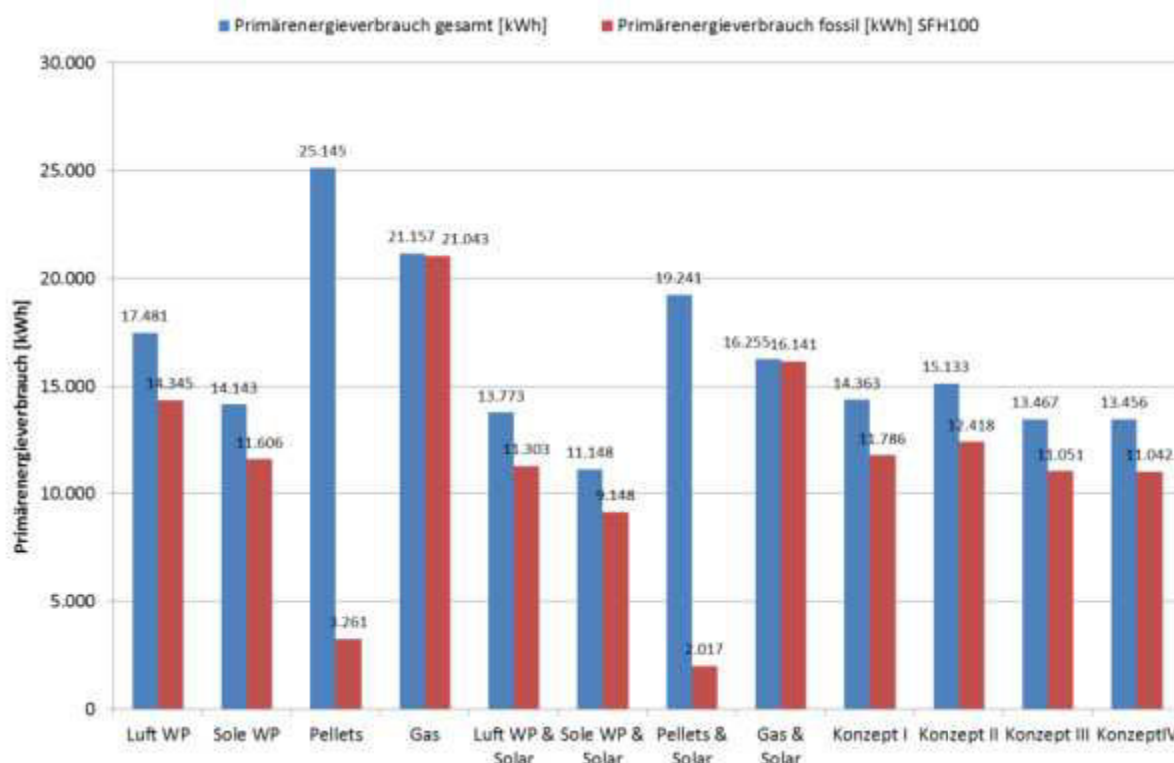


Abbildung 7-3: Primärenergieverbrauch pro Jahr SFH100

Feldtestanlagen

Abbildung 7-4 zeigt den Primärenergieverbrauch der Feldtestanlagen im Vergleich zu den simulierten Systemen auf Basis des Primärenergieverbrauchs in kWh/m²a. Bei den simulierten Systemen sind jeweils die Ergebnisse des SFH15- und des SFH100-Gebäudes dargestellt, da der spezifische Heizwärmeverbrauch der Feldmessenanlagen durchwegs in dieser Bandbreite angesiedelt ist und diese somit vergleichbar dargestellt werden können. Die Messanlagen A (spezifischer Heizwärmeverbrauch von 70 kWh/m²a) und B (79 kWh/m²a) haben einen deutlich niedrigeren Verbrauch an Primärenergie in kWh/m²a, wobei sie trotz ihrer verschiedenen Systemcharaktere (paralleles vs. integriertes System) auf ähnliche Werte kommen.

In Tabelle 4-1 sind die jeweiligen Kennzahlen der Systeme der Feldtestreihe zusammengefasst. Es fällt auf, dass der Primärenergieverbrauch der Messanlage D (112 kWh/m²a) weit über den Werten der restlichen Anlagen liegt. Es handelt sich bei diesem Gebäude um einen Altbau mit relativ hohem spezifischem Heizwärmebedarf und mit einer Hochtemperaturheizung (Radiatoren). Die geringe Kollektorfläche mit 8 m² Selbstbaukollektoren trägt das übrige zu solch hohem Primärenergieverbrauch bei. Am besten schneiden bei dieser Betrachtung die Anlagen E (38 kWh/m²a) und F (27 kWh/m²a) ab, wobei es sich hier um Gebäude im Niedrigenergiehausstandard handelt. Im System von Anlage C (65 kWh/m²a) ist eine Sole/Wasser-Wärmepumpe mit Solaranlage integriert. In Kapitel 4.3 bis

4.8 wurde das Betriebsverhalten der einzelnen Anlagen bereits beschrieben. Die im Jahr 2012 gemessenen spezifischen Heizwärmeverbräuche inklusive der Verteilverluste der Systeme A bis F betragen 70, 79, 65, 73, 38 und 27 kWh/m²a. Systemübergreifend kann die Aussage getätigt werden, dass die Primärenergieverbräuche der Systeme der Feldtestreihe durchweg etwas über den Werten der Simulation liegen, wobei punktuell noch Optimierungspotential besteht (vgl. Kapitel 4).

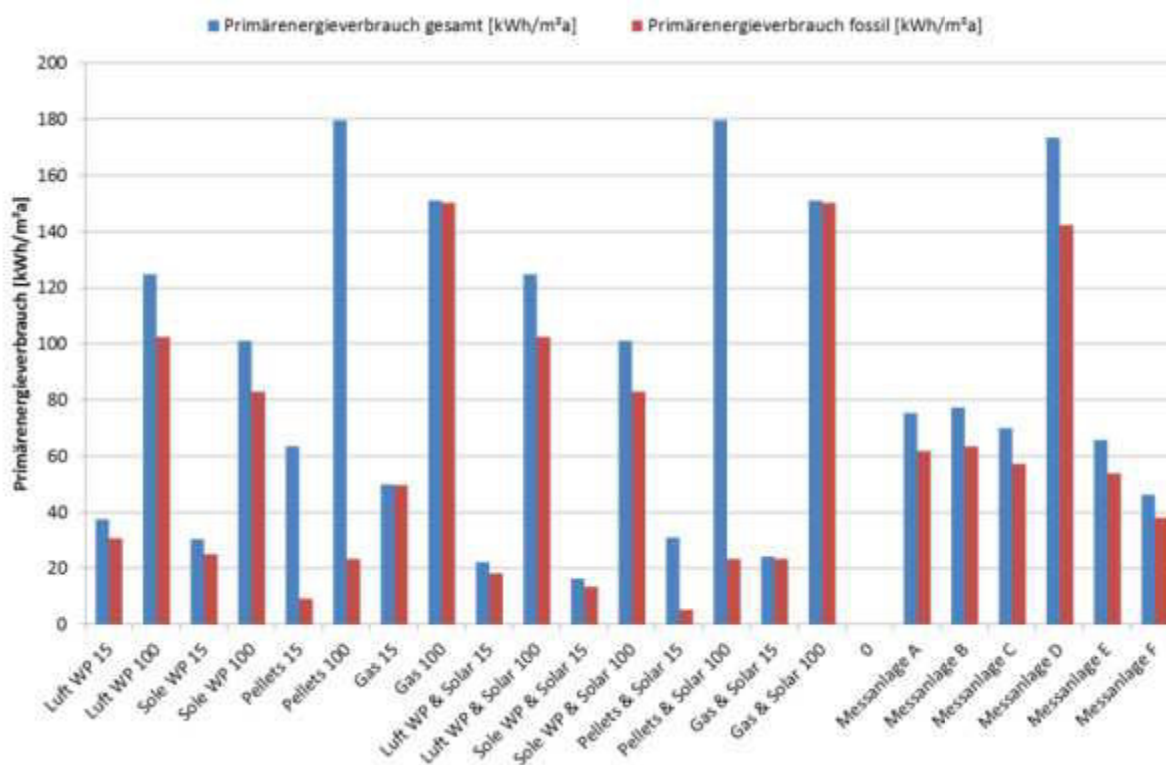


Abbildung 7-4: Primärenergieverbrauch der Messanlagen im Vergleich zu den Simulationsergebnissen

7.2.3.2 CO₂-Ausstoß

Der CO₂-Ausstoß wurde für die „Konventionellen Heizsysteme“, die „Solar-Kombisysteme“ und für die „Alternativen Konzepte“ (Tabelle 7-1) jeweils für die Gebäudetypen SFH15, SFH45 und SFH100 kalkuliert und die Ergebnisse sind im Folgenden dargestellt.

SFH15

Der CO₂-Ausstoß in kg/a der konventionellen Heizsysteme, der Solar-Kombisysteme und der alternativen Konzepte im SFH15-Gebäude ist in Abbildung 7-5 dargestellt. Werden die konventionellen Heizsysteme miteinander verglichen, so zeigt sich, dass das System mit dem Pelletskessel erwartungsgemäß mit 79 kg/a den niedrigsten CO₂-Ausstoß aufweist. Im Gegensatz dazu wird mit dem Gaskessel ein Wert von 1.366 kg/a erreicht. Die Luft- und Sole-Wärmepumpen liegen mit 825 bzw. 665 kg/a dazwischen. Innerhalb der solaren Kombisysteme zeigt sich ähnliches Bild, wobei diese Systeme im Gegensatz zu den konventionellen Heizungsanlagen einen deutlich niedrigeren CO₂-Ausstoß aufweisen.

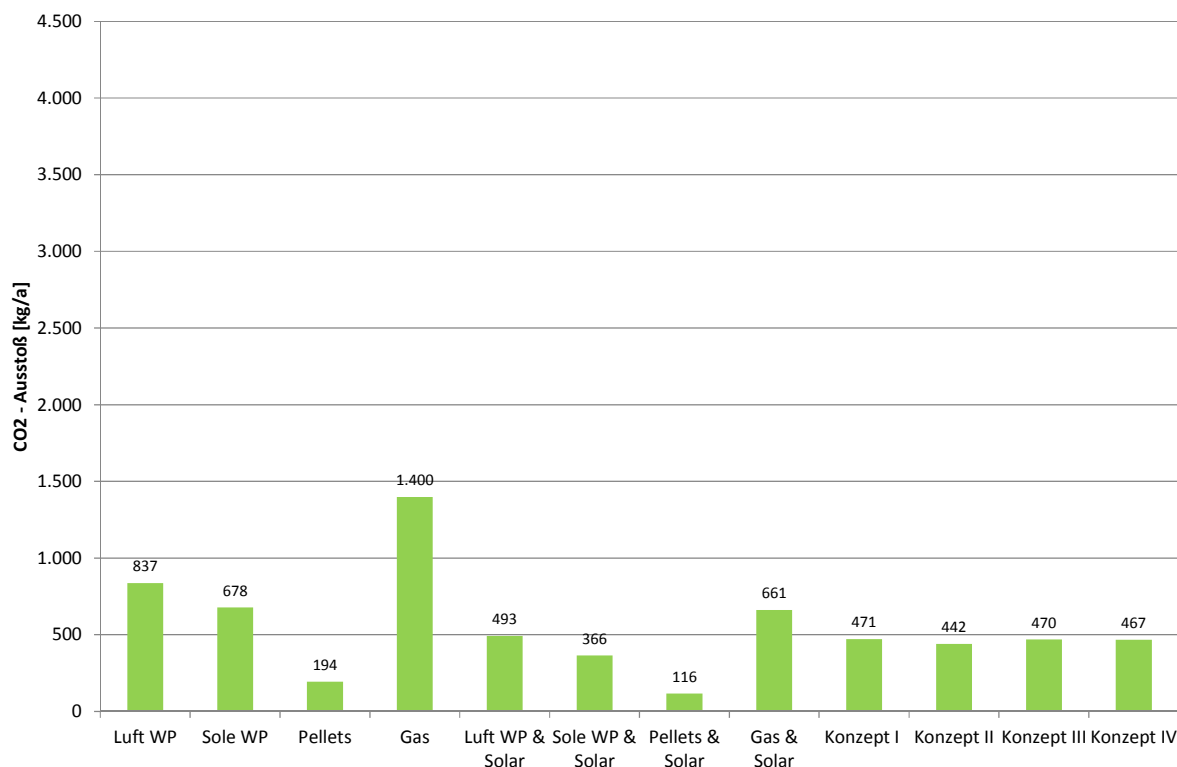


Abbildung 7-5: CO₂-Ausstoß SFH15

Mit der thermischen Solaranlage konnte für die Luft-Wärmepumpe eine CO₂-Einsparung von 41 % und für die Sole-Wärmepumpe eine Reduktion von 46 % erzielt werden. Die Emissionen des Gaskessels konnten um 53 % gesenkt werden. Beim Pelletskessel konnte für das gegenständliche SFH15-Gebäude, der ohnehin sehr niedrige CO₂-Ausstoß des Pelletskessels ohne Solaranlage von 194 kg/a durch den Einsatz der Solaranlage um 40 % auf 116 kg/a gesenkt werden. Werden die alternativen Konzepte betrachtet, so ergeben sich CO₂-Ausstöße zwischen 471 kg/a (Konzept I) und 470 kg/a (Konzept III). Im Vergleich zur Luft-Wärmepumpe mit Solaranlage liegen die alternativen Konzepte durchwegs günstiger.

SFH45

In Abbildung 7-6 ist der CO₂-Ausstoß der konventionellen Heizsysteme, der Solar-Kombisysteme und der alternativen Konzepte, angewandt im SFH45-Gebäude dargestellt. Die Emissionen liegen bedingt durch den drei Mal höheren spezifischen Heizwärmebedarf über den Werten des SFH15-Gebäudes, es ist aber dasselbe Bild zu erkennen. Bei den konventionellen Heizsystemen schneidet der Pelletskessel mit Deutlichkeit am besten ab (306 kg/a), wohingegen der Gaskessel den höchsten CO₂-Ausstoß aufweist (2.393 kg/a). Die Luft- und Sole-Wärmepumpe liegen mit 1.307 und 1.090 kg/a dazwischen. Der Einfluss der thermischen Solaranlage auf die CO₂-Reduktion liegt bei der Luft-Wärmepumpe bei 26 %, bei der Sole-Wärmepumpe bei 33 % und beim Gaskessel sind es deutliche 37 %. Der grundsätzlich niedrige CO₂-Ausstoß des Pelletskessels wird durch den Einfluss der Solaranlage um 47 % reduziert. Werden die alternativen Konzepte betrachtet, so liegen die CO₂-Ausstöße zwischen 955 kg/a (Konzept IV) und 1.001 kg/a (Konzept I). Die alternativen Konzepte liegen im Vergleich zur Luft-Wärmepumpe mit Solaranlage – mit Ausnahme von Konzept I – geringfügig günstiger.

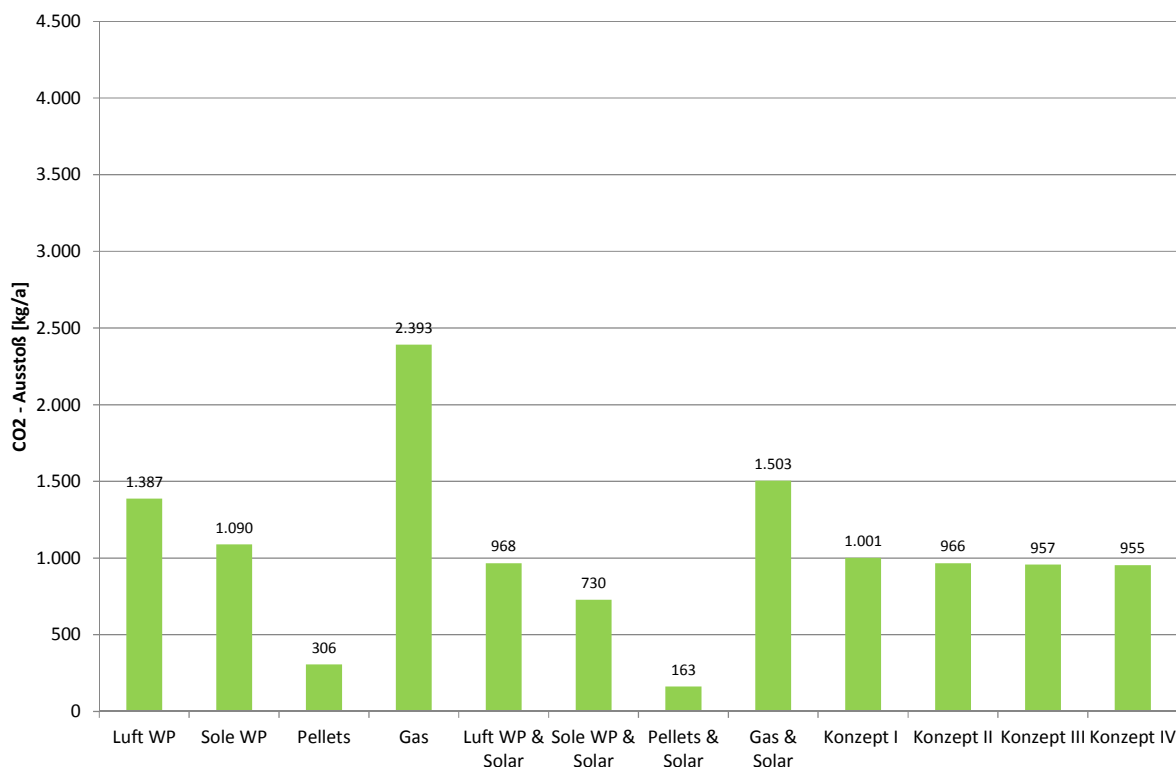


Abbildung 7-6: CO₂-Ausstoß SFH45

SFH100

Für die konventionellen Heizsysteme, die solaren Kombisysteme und die alternativen Konzepte ist in Abbildung 7-7 der CO₂-Ausstoß in kg/a für das SFH100-Gebäude in einem Liniendiagramm dargestellt.

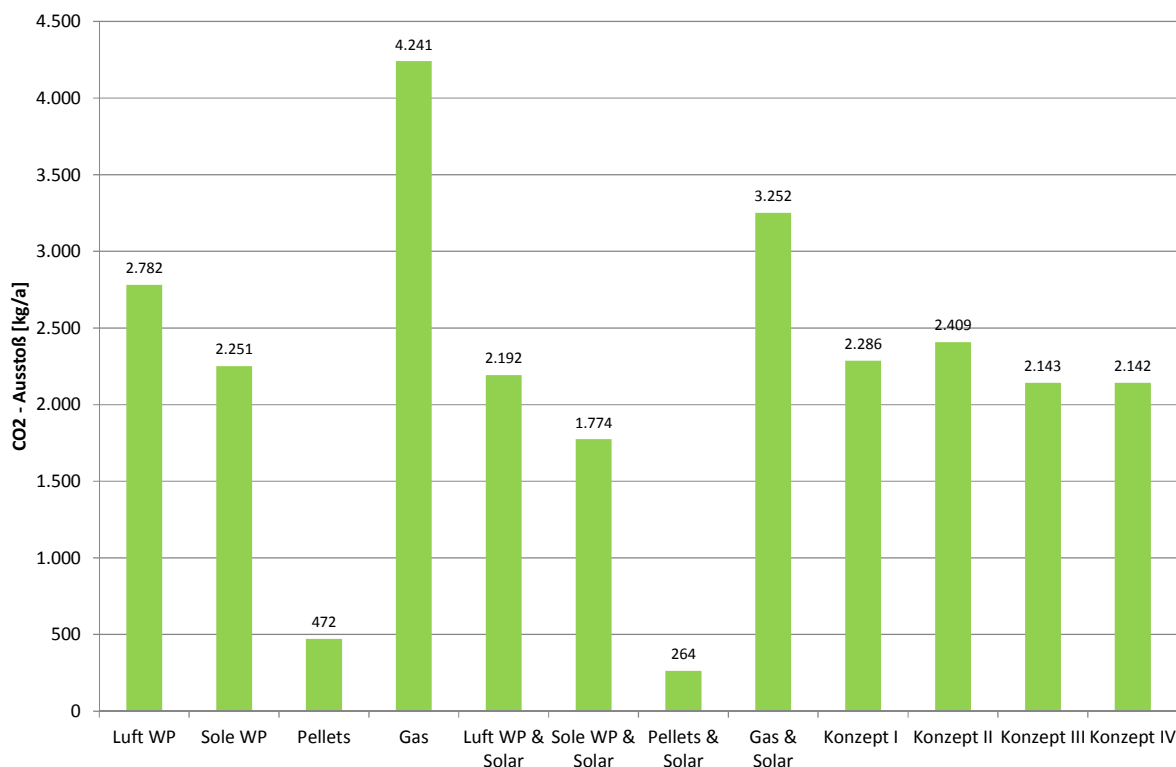


Abbildung 7-7: CO₂-Ausstoß SFH100

Im Gegensatz zu den beiden Gebäudetypen mit niedrigerem Heizenergiebedarf (SFH15 und SFH45) sind die Unterschiede beim SFH100 zwischen den einzelnen Systemen in absoluten Zahlen deutlich größer. Der CO₂-Ausstoß des Pelletskessels von 472 kg/a konnte durch die solarthermische Anlage um 44 % auf 264 kg/a herabgesetzt werden, beim Gaskessel beträgt die Reduktion 23 %. Die Sole-Wärmepumpe weist – wie auch bei allen Gebäudetypen – bei den konventionellen Heizsystemen eine um rund 20 % niedrigere Emission als die Luft-Wärmepumpe auf. Der Einfluss der Solaranlage auf die Reduktion des CO₂-Ausstoßes kann bei der Luft-WP und der Sole-WP mit 21 % und beim Gaskessel mit 23 % beziffert werden. Bei den alternativen Konzepten liegt das System mit zweitem Verdampfer (Konzept IV) mit 2.142 kg/a am günstigsten, das System mit unabgedeckten Kollektoren mit Eisspeicher (Konzept II) weist mit 2.409 kg/a den größten Ausstoß auf. Verglichen mit der parallelen Solar-Luft-Wärmepumpenkombination liegen Konzept III und Konzept IV besser, Konzept I und Konzept II zeigen geringfügig höhere CO₂-Emissionen.

Feldtestanlagen

Der CO₂-Ausstoß der Feldtestanlagen ist im Vergleich zu den simulierten Systemen auf Basis der beheizten Fläche und Jahr [kg/m²a] in Abbildung 7-8 dargestellt. Von den simulierten Systemen sind die Ergebnisse des SFH15- und des SFH100-Gebäudes dargestellt, um einen Bezug zu den Messanlagen – welche unterschiedliche spezifische Heizenergieverbräuche (Systeme A bis F: 70, 79, 65, 73, 38 und 27 kWh/m²a) haben – zu erhalten.

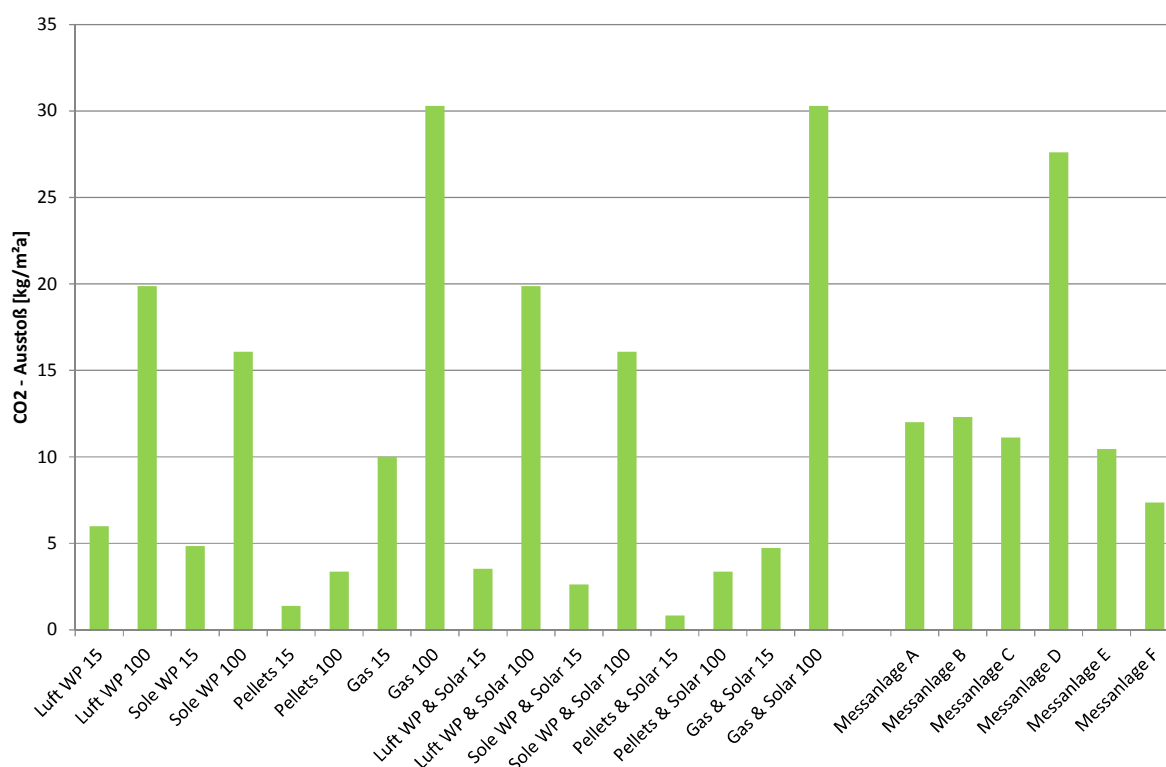


Abbildung 7-8: CO₂-Ausstoß der Messanlagen im Vergleich zu den Simulationsergebnissen

Die Werte der simulierten Anlagen bewegen sich für das SFH15-Gebäude zwischen 0,6 kg/m²a (Pellets) und 10 kg/m²a (Gas) sowie für das SFH100-Gebäude zwischen 3,4 kg/m²a (Pellets) und 30,3 kg/m²a (Gas). Die Feldtestanlagen mit ihren diversen spezifischen Heizenergieverbräuchen liegen mit ihren CO₂-Ausstößen grundsätzlich über den simulierten Systemen, wobei jedoch punktuell Optimierungspotential besteht (vergleiche Kapitel 4). Die Werte für die Feldtestanlagen bewegen sich zwischen 7,4 kg/m²a für Anlage F und 27,6 kg/m²a bei Anlage D. Die weiteren Anlagen haben Werte zwischen 10,5 und 12,3 kg/m²a für den spezifischen CO₂-Ausstoß.

7.3 Ökonomische Bewertung

Die Systeme wurden einer wirtschaftlichen Betrachtung an Hand von Wärmegestehungskosten auf Basis Nutzwärme (Heizung, Warmwasser) unterzogen. Die Wirtschaftlichkeit eines Heizungssystems stellt ein wesentliches Kriterium für den Erfolg eines Systems auf dem Heizungsmarkt dar. Als Grundlage für diese Bewertung wurde die VDI 2067 „Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen“ herangezogen (Verein Deutscher Ingenieure, 2000).

7.3.1 Berechnung

Die VDI 2067 wurde vom „Verband deutscher Ingenieure“ entwickelt, um Systeme mit unterschiedlichen Energieerzeugungsarten miteinander vergleichbar zu machen, wobei auf einen möglichst gleichwertigen technischen und betrieblichen Standard der Systeme zu achten ist. (Verband Deutscher Ingenieure, 2000)

Der Betrachtungszeitraum, auf den die Kosten bezogen sind, ist üblicherweise ein Jahr und zur Bewertung werden prinzipiell die Summen aller Kostenarten herangezogen. Die Berechnung der Kosten erfolgt in der Regel ohne Umsatzsteuer. Davon wird hier abgesehen und die Umsatzsteuer wird berücksichtigt, da dies für den Endkunden mehr Aussagekraft besitzt. (Verband Deutscher Ingenieure, 2000)

Als Berechnungsverfahren für eine dynamische Vorausberechnung der Wirtschaftlichkeit von gebäudetechnischen und baulichen Maßnahmen ist die Annuitätenmethode vorgesehen. Die Annuitätenmethode gestattet es, einmalige Zahlungen/ Investitionen und laufende Zahlungen mit Hilfe des Annuitätsfaktors während eines Betrachtungszeitraumes zusammenzufassen. (Verband Deutscher Ingenieure, 2000)

Bei der Kostenermittlung für die Annuitätenmethode unterscheidet man nach VDI 2067, grundsätzlich in vier verschiedene Kostenarten:

- Kapitalgebundene Kosten (z.B. Investitionskosten inkl. Instandsetzung und Erneuerung)
- Bedarfs- bzw. verbrauchsgebundene Kosten (z.B. Energiekosten)
- Betriebsgebundene Kosten (z.B. Personalkosten)
- Sonstige Kosten (z.B. Versicherungen)

7.3.1.1 Betrachtungszeitraum

Als Betrachtungszeitraum wurden 20 Jahre definiert. Aus Tabelle 2 der VDI 2067 geht hervor, dass für die Nutzungszeit von Energieerzeugern folgende Nutzungszeiten angenommen werden können:

- 20 Jahre für Wärmepumpen mit Strom und Pelletskessel
- 20 Jahre für Solarkollektoren
- 18 Jahre für Gas-Brennwertkessel

Bei längerer Nutzungsdauer von Teilkomponenten (z.B. Heizraum) als der Betrachtungszeitraum muss ein Restwert der Komponenten errechnet werden, bei Teilkomponenten mit geringerer Nutzungsdauer (z.B. Pumpen) als der Betrachtungszeitraum müssen Ersatzinvestitionen berücksichtigt werden.

7.3.1.2 Wärmegestehungskosten

Aus den Annuitätskosten der Systeme (A) werden die Wärmegestehungskosten (WGK) der Systeme errechnet. Dabei handelt es sich während der Laufzeit um anfallende Annuitäten der Kostenarten, bezogen auf die vom System erzeugte Nutzenergie. Die WGK werden mit den Gleichungen 7-3 bis 7-6 ermittelt:

Wärmegestehungskosten
[€/kWh_{Nutzenergie}]

$$WGK_{Gesamt} = WGK_{Kapital} + WGK_{Verbrauch} + WGK_{Betrieb} \quad \text{Gl. (7-3)}$$

Für die kapitalgebundenen Wärmegegestehungskosten gilt:

$$WGK_{Kapital} = \frac{A_{Kapital}}{Q_{Nutz}} \quad \text{Gl. (7-4)}$$

Für die verbrauchsgebundenen Wärmegegestehungskosten gilt:

$$WGK_{Verbrauch} = \frac{A_{Verbrauch}}{Q_{Nutz}} \quad \text{Gl. (7-5)}$$

Für die betriebsgebundenen Wärmegegestehungskosten gilt:

$$WGK_{Betrieb} = \frac{A_{Betrieb}}{Q_{Nutz}} \quad \text{Gl. (7-6)}$$

Die Wärmegegestehungskosten geben somit an, wie teuer eine kWh erzeugte Nutzenergie eines Systems ist, und lassen im Gegensatz zu den Annuitäten auch einen Vergleich zwischen Systemen mit unterschiedlichen Parametern (Heizwärmebedarf) zu, weil sie eben auf Nutzenergie bezogen sind.

7.3.1.3 Ermittlung der Kosten

Für die Investitionskosten der Systeme, besonders der Kompaktsysteme, wurden die von den jeweiligen Herstellern veröffentlichten Listenpreise verwendet. Bei den nicht vorgefertigten Kompaktsystemen sind die Investitionskosten anhand von Listenpreisen der einzelnen Komponenten des Systems zusammengesetzt, wobei aktuelle Preise der Projektpartner Ochsner und Solution verwendet wurden bzw. durch Recherchen eruiert worden sind. Für Berechnungen wie z.B. Erdarbeiten bei Erdwärmepumpen oder Preise pro Laufmeter Rohr und einzelner Wärmetauscher (z.B. für die Verdampferunterstützung) wurden die Kosten bei österreichischen Installateuren erhoben. Die ermittelten Investitionskosten der einzelnen Systeme sind im Anhang A in Tabellenform dargestellt. Alle grundlegenden relevanten Parameter der Berechnungen wie Betrachtungszeitraum, Energiepreise oder jährliche Preissteigerungsraten sind in Tabelle 7-4 dokumentiert.

Tabelle 7-4: Grundlagenparameter der wirtschaftlichen Berechnung

Parameter Finanzierung				
Bezeichnung	Einheit	Wert	Quelle	
Eigenkapital EK	[%]	100	eigene Angabe	
Kalkulationszinsfuß i	[%]	3%	ÖNB	
Betrachtungszeitraum T	[a]	20	eigene Angabe	
Annuitätenfaktor a	[-]	0,06722	nach VDI 2067	
preisdyn. Annuitätenfaktor Instandsetzung & Betrieb baN, baB	[-]	1,66049	nach VDI 2067	
preisdyn. Annuitätenfaktor Verbrauch baV	[-]	1,99449	nach VDI 2067	
Energiepreise				
Bezeichnung	Einheit	Wert	Quelle	
Erdgas	[€/kWh]	0,075	e-control	
Heizöl extra leicht	[€/kWh]	0,104	bmwfj	Energiesparhaus
Pellets lose	[€/kWh]	0,046	Energiekosten propellets	Heizwerte agrarplus
Pellets in Säcken	[€/kWh]	0,051	Energiekosten propellets	Heizwerte agrarplus
Strom	[€/kWh]	0,188	e-control	
jährliche Steigerungsraten				
Bezeichnung	Einheit	Wert	Quelle	
Inflationsrate [%]	[%]	2,2	wko	
Erdgas	[%]	4,0	ON M 7140	
Heizöl	[%]	3,0	ON M 7140	
Pellets	[%]	3,1	ON M 7140	
Strom	[%]	3,0	ON M 7140	

Es sei hier erwähnt, dass bei den hier betrachteten Systemen die Wärmeverteilung (Radiatoren, Fußbodenheizung, etc.) in den Betrachtungen nicht bewertet wurden und die Grundstückskosten für Systemkomponenten (z.B.: Platzbedarf des Erdreichkollektors bei der Sole/Wasser-Wärmepumpe) nicht berücksichtigt wurden.

Bei den Energiekosten, die für die Erfassung der verbrauchsgebundenen Kosten benötigt werden, ist zu beachten, dass mit einem einheitlichen Strompreis von 0,188 €/kWh gerechnet wurde und ein möglicher günstigerer Wärmepumpentarif nicht berücksichtigt ist. Des Weiteren werden in dieser Arbeit keinerlei Förderungen (für z.B. Solarthermie) betrachtet, welche die Investitionskosten von Solar-Kombisystemen etwas senken würden. Die Angaben für die betriebsgebundenen Kosten, wie etwa Schornsteinkosten bei Pellets- und Gaskesseln, die Kosten für den Schornsteinkehrer, Lager Räume für Pellets oder Einsparungen von Dachziegeln bei Einbau einer dachintegrierten Solaranlage sind bei jeweiligen Fachfirmen nachgefragt und eruiert worden.

7.3.2 Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse hinsichtlich Wärmegestehungskosten in € pro kWh Nutzenergie (€/kWh_{Nutz}) der konventionellen Heizsysteme, der Solar-Kombisysteme und der alternativen Konzepte für die drei Gebäudetypen (SFH15, 45, 100) beschrieben.

Da die handelsüblichen Pellets- und Gaskessel in der Lage sind, ihre Wärmeleistung zu variieren und somit einen großen Leistungsbereich abdecken können, spielt es bei der Betrachtung der Investitionskosten keine wesentliche Rolle, welchen Heizenergiebedarf das jeweilige betrachtete Gebäude besitzt. So hat der in dieser Bewertung verwendete Pelletskessel mit Schneckenförderung einen Leistungsbereich von 3,4 bis maximal 13 kW_{th} und kann damit sowohl den Heizenergiebedarf des SFH15-, SFH45- und SFH100-Gebäudes decken (vergleiche Kapitel 6.4.2). Da im Gegensatz zu Wärmepumpen üblicherweise keine kleineren Kessel auf dem Markt vorhanden sind, ergeben sich die gleichen Investitionskosten für die verschiedenen Gebäudetypen, wobei nur die verbrauchsgebundenen Kosten der Anlagen die jeweiligen Unterschiede aufweisen. Gleiches gilt für den Gasbrennwertkessel mit einem Leistungsbereich von 4,7 bis 15,5 kW_{th}. Es sei hier darauf hingewiesen, dass sämtliche finanziellen Förderungen (z.B. für die thermische Solaranlage) in der Berechnung nicht berücksichtigt wurden.

Systeme im SFH15-Gebäude

Die gesamten Wärmegestehungskosten der SFH15-Systeme liegen zwischen 0,413 €/kWh_{Nutz} und 0,765 €/kWh_{Nutz}. Werden die Ergebnisse für das SFH15-Gebäude in Abbildung 7-9 betrachtet, so kann festgestellt werden, dass die Wärmegestehungskosten der Systeme mit Solaranlage höhere kapitalgebundene Kosten aufweisen, dafür aber die verbrauchsgebundenen Kosten bei Wärmepumpen um ca. 40 % und bei Gas sowie Pellets um fast 50 % gesenkt werden konnten. Die betriebsgebundenen Kosten fallendurchwegs sehr gering aus (1,9 bis 4,7 €-cent). Grundsätzlich ist zu erkennen, dass das Pelletssystem sowohl mit Solarthermie (0,765 €/kWh_{Nutz}) als auch ohne Solarthermie (0,717 €/kWh_{Nutz}) die höchsten Gesamt-Wärmegestehungskosten aufweist. Dies liegt an den hohen Investitionskosten des Pelletskessels – Leistung von 3,4 bis maximal 13 kW_{th} bei einer Heizlast inkl. Warmwasserbereitung von 3,03 kW), der Schneckenförderung zum Kessel und dem benötigten Lagerraum und damit resultierenden hohen kapitalgebunden Wärmegestehungskosten von 0,485 €/kWh_{Nutz} ohne Solar bzw. 0,624 €/kWh_{Nutz} mit Solar. Aufgrund des benötigten Erdgasanschlusses und der Neuanschaffung des Gaskessels nach 18 Jahren (2/18 der Ersatzinvestition des neuen Gaskessels), ist das System mit dem Gasbrennwertkessel kostenintensiver als die Luft- und Sole-Wärmepumpensysteme ohne Solar. Wird das System mit dem Gaskessel jedoch mit einer Solaranlage ergänzt, so werden die Wärmegestehungskosten geringer als die Luft-Wärmepumpe mit Solar, jedoch immer noch höher als die Sole-Wärmepumpe, die sowohl ohne als auch mit Solaranlage das günstigste System darstellt, wobei die Sole-Wärmepumpe ohne Solar mit Jahresgesamtkosten von 0,413 €/kWh_{Nutz} unter den angenommenen Rahmenbedingungen am günstigsten abschneidet. Dass die Sole-Wärmepumpe grundsätzlich niedrigere Wärmegestehungskosten als die Luft-Wärmepumpe aufweist, liegt zum einen daran, dass Sole-Wärmepumpen trotz zusätzlichem

Erd(flach)kollektor billiger sind als vergleichbare Luft-Wärmepumpen mit Außeneinheit (Wärmetauscher, Lüfter) und zum Anderen an der höheren Effizienz der Sole-Wärmepumpen und dem daraus resultierenden niedrigen Stromverbrauch.

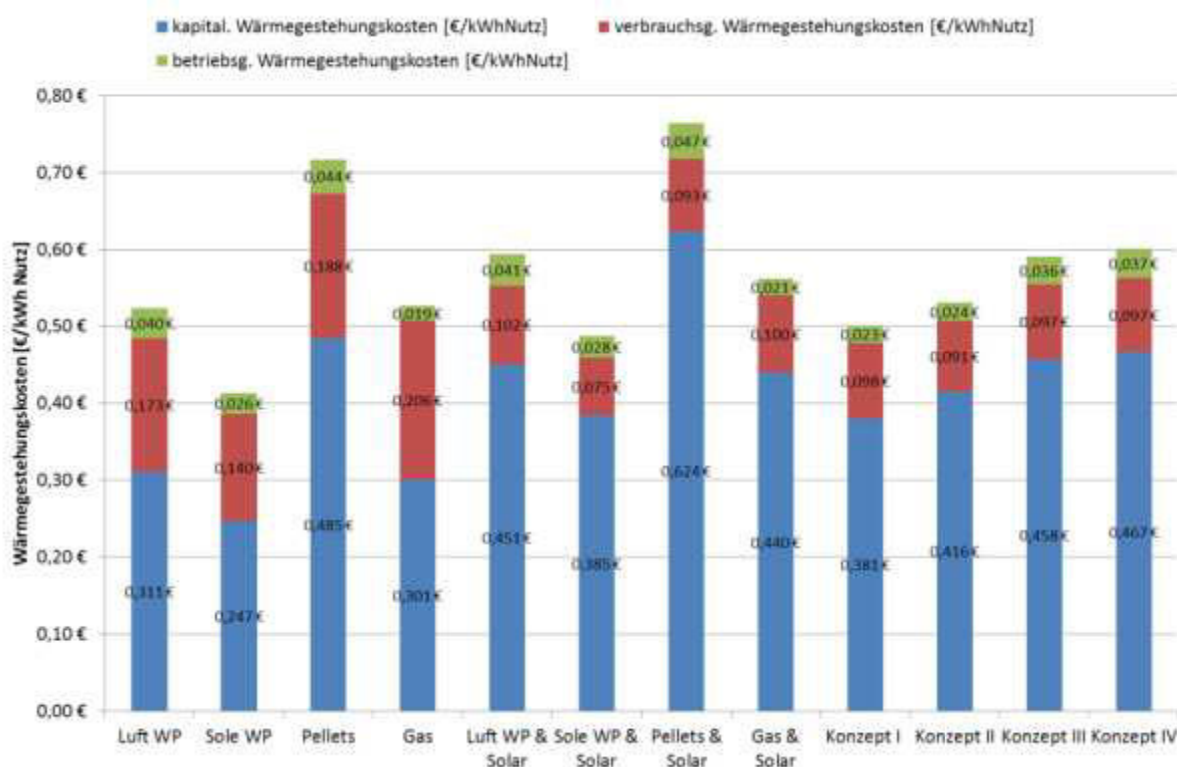


Abbildung 7-9: Wärmegestehungskosten SFH15

Die Wärmegestehungskosten der hochintegrierten Konzepte für das SFH15-Gebäude sind ebenso in Abbildung 7-9 dargestellt. Konzept I und Konzept II weisen auf Grund der kostengünstigen 30 m² unabgedeckten Flachkollektoren und der in diesen beiden Systemen verwendeten - im Gegensatz zur Luftwärmepumpe bei Konzept III und IV - kostengünstigeren Sole-Wärmepumpe niedrigere Wärmegestehungskosten mit 0,501€/kWh_{Nutz} bzw. 0,531€/kWh_{Nutz} auf als es beim Luft-Wärmepumpensystem mit 14 m² abgedeckten Flachkollektoren mit 0,594€/kWh_{Nutz} der Fall ist. Aufgrund der Integration eines Eisspeichers bei Konzept II liegen hier die Gesamtkosten höher als bei Konzept I. Werden Konzepte III (0,591 €/kWh_{Nutz}) und IV (0,601 €/kWh_{Nutz}) mit der Luft-Wärmepumpe mit Solar (0,594 €/kWh_{Nutz}) verglichen, so kann festgestellt werden, dass diese drei Systeme ähnlich hohe Wärmegestehungskosten aufweisen. Dies liegt hauptsächlich an der höheren Effizienz der beiden alternativen Konzepte, welche die höheren kapitalgebundenen Kosten über die geringeren verbrauchsgebundenen Kosten ausgleichen.

Systeme im SFH45-Gebäude

In Abbildung 7-10 sind die Ergebnisse der Berechnung der Wärmegestehungskosten für das SFH45-Gebäude dargestellt. Die Wärmegestehungskosten liegen ähnlich verteilt wie bei der SFH15-Variante, jedoch bedingt durch den höheren Heizenergiebedarf niedriger, zwischen 0,281 €/kWh_{Nutz} und 0,434 €/kWh_{Nutz}. Das Pelletssystem ist hier kostenintensiver, sowohl mit (0,434 €/kWh_{Nutz}) als auch ohne Solar (0,430 €/kWh_{Nutz}). Bei den Systemen ohne Solar ist das Erdgas-System nach den Pellets aufgrund der hohen Gaspreise und Gaspreissteigerungen mit 0,350 €/kWh_{Nutz} am kostenintensivsten, gefolgt von der Luft-Wärmepumpe (0,340 €/kWh_{Nutz}) und der Sole-Wärmepumpe (0,281 €/kWh_{Nutz}) als günstigste Alternative. Bei der Betrachtung der Systeme mit Solaranlage liegen die Wärmegestehungskosten zwischen 0,306 €/kWh_{Nutz} und 0,434 €/kWh_{Nutz} geringfügig über den Kosten der

konventionellen Heizsysteme. Es sei hier noch einmal darauf hingewiesen, dass sämtliche finanziellen Förderungen (z.B. für die thermische Solaranlage) in der Berechnung nicht berücksichtigt wurden.

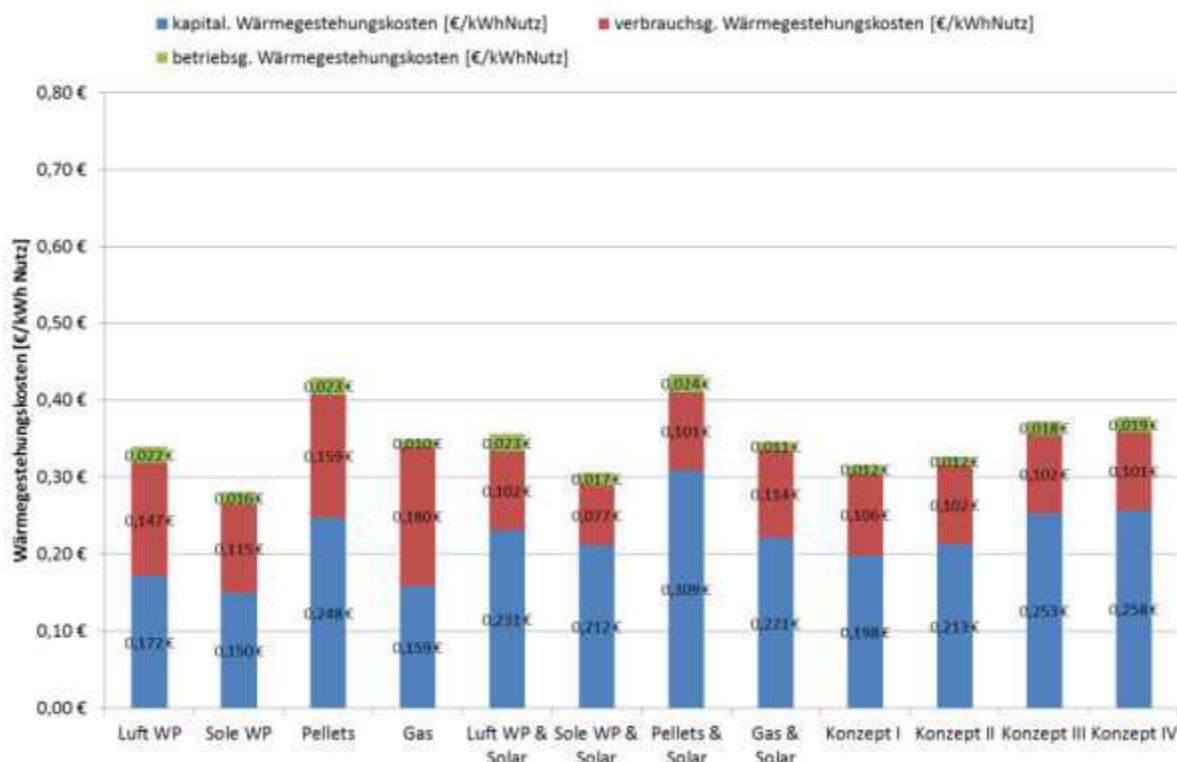


Abbildung 7-10: Wärmegestehungskosten SFH45

Werden nun die Wärmegestehungskosten für die alternativen Konzepte betrachtet, so ergibt sich ein ähnliches Bild wie zuvor beim SFH15-Gebäude. Die Konzepte III und IV sind mit 0,373 €/kWh_{Nutz} bzw. 0,378 €/kWh_{Nutz} auf einem vergleichbaren Level wie das Luft-Wärmepumpensystem mit Solar mit 0,356 €/kWh_{Nutz}, während das Konzept I mit 0,316 €/kWh_{Nutz} und das Konzept II mit 0,327 €/kWh_{Nutz} etwas günstiger als „Luft WP & Solar“ sind. Zusammengefasst kann die Aussage getätigt werden, dass die alternativen Konzepte hinsichtlich Wärmegestehungskosten in derselben Bandbreite liegen wie die konventionellen Heizsysteme und die Solar-Kombisysteme.

Systeme im SFH100-Gebäude

Analog zu den bereits betrachteten simulierten Systeme in den Gebäuden SFH15 und SFH45 werden nun die Ergebnisse für das SFH100-Gebäude, welches den höchsten Heizwärmebedarf der drei betrachteten Objekte aufweist, dargestellt. In Abbildung 7-11 sind die Wärmegestehungskosten der konventionellen Heizsysteme, der Solar-Kombisysteme und der alternativen Konzepte, differenziert nach kapitalgebundenen, verbrauchsgebundenen und betriebsgebundenen Kosten, dargestellt.

Die Kosten bewegen sich ausnahmslos zwischen 0,236 €/kWh_{Nutz} und 0,293 €/kWh_{Nutz} und zeigen ein durchwegshomogenes Bild. Die Wärmegestehungskosten der konventionellen Heizsysteme liegen zwischen 0,236 €/kWh_{Nutz} (Sole-WP) und 0,287 €/kWh_{Nutz} (Pellets), die Kosten der Solar-Kombisysteme bewegen sich zwischen 0,248 €/kWh_{Nutz} (Sole WP & Solar) und 0,293 €/kWh_{Nutz} (Pellets & Solar). Im Vergleich dazu liegen die alternativen Konzepte von 0,255 €/kWh_{Nutz} (Konzept I) bis 0,282 €/kWh_{Nutz} (Konzept IV) preislich in der Bandbreite der Solar-Kombisysteme und auch der konventionellen Heizsysteme.

Aufgrund des relativ hohen Heizenergiebedarfs des SFH100-Gebäudes im Vergleich zum SFH15- und SFH45-Gebäude sowie der dazu im Verhältnis geringen Investitionskosten sind die gesamten Wärmegestehungskosten dieser Systeme verhältnismäßig niedrig und auch die Differenz zwischen

den einzelnen Systemen wird eliminiert. Da die handelsüblichen Pellets- und Gaskessel in der Lage sind, ihre Wärmeleistung zu variieren und diese somit einen großen Leistungsbereich abdecken können, spielt es bei der Betrachtung der Investitionskosten (kapitalgebundene Kosten) eine wesentliche Rolle, welchen Heizenergiebedarf das jeweilige betrachtete Gebäude besitzt. So hat der verwendete Pelletskessel einen Leistungsbereich von 3,4 kW_{th} bis maximal 13 kW_{th} und kann damit sowohl den Heizenergiebedarf des SFH15-, SFH45- und SFH100-Gebäudes decken.

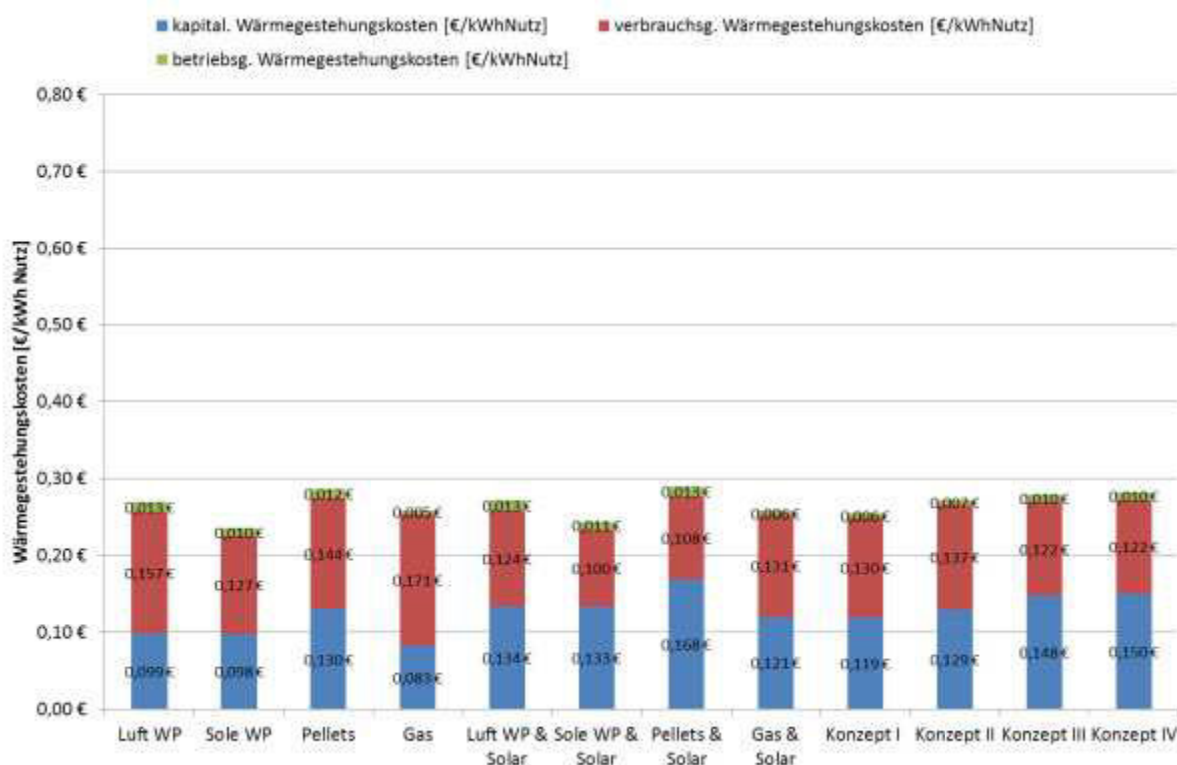


Abbildung 7-11: Wärmegestehungskosten SFH100

Systeme der Feldtestreihe

Die Wärmegestehungskosten der Feldtestanlagen wurden unter den angenommenen Rahmenbedingungen (siehe Kapitel 7.3.1) berechnet. In Abbildung 7-12 sind diese Kosten im Vergleich zu den simulierten Systemen dargestellt. Für die simulierten Systeme wurden die Gebäudetypen SFH15 und SFH100 dargestellt, um eine Vorstellung zu erhalten, wo die Feldtestanlagen preislich liegen. Der Heizwärmeverbrauch der Systeme A bis F liegt mit 23.565, 21.722, 20.542, 15.619, 9.253, 29.152 kWh/a (Tabelle 4-1), verglichen mit dem SFH15- (rund 2.280 kWh/a) und dem SFH100-Gebäude (13.790 kWh/a) wegen der relativ hohen Wohnflächen (bis zu 400 m²) überdurchschnittlich hoch. Die Wärmegestehungskosten der Feldtestanlagen bewegen sich zwischen 0,243 €/kWh_{Nutz} (System C) und 0,512 €/kWh_{Nutz} (System E) und liegen bedingt durch den relativ hohen Heizwärmebedarf relativ niedrig; ein hoher Energieverbrauch führt logischerweise zu niedrigeren spezifischen Wärmegestehungskosten.

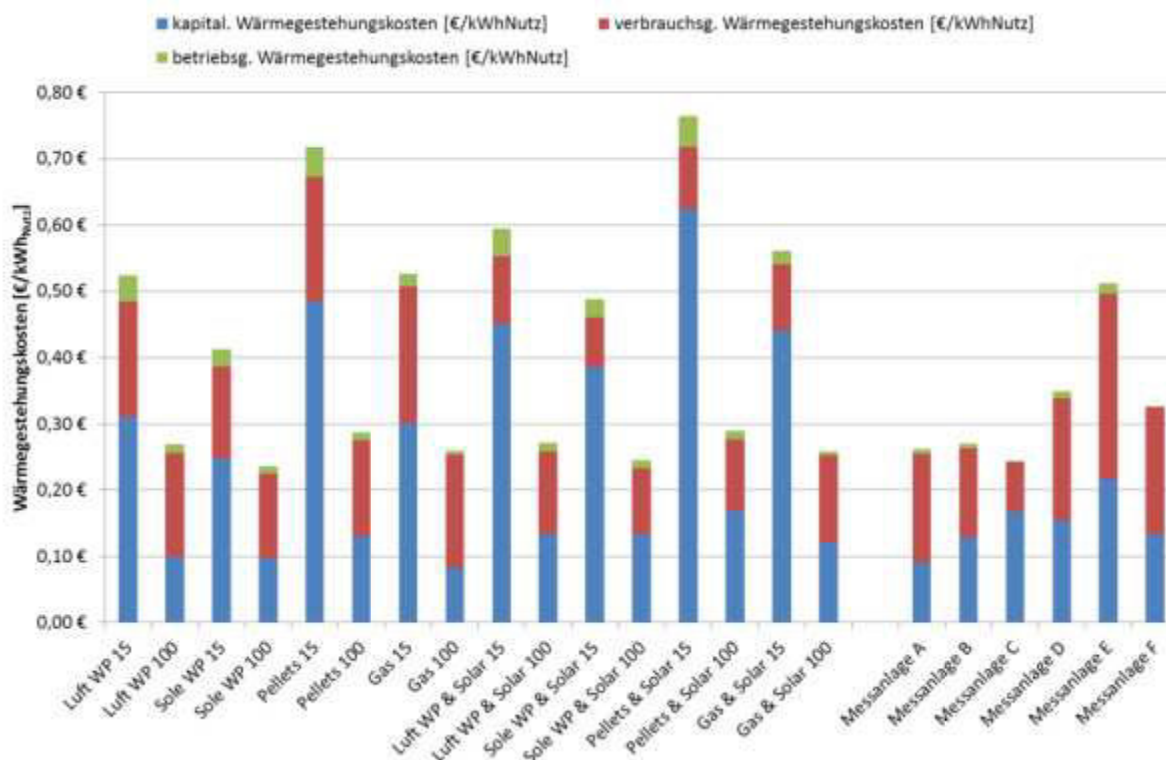


Abbildung 7-12: Wärmegestehungskosten der Messanlagen im Vergleich zu den simulierten Systemen

8 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Die Projektergebnisse von „SolPumpEff“ – Hocheffiziente Kombinationen von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen – haben die grundsätzliche Sinnhaftigkeit (energetisch, Kosten, etc.) der Kombination Solarthermie und Wärmepumpe mit Potential für die Zukunft gezeigt.

Um einen Überblick über die derzeit auf dem österreichischen Markt verfügbaren Kombinationen von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen zu erhalten, wurde von AEE INTEC eine Marktanalyse durchgeführt. Es wurden all jene Systeme diverser Hersteller dokumentiert, welche die Möglichkeit der Kombination beider Systeme ermöglichen. Es wurden im Rahmen der Recherche am österreichischen Markt 20 Produkte gefunden und analysiert. Da es sich um einen neuen und relativ schnell ändernden Markt handelt, konnte im Laufe der Recherche beobachtet werden, dass einige dokumentierte Systeme bzw. Produkte vom Markt genommen wurden und einige neu hinzukamen. Die Analyse zeigte, dass nur wenige fertig vordimensionierte bzw. vorgefertigte Komplettsysteme verfügbar sind. Die im Rahmen einer Marktstudie erfassten Systemkombinationen wurden in vier Hauptkategorien gegliedert: das „parallele“, das „serielle“, das „regenerative“ und das „komplexe“ Konzept. Diese Klassifikation, welche für die untersuchten Systeme angewandt wurde, ergibt die Aufteilung am Markt, dass das „parallele“ Konzept klar mit 61 % Anteil dominiert. Solar - Wärmepumpensysteme mit reinen „seriellen“ bzw. „regenerativen“ Konzepten sind mit 6 % bzw. 1 % im Vergleich selten angeboten. Sehr beachtlich ist der Anteil an komplexen Systemen mit Kombination aus parallelen, seriellen und/oder regenerativen Systemen, der 33 % beträgt. In weiterer Folge wurden die recherchierten Systeme in einer einheitlichen Form beschrieben. Die Systembeschreibungen bestehen aus einem Überblick über die prinzipielle Funktionsweise, einer genaueren Betrachtung des hydraulischen Schemas, sowie Beschreibungen der Einbindung der einzelnen Komponenten und der Regelung. Abschließend folgt eine Liste der technischen Daten, die der Hersteller zur Verfügung stellt.

Die Analyse der Feldtestanlagen wurde von AEE INTEC durchgeführt und ergab, dass die thermischen Solaranlagen die Arbeitszahl des Hybridsystems SPF_{SWP} erheblich verbessern (zwischen 13% und 65%) und gute Betriebsbedingungen für das solarthermische System zu hohen spezifischen Solarerträgen führten (durchwegs zwischen 400 und 500 kWh/m²a). Die sensible Reaktion der Wärmepumpen auf kleinste Planungs- und Installationsfehler (Fühlerpositionen, Speicheranschlüsse, Schichtung, etc.) sowie die hydraulische und regelungstechnische Integration der Speicher in das System (WW-Modus, Solltemperaturen, Laufzeiten, etc.) zeigte enorme Auswirkungen auf die Effizienz des Gesamtsystems. Exergieverluste durch Beimischung (Heizungsverteilung) konnten häufig festgestellt werden und führten zur Reduktion des SPF. Wird die Berechnung der Arbeitszahl des Hybridsystems (SPF_{SWP}) um die thermischen Speicher- bzw. Systemverluste erweitert, so reduzierte sich die Arbeitszahl des Gesamtsystems (SPF_{System}) um 1 % (System E) bis 46 % (System C). Dies zeigt deutlich die Wichtigkeit eines optimal gestalteten Speicherkonzeptes. Abgestimmte Systeme mit hohem Standardisierungs- und Vorfertigungsgrad zeigen Vorteile hinsichtlich Systemeffizienz (Wärmeverluste, Hydraulik, Regelung). Basierend auf den Erkenntnissen der Analyse des Betriebsverhaltens der Feldtestanlagen wurden an ausgewählten Systemen diverse Optimierungsmaßnahmen (Anpassung von Fühlerpositionen, Regelungseinstellungen, Volumenströme, etc.) durchgeführt, welche zu einer effizienteren Betriebweise der Systeme führten.

Durch die Versuche an der Testanlage im Labor der Fa. Ochsner sollten die Auswirkungen der Integration der Solarenergie in den Kältemittelkreislauf untersucht werden. Als mögliche praxistaugliche Systemvariante wurde die Integration der Solarwärme in den Kältekreis der Wärmepumpe gewählt. Die Messreihen haben gezeigt, dass unter verschiedensten Betriebsbedingungen, welche während einer Heizperiode zu erwarten sind, punktuelle Effizienzsteigerungen der Wärmepumpe durch die solarthermische Unterstützung des Verdampfers von bis zu 16 % erreicht wurden. Wie viel diese punktuellen Effizienzsteigerungen schließlich über ein gesamtes Jahr ausmachen bzw. inwieweit sich durch die Integration der Solarthermie in den Kältemittelkreislauf der Wärmepumpe die Jahresarbeitszahl verbessert, wurde mittels von im Projekt durchgeführten Simulationen untersucht. Weiters wurde versucht, durch Schaffung von Extrembedingungen, den Solarkollektor unter dem Taupunkt zu betreiben. Es wurde jedoch festgestellt, dass es nicht möglich war, mit der vorhandenen Konfiguration eine Absorbertemperatur im Kollektor bei Extrembedingungen unter dem Taupunkt zu erreichen. Ebenfalls wurde untersucht, wie der Kältekreis der Wärmepumpe bei hohen Kollektorkreistemperaturen reagiert. Auch hier wurden Extrembedingungen geschaffen, welche im Normbetrieb nicht zu erwarten sind. Durch Variation der Kälteleistung (Verdichterdrehzahl) konnten die Einsatzgrenzen des Verdichters eingehalten werden.

Zur weiteren Beurteilung und Bewertung von möglichen Systemkombinationen wurden vom Institut für Wärmetechnik (IWT) dynamische Anlagen-Simulationen mit der Software TRNSYS durchgeführt. TRNSYS hat den Vorteil, dass Modelle von verschiedenen Systemkomponenten (Speicher, Wärmepumpe, etc...) erstellt und angepasst werden können. Unter anderem wurden vom IWT ein Wärmepumpenmodell für TRNSYS in Kooperation mit dem Institut für Solartechnik SPF in Rapperswil, Schweiz und ein Eisspeichermodell entwickelt.

Zwei der Feldtestanlagen (System B, C) wurden mit der Simulationssoftware TRNSYS abgebildet. Bei den Systemen handelt es sich um parallele Solar WP Kombianlagen (eine Luft WP und eine Sole WP). Die Ergebnisse des Simulationsmodells wurden mit den Messdaten aus der Feldtestreihe validiert. In weiterer Folge wurde nach Optimierungspotentialen gesucht und mit den Simulationsmodellen Variantenberechnungen mit unterschiedlichen Konfigurationen (Fühlerpositionen, Regelstrategien, Dämmstärken des Speichers) durchgeführt.

Als nächster Schritt wurden verschiedene Wärmebereitstellungssysteme (Luft WP; Sole WP (Erdreichkollektor), Pelletkessel und Gaskessel (Brennwertkessel)) mit und ohne Solaranlage für drei unterschiedliche Gebäudetypen (spezifischer Heizwärmebedarf von 15, 45 und 100 kWh/m²a) über dynamische Anlagensimulationen energetisch bewertet. Dabei wurden auch unterschiedliche Arten

der hydraulischen Einbindung der WP untersucht. Aus den Simulationsergebnissen ist ersichtlich, dass bei der direkten Einbindung der WP in das Wärmeabgabesystem das System etwas effizienter ist als bei der indirekten Einbindung (hydraulische Entkopplung der WP vom Wärmeabgabesystem über Pufferspeicher).

Aus den Erkenntnissen der Feldmessungen und den Simulationen aus dem Systemvergleich wurden vier alternative Solarthermie – Wärmepumpen – Konzepte definiert, welche in weiterer Folge durch dynamische Anlagensimulationen bewertet wurden. Bei zwei dieser Systeme wurden unabgedeckte, selektiv beschichtete Kollektoren als Wärmequelle für den Pufferspeicher als auch für den Verdampfer der Wärmepumpe verwendet. Aus den Simulationsergebnissen ist ersichtlich, dass ca. die doppelte Kollektorfläche installiert werden muss, damit die gleiche Systemeffizienz wie mit einem parallelen SolarthermieLuft-WP Kombisystem (abgedeckt selektiv beschichtet) erreicht werden kann. Dieses System stellt eine alternative zur klassischen Außeneinheit von Luft-WP dar. Im zweiten Konzept wird zusätzlich ein Eisspeicher als Wärmequelle für die WP verwendet. Aus diesen Simulationsergebnissen ist ersichtlich, dass durch die Einbindung des Eisspeichers die Systemeffizienz unter den angenommen Randbedingungen nur geringfügig erhöht werden kann (bei gleicher Kollektorfläche). In zwei weiteren Konzepten wurden zwei Varianten der Luftvorwärmung bei Luft-WP Systemen untersucht. In einer Variante wird durch einen der Außeneinheit (Verdampfer Außenluft) vorgeschalteten Wärmetauscher die Außenluft vorgewärmt. In der anderen Variante wird Solarwärme über einen Wärmetauscher direkt im Kältemittelkreis eingebracht, der der Außeneinheit der Luft WP nachgeschaltet ist. Bei beiden Systemen wird die Wärme der Solaranlage (abgedeckte, selektiv beschichtete Kollektoren) vorrangig zur Pufferspeicherbeladung verwendet. Im Vergleich zum parallelen Solarthermie Luft-WP System wird hier unter den angenommenen Randbedingungen eine relativ geringe Erhöhung des SPF_{System} von 0,8 – 2,6 % erreicht.

Bei der Nutzung von Solarwärme am Verdampfer der WP ist es denkbar, dass die Kollektor-Eintrittstemperatur niedriger ist als die Außenlufttemperatur. Aus diesem Grund war es von Interesse, ob es zu einer Unterschreitung des Taupunkts an der Kollektoroberfläche und dadurch im Kollektor zu einer zusätzlichen Kondensatbildung kommen kann. Dies ist unerwünscht, da es durch das Kondensat zu einer Schädigung der Absorberbeschichtung und einer Durchfeuchtung der Wärmedämmung kommen kann. Aus diesem Grund wurden mit den Simulationsmodellen auch Taupunkts-Untersuchungen durchgeführt. Aus den Ergebnissen ist ersichtlich, dass bei den hier betrachteten Systemen unter den getroffenen Annahmen - insbesondere hinsichtlich der Regelung - keine nennenswerte zusätzliche Kondensatbildung auftreten sollte.

Basierend auf den Ergebnissen der Feldtestreihe und den Simulationen wurde von AEE INTEC eine ökologische und ökonomische Bewertung von Systemen durchgeführt. Über den Primärenergieverbrauch der Systeme kann zusammengefasst die Aussage getätigt werden, dass die Systeme mit solarthermischer Anlage den konventionellen Heizsystemen ohne Solaranlage primärenergetisch klar überlegen sind. Die Systeme mit dem Gaskessel ohne Solaranlage stellen primärenergetisch die ungünstigsten Varianten dar, mit Solaranlage kann der Primärenergieverbrauch der Gaskessel jedoch deutlich gesenkt werden. Die Sole-Wärmepumpen - egal ob mit oder ohne solarthermische Anlage - weisen gegenüber den Varianten mit Luft-Wärmepumpe primärenergetische Vorteile auf. Die Systeme mit Pelletskessel weisen dank des Primärenergiefaktors, welcher nur fossile Energieträger berücksichtigt, die günstigsten Werte auf. Beim SFH15-Gebäude reduziert sich der fossile Primärenergieverbrauch durch die Solaranlage bei der Luft-Wärmepumpe um 41 % und bei der Sole-Wärmepumpe sogar um 46 %. Beim SFH45-Gebäude reduziert sich der Verbrauch um 29 % bei der Luft-WP und um 33 % bei der Sole-WP, während es im Gebäude mit 100 kWh/m²a noch jeweils 20 % bzw. 21 % sind. Systemübergreifend konnte gezeigt werden, dass je höher der spezifische Heizwärmebedarf des jeweiligen Gebäudes ist, desto geringer werden die Unterschiede zwischen den verschiedenen Systemvarianten. Z.B. liegt der Unterschied des fossilen Primärenergieverbrauchs zwischen der Luft-Wärmepumpe mit Solaranlage und der Sole-Wärmepumpe mit Solaranlage beim SFH15-Gebäude bei 37 %, beim SFH45-Gebäude bei 34 % und beim SFH 100 Gebäude bei 22 %. Die „hochintegrierten“ alternativen Konzepte liegen primärenergetisch durchwegs im Bereich der

parallelen Wärmepumpenkombisysteme. Im Vergleich zur Luft-WP & Solar zeigen die Konzepte gebäudeunabhängig durchwegs positive Ergebnisse. Die Sole-Wärmepumpe mit Solar liegt primärenergetisch immer etwas günstiger als die alternativen Konzepte. Die Ergebnisse der Feldtestanlagen sind grundsätzlich zufriedenstellend, wobei punktuell noch Optimierungspotential besteht. Hinsichtlich CO₂-Ausstoß schneidet bei den konventionellen Heizsystemen der Pelletskessel mit Deutlichkeit am besten ab, wohingegen der Gaskessel den höchsten CO₂-Ausstoß aufweist, die Luft- und Sole-Wärmepumpen liegen dazwischen.

Bei den konventionellen Heizsystemen ohne Solaranlage weisen die Sole-Wärmepumpen um 19 % (SFH15), 21 % (SFH45) und 18 % (SFH100) niedrigere CO₂-Emission als die Luft-Wärmepumpen auf. Bei den Solar-Kombisystemen haben die Sole-Wärmepumpen um 27 % (SFH15), 26 % (SFH45) und 18 % (SFH100) geringere CO₂-Ausstöße. Mit der thermischen Solaranlage konnte eine deutliche Reduktion des CO₂-Ausstoßes der Systeme erzielt werden. So beträgt die Reduktion bei der Luft-Wärmepumpe bei SFH15-Gebäude durch die Solaranlage 60 %, beim SFH45-Gebäude 29 % und beim SFH100-Gebäude 20 %. Wird die Solaranlage bei der Sole-Wärmepumpe eingesetzt so ergeben sich Einsparungen von 54 % für das SFH15, 33 % für das SFH45 und 21 % für das SFH100-Gebäude. Die Emissionen des Gaskessels konnten beim SFH15-Gebäude um 51 %, beim SFH45 um 36 % und beim SFH100 um 23 % reduziert werden. Der ohnehin sehr niedrige CO₂-Ausstoß des Pelletskessels kann durch den Einsatz der Solaranlage noch weiter reduziert werden. Die alternativen Konzepte liegen im Vergleich zur Luft-Wärmepumpe mit Solaranlage günstiger (SFH15, 45). Werden die alternativen Konzepte beim SFH100-Gebäude mit der parallelen Solar-Luft-Wärmepumpenkombination verglichen, liegen Konzept III und Konzept IV über, Konzept I und Konzept II unter dessen CO₂-Emissionen. Die Ergebnisse der Feldtestanlagen sind grundsätzlich zufriedenstellend, wobei punktuell noch Optimierungspotential besteht.

Bei Betrachtung der Wärmegestehungskosten der simulierten Systeme wird sichtbar, dass durch die höheren Investitionskosten der Solaranlagen die gesamten Wärmegestehungskosten der Solar-Kombisysteme geringfügig höher sind als die der konventionellen Heizsysteme. Es werden durch die Solaranlage die verbrauchsgebundenen Kosten gesenkt, aber die Mehrkosten der Investition können nicht vollständig kompensiert werden - nicht zuletzt deshalb da in der Berechnung keinerlei finanzielle Förderungen berücksichtigt wurden. Der Unterschied zwischen den Wärmegestehungskosten der einzelnen Systeme wird, sowohl mit als auch ohne Solar, mit steigendem Heizenergiebedarf kleiner. Die Kosten betragen bei den konventionellen Heizsystemen beim SFH15-Gebäude 0,413 bis 0,717 €/kWh_{Nutz}, beim SFH45 von 0,281 bis 0,434 €/kWh_{Nutz} und bei SFH100 0,236 bis 0,287 €/kWh_{Nutz}. Bei den Solar-Kombisystemen liegen die Kosten bei SFH15 zwischen 0,488 und 0,765 €/kWh_{Nutz}, bei SFH45 zwischen 0,306 und 0,434 €/kWh_{Nutz} und bei SFH100 liegt die Bandbreite lediglich zwischen 0,248 und 0,293 €/kWh_{Nutz}. Aufgrund des vergleichsweise hohen Heizenergiebedarfs des SFH100-Gebäudes und der zu den SFH15- und SFH45- Gebäuden verhältnismäßig geringen Investitionskosten sind die Wärmegestehungskosten der einzelnen Systeme des SFH100-Gebäudes niedriger als bei den SFH15- und SFH45-Varianten. Auch die Differenz von Pellets- und Gaskessel zu den Wärmepumpensystemen wird mit steigendem Heizenergiebedarf egalisiert. Da die handelsüblichen Pellets- und Gaskessel in der Lage sind, die Wärmeleistung zu variieren und somit einen großen Leistungsbereich abdecken können, spielt es bei der Betrachtung der Investitionskosten (kapitalgebundene Kosten) eine wesentliche Rolle, welchen Heizenergiebedarf das jeweilige betrachtete Gebäude aufweist. So hat der verwendete Pelletskessel einen Leistungsbereich von 3,4 kW_{th} bis maximal 13 kW_{th} und kann damit sowohl den Heizenergiebedarf des SFH15-, SFH45- und SFH100-Gebäudes decken. Interessant ist, dass die Sole-Wärmepumpe mit Solaranlage kostengünstiger ist als die konventionellen Referenzsysteme (Luft-WP, Pellets und Gas), dies gilt sowohl für das SFH15, SFH45 als auch für das SFH100-Gebäude. Dabei liegen beim „Sole WP & Solar“ System die kapitalgebundenen Kosten höher, aber aufgrund der deutlich höheren Effizienz (Jahresarbeitszahl) des Systems, sind die verbrauchsgebundenen Wärmegestehungskosten derart gering, dass die gesamten Kosten niedriger ausfallen. Dieser Unterschied macht sich besonders in Gebäuden mit geringem Heizenergiebedarf bemerkbar, da dort die Wärmepumpen kleiner dimensioniert werden können, als es bei Gas- und Pelletskessel möglich ist. Werden die alternativen Konzepte betrachtet,

so kann festgestellt werden, dass diese bei den jeweiligen Gebäudetypen auf ähnlichem Niveau liegen wie die konventionellen Referenzsysteme und die Solar-Kombisysteme. Beim SFH15-Gebäude liegen die Gesamtwärmegestehungskosten zwischen 0,501 und 0,601 €/kWh_{Nutz}, beim SFH45 zwischen 0,316 und 0,378 €/kWh_{Nutz} und bei SFH100 zwischen 0,255 und 0,282 €/kWh_{Nutz}. Konzept I (unabgedeckter Kollektor ohne Eisspeicher) liegt hinsichtlich Wärmegestehungskosten gleichauf mit dem Sole-Wärmepumpen-Solar-System und ist sogar günstiger als das Luft-Wärmepumpensystem, gefolgt von Konzept II (unabgedeckter Kollektor mit Eisspeicher). Konzept III (abgedeckter Kollektor und Luftvorwärmung) und Konzept IV (abgedeckter Kollektor und zweiter Verdampfer) liegen hinsichtlich Kosten im Bereich des Solaren-Kombisystems mit Luftwärmepumpe.

Aus den Bewertungen kann geschlussfolgert werden, dass je höher der Energiebedarf eines Gebäudes ist, desto kleiner wird der Bereich, in dem die Wärmegestehungskosten aller Systemkombinationen liegen (sowohl mit als auch ohne thermische Solaranlage). Hinsichtlich Wärmegestehungskosten sind bei Gebäuden im Passivhausstandard (SFH15) Sole-Wärmepumpen mit und ohne Solaranlage und das alternative Konzept I (unabgedeckter Flachkollektor ohne Eisspeicher) im Vorteil. Hinsichtlich Primärenergieverbrauch und CO₂-Ausstoß ist der Einsatz eines Pelletskessels mit oder ohne Solaranlage unübertroffen. Trotzdem weisen die Wärmepumpensysteme mit solarthermischer Anlage und die alternativen Konzepte I bis IV relativ niedrige Emissionen auf. Bei den SFH15-Gebäuden weisen die Sole-Wärmepumpen mit und ohne Solaranlage die niedrigsten Wärmegestehungskosten auf, gefolgt vom alternativen Konzept I. Werden die ökologischen Kennwerte betrachtet, so sind neben sämtlichen alternativen Konzepten (I bis IV) und den Solar-Kombisystemen mit Wärmepumpen die Varianten mit Pelletskessel klar im Vorteil. Die Wärmegestehungskosten liegen beim SFH100-Gebäude eng zusammen, die Sole-Wärmepumpe (mit/ohne Solar), der Gaskessel (mit/ohne Solar) sowie des Konzept I (unabgedeckter Kollektor) liegen unter den getätigten Annahmen bzw. Randbedingender Berechnung am günstigsten.

9 Ausblick und Empfehlungen

Die Projektergebnisse von „SolPumpEff“ - Hocheffiziente Kombinationen von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen - haben die grundsätzliche Sinnhaftigkeit (energetisch, Kosten, etc.) der Kombination Solarthermie und Wärmepumpe mit Potential für die Zukunft gezeigt. Als wichtige Erkenntnis aus den im Projekt durchgeführten Feldmessungen und Simulationen lässt sich festhalten, dass – unabhängig von der Art der Systemintegration (parallel, seriell oder integriert) – eine sorgfältige Ausführung und Installation und eine gute regelungstechnische Einbindung bei solchen Anlagen essentiell für eine hohe Systemeffizienz sind. Die alternativen Systemkonzepte mit unabgedeckten Kollektoren mit und ohne Eisspeicher haben Ergebnisse hervorgebracht, die diese Technologie für weiterführende Untersuchungen empfehlen.

Die im Rahmen der Feldtestreihe gewonnenen Erkenntnisse zeigen, dass Wärmepumpen sehr sensibel auch auf kleinste Planungs- und Installationsfehler (Fühlerpositionen, Speicheranschlüsse, Schichtung, etc.) als auch auf suboptimale Regelungseinstellungen (WW-Modus, Solltemperaturen, Laufzeiten, etc.) reagieren. Die verwendeten Speicher zeigten sich hier als zentrale Komponente. Hier besteht noch Forschungsbedarf, um die optimalen Speicherkonfigurationen (Anschluss Höhen, Positionierung der Regelungstemperaturfühler) für die jeweiligen Systeme zu erarbeiten, was auch die Arbeiten von (Haller, 2012) ergaben. Des Weiteren besteht erhebliches Verbesserungspotenzial im Bereich der Systemeffizienz (Wärmeverluste, elektrische Antriebe, Regelung, etc.) und hinsichtlich dynamischer Leistungsregelung der Wärmepumpenkompressoren – Drehzahlregelung bzw. Inverter-technologie. Abgestimmte Systemkonzepte mit optimal angepassten Systemkomponenten und hohem Standardisierungs- und Vorfertigungsgrad (Plu&Play-Systeme) sowie die Realisierung einer witterungsgeführten Regelstrategie, ev. im Verbund mit einem SmartGrid könnten hier zu erheblichen Primärenergieeinsparungen führen. Im Hinblick auf die Entwicklung im Gebäudesektor hin zu Niedrigenergie- bzw. Passivhausstandards, wird die preisliche Entwicklung von Solar-

Kombisystemen eine wesentliche Rolle spielen, um dort eine Konkurrenz zu konventionellen Heizsystemen darzustellen.

Ein einheitliches Bewertungsschema zur Beurteilung der Effizienz von Solarthermie- und Wärmepumpenkombinationen würde die derzeitige undurchsichtige Situation für den Endkunden verbessern. Verschiedenste Systemgrenzen und sich im Detaillierungsgrad deutlich unterscheidende Kennzahlen führen zu einer schwierigen Möglichkeit, die am Markt angebotenen Systeme zu vergleichen. Ebenso wichtig ist die entsprechende Möglichkeit der einheitlichen Klassifizierung solcher Systemkonzepte hinsichtlich Vorgaben der europäischen Energieeffizienzrichtlinie, welche zukünftig auch für Wärmepumpensysteme gelten soll. Hierzu wäre ein entsprechendes Bewertungskonzept zu definieren.

Die Simulationen zeigen das deutliche Potential der unterschiedlichen hydraulischen Schaltungen. Es konnten Stromeinsparungen von ca. 30 % durch die Kombination mit Solaranlage erzielt werden. Die alternativen Konzepte, besonders die Varianten mit unabgedecktem Kollektor stellten sich als interessante Kombination heraus. Diese Kollektoren sind eine interessante Alternative zu konventionellen Luft-Wärmetauschern von Wärmepumpen. Durch die Integration eines Eisspeichers ist eine zusätzliche Energieeinsparung möglich.

Ein weiterer interessanter Ansatz ist die Erweiterung von Solarthermie- und Wärmepumpenkombinationen mit der Komponente Photovoltaik bzw. sogenannten PVT Kollektoren, die sowohl Strom als auch Wärme erzeugen können. Ebenso wichtig wird in Zukunft die Thematik rund um das „Smart Grid“ sein, worin der Strom zeitlich variable Preise haben wird und eine positivere Ökobilanz des Stromnetzes erreicht werden kann. Solarthermie- und Wärmepumpensysteme könnten hier eine interessante Alternative darstellen und auch innerhalb dieser „Smart Grids“ hinsichtlich energetischer, ökologischer und ökonomischer Kennzahlen gegenüber konventionellen Heizsystemen effizient betrieben werden.

Worauf auch ein Augenmerk gelegt werden sollte, ist die Tatsache, dass bei jeder weiteren installierten Wärmepumpe – sei es mit der Wärmequelle Luft, Wasser oder Erdreich – der Strombedarf aus dem Stromnetz gedeckt wird. Das österreichische Stromnetz steht aber jetzt schon im oberen Bereich seiner Kapazitätsgrenze – thermische Solaranlagen tragen hier ihren Teil dazu bei, den Stromaufwand von Wärmepumpen deutlich zu reduzieren und helfen, das Stromnetz zu entlasten.

10 Literaturverzeichnis

- Bertram E., et al. (2010): Condensation Heat Gains on Unglazed Solar Collectors in Heat Pump Systems. In: Proc. Of the EuroSun 2010 Conference, Graz, Austria
- Bertsch S. (2009): Quasidynamischer Wärmepumpen-Simulator, Computer – Code in EES (Engineering Equation Solver)
- Claußen T. (1993): Entwicklung und experimentelle Verifizierung eines dynamischen Latentwärmespeichermodells; Diplomarbeit am Studiengang Diplom-Physik, Universität Oldenburg
- Dott R., Haller M., Ruschenburg J., Ochs F., Bony J. (2011): The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Part B: Buildings and Space Heat Load; A technical report of subtask C, Report C1 Part B, 25.10.2012
- Faninger G. (2007): Der Wärmepumpenmarkt in Österreich, Klagenfurt, März 2007, im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie, BMVIT
- Frank E., Haller M., Herkel S., Ruschenburg J. (2010): Systematic Classification of Combined Solar Thermal and Heat Pump Systems, Subtask A, IEA SHC Task 44
- Haller M., Dott R., Ruschenburg J., Ochs F., Bony J. (2011): The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Part A: General Simulation Boundary Conditions; A technical report of subtask C, Report C1 Part A, 07.03.2013
- Haller M., Frank E. (2011): On the potential of using heat from solar thermal collectors for heat pump evaporators; ISES Solar World Congress, 28. August - 2. September 2011, Kassel, Germany
- Kaltschmitt, M., Streicher, W., & Wiese, A. (2005): Erneuerbare Energien- Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte. Leipzig: Springer- Verlag Berlin Heidelberg.
- Klein S.A. (2007): Engineering Equation Solver, Academic Commercial V7.934-3D, F-Chart Software, Madison, USA
- Marek M., (2009): Systems using solar thermal energy in combination with heat pumps – overview, IEA SHC Task44 – Task preparation workshop, 23-24.4.2009
- Meteotest (2009): Meteonorm 6.1.0.9, Global Meteorological Database for Engineers, Planners and Education, Software and Data on CD-ROM. Meteotest, Bern, Switzerland.
- Philippen D., Haller M.Y., Frank F. (2011): Einfluss der Neigung auf den äußeren konvektiven Wärmeübergang unabgedeckter Absorber. 21. Symposium Thermische Solarenergie, 11.-13.05.2011, Bad Staffelstein, DE, Tagungsband S. 336 – 341
- Ruschenburg J., with contributions from W. Becke, M. D’Antoni, S. Eicher, K. Ellehauge, H. Focke, M. Haller, M. Huber, I. Katić, A. Loose, I. Malenković, A. Thür and M. Vukits, A Review of Market-Available Solar Thermal Heat Pump Systems, March 2013, IEA SHC T44A38
- Trinkl C. (2009): Solar Heat Pump Heating Systems - R&D Projects at Ingolstadt University, IEA SHC Task44 - Task preparation workshop, 23-24.4.2009
- TRNSYS (2011): TRNSYS 17, A Transient System Simulation Program, V 17.00.0019, Solar Energy Lab, University of Wisconsin – Madison, USA

Trojek S., Augsten E. (2009): Sie finden zusammen, Artikel mit einer Übersicht von am Markt verfügbaren Solar+WP-Konzepte, Sonne Wind & Wärme 6/2009

VDI Wärmeatlas (1997): Wärmeübergang und Strömung in Verfahrenstechnik und Chemie, 8. Auflage, Springer Verlag

Visser H. (1986): Energy Storage in Phase Change Materials, Development of a component model compatible with the TRNSYS transient simulation program; Department Applied Physics, Delft University of Technology

Verband Deutscher Ingenieure (2000): VDI Norm 2067- Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen . Düsseldorf: Verband Deutscher Ingenieure.

ZAMG (2012): Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik, 2012

Österreichisches Institut für Bautechnik (2011): OIB- Richtlinie 6, Energieeinsparung und Wärmeschutz, OIB-330.6-094/11

11 Referenzen

<http://www.iea-shc.org/task44/>

<http://www.heatpumpcentre.org/en/Sidor/default.aspx>

Anhang A

Investitionskosten der Systeme (inkl. Ust.)

Investitionskosten konventionelle Referenzsysteme			
System	SFH 15	SFH 45	SFH 100
Luft-Wärmepumpe	15.259 €	16.372 €	17.804 €
Sole-Wärmepumpe	13.208 €	15.417 €	19.045 €
Pellets	19.048 €	19.048 €	19.048 €
Gas	12.144 €	12.144 €	12.144 €

Investitionskosten Solar-Kombi-Systeme			
System	SFH 15	SFH 45	SFH 100
Luft-Wärmepumpe mit Solar	22.713 €	23.826 €	25.436 €
Sole-Wärmepumpe mit Solar	20.662 €	22.871 €	26.677 €
Pellets mit Solar	26.502 €	26.502 €	26.502 €
Gas Solar	19.598 €	19.598 €	19.598 €

Investitionskosten alternative Konzepte			
System	SFH 15	SFH 45	SFH 100
Konzept I	19.984 €	21.212 €	23.021 €
Konzept II	21.650 €	22.879 €	24.687 €
Konzept III	23.112 €	23.762 €	25.582 €
Konzept IV	23.575 €	24.225 €	26.045 €

Investitionskosten Feldtestanlagen	
System A	27.859 €
System B	32.695 €
System C	40.884 €
System D	31.086 €
System E	21.840 €
System F	41.021 €

IMPRESSUM

Verfasser

AEE - Institut für Nachhaltige Technologien

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf

Tel.: +43-3112 5886-0

Fax: +43-3112 5886-18

E-Mail: office@aee.at

- Martin Vukits
- Christian Fink

Projektpartner und Autoren

Technische Universität Graz –
Institut für Wärmetechnik

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf

Tel.: +43-3112 5886 –0

Fax: +43-3112 5886 –18

E-Mail: office@aee.at

- Andreas Heinz
- Werner Lerch

SOLution - Greiner Renewable Energy GmbH

Solarstrasse 7, 4653 Eberstallzell

Telefon +43 (0)7244 20280

Telefax +43 (0)7244 20380 – 18

Internetseite: <http://www.sol-ution.com/>

Ochsner Wärmepumpen GmbH

Ochsner-Straße 1, 3350 Stadt Haag

Tel.: +43-504245-8

Fax: +43-504245-349

E-Mail: kontakt@ochsner.at

Eigentümer, Herausgeber und Medieninhaber

Klima- und Energiefonds

Gumpendorfer Straße 5/22

1060 Wien

office@klimafonds.gv.at

www.klimafonds.gv.at

Disclaimer

Die Autoren tragen die alleinige Verantwortung für den Inhalt dieses Berichts. Er spiegelt nicht notwendigerweise die Meinung des Klima- und Energiefonds wider.

Der Klima- und Energiefonds ist nicht für die Weiternutzung der hier enthaltenen Informationen verantwortlich.

Gestaltung des Deckblattes

ZS communication + art GmbH