

Endbericht zum Projekt

**WISSENSCHAFTLICHE
BEGLEITFORSCHUNG ZUM
FÖRDERPROGRAMM
„SOLARTHERMIE – SOLARE
GROßANLAGEN 2013“**

Autoren

Christian Fink, Projektleitung
Samuel Knabl
Walter Becke
Veronika Hierzer
Waldemar Wagner
Reinhard Pertschy

AEE – Institut für Nachhaltige Technologien

Max Blöchle
Thomas Natiesta
Bernd Windholz
Franz Helminger

Austrian Institute of Technology (AIT)

Gleisdorf, im August 2019

Auftraggeber

Klima- und Energiefonds

Gumpendorfer Straße 5/22
1060 Wien



Beauftragt im Rahmen des Förderprogramms „Solarthermie – Solare Großanlagen“.

Programmabwicklung:

Kommunkredit Public Consulting

Türkenstraße 9
1092 Wien



Auftragnehmer und Projektleitung:

AEE - Institut für Nachhaltige Technologien

A-8200 Gleisdorf, Feldgasse 19
Tel.: +43-3112 5886 -214
Fax: +43-3112 5886 -18
E-Mail: c.fink@ae.at
www.aee-intec.at



Projektpartner:

AIT Austrian Institute of Technology GmbH

A-1210 Wien, Donau-City-Straße 1
www.ait.ac.at



FH-OÖ Forschungs & Entwicklungs GmbH Forschungsgruppe ASiC

Ringstraße 43a, A-4600 Wels
www.asic.at



Inhalt

1	KURZFASSUNG	4
2	EINLEITUNG	6
3	ÜBERBLICK ÜBER DIE BEGLEITFORSCHUNGSPROJEKTE	8
4	BESCHREIBUNG DER TÄTIGKEITEN IN VERBINDUNG MIT DEN MESSANLAGEN IM BERICHTSZEITRAUM.....	9
5	VERBREITUNGSAKTIVITÄTEN	11
6	KENNZAHLEN AUS SIMULATION UND MESSUNG IM ANLAGENVERGLEICH	15
7	BESCHREIBUNG DER PROJEKTE UND DARSTELLUNG DER RELEVANTEN MESSERGEBNISSE.....	18
	7.1 Brandnertal Gastronomie GmbH, Vbg.....	18
	7.2 Enzenhofer Siegfried - R&R Objektischlerei, Sbg.	35
	7.3 Flughafen Innsbruck, T	49
	7.4 Geotechnik Tauchmann, OÖ	62
	7.5 HABAU Hoch- und TiefbaugmbH, OÖ	92
	7.6 Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang, Sbg.....	109
	7.7 Nahwärme Sirnitz, K	127
	7.8 SFL technologies GmbH.....	139
	7.9 Waldmühle Rodaun, W	155
	7.10 Wührer Holztrocknung, OÖ	191
8	LITERATURVERZEICHNIS.....	207

1 Kurzfassung

Österreich kann im Bereich kleiner Heizung-Warmwasser-Kombinations-Anlagen auf eine lange und sehr erfolgreiche Historie verweisen. Große Solarthermieanlagen stellen hier ein bisher wenig genutztes Potential dar. Um eine verstärkte Erschließung dieses Potentials erreichen zu können, bedarf es technologischer Weiterentwicklungen und eine Reduktion der Endkundenpreise.

Vor diesem Hintergrund definierte der Klima- und Energiefonds im Arbeitsprogramm 2010 erstmals einen Förderschwerpunkt für große solarthermische Anlagen in gewerblichen Anwendungen („Solare Prozesswärme in Produktionsbetrieben“, „Solare Einspeisung in netzgebundene Wärmeversorgung“, „Hohe solare Deckungsgrade in Gewerbe und Dienstleistungsgebäuden“ und „Kombinierte Anwendungen zum solaren Kühlen und Heizen“). Bisher wurden acht erfolgreiche Ausschreibungen durchgeführt und es wurden Förderzusagen an über 300 Projekte vergeben. Als zentrale Instrumente des Förderprogramms wurden einerseits eine spezielle Anreizförderung und andererseits eine wissenschaftliche Programmbegleitung gewählt.

Die Hauptaufgabe der wissenschaftlichen Programmbegleitung liegt dabei in der Durchführung von Einreichberatungen für die Förderwerber, der technischen Unterstützung im Umsetzungsprozess sowie der nachfolgenden messtechnischen Begleitung ausgewählter Projekte über zumindest ein Jahr. Neben der Einleitung von Optimierungsschritten bei den konkreten Projekten, gilt es die Erkenntnisse aus dem Messprogramm gezielt in der Weiterentwicklung der Technologieschwachstellen und beim Aufzeigen von weiterführendem Forschungsbedarf einzusetzen.

Im gegenständlichen Projektbericht werden speziell die Ergebnisse der im Programmjahr 2012 vom Team der Begleitforschung behandelten und untersuchten Anlagen dargestellt. Das Begleitforschungsteam war im gegenständlichen Berichtszeitraum (Februar 2014 bis Juni 2019) mit den 10 im Monitoringprogramm befindlichen Projektverantwortlichen in intensivem Kontakt. Dabei galt es im ersten Schritt neben dem Projektstatus (Umsetzungszeitplan) insbesondere die technischen Details (wie z.Bsp. Anlagenhydraulik) und die Details zum Monitoringkonzept abzuklären. Bei allen 10 Projekten konnte das definierte Monitoring durch das Begleitforschungsteam über ein Kalenderjahr erfolgreich abgeschlossen werden.

Die durchgeführten Arbeiten und Resultate können wie folgt zusammengefasst werden:

- Kontakthaltung mit allen im Monitoringprogramm befindlichen Projektverantwortlichen und dessen Partnern (Anlagenbetreiber, Planer, ausführende Unternehmen, Regelungsfirmen, etc.)
- Unterstützungsleistungen bei der technischen Projektumsetzung (Umsetzung des „Stand der Technik“)
- Systemhydraulik und Monitoringkonzept – Erstellung von harmonisierten Blockschaltbildern
- Begleitung bei der Umsetzung und Durchführung der Inbetriebnahme des Monitoringsystems
- Laufende Verbesserungen betreffend Messkonzept und Messtechnik (Sensorik, Datenlogger, Schnittstellen mit Regelungsgeräten, Datentransfer, automatisierte Ausleseroutine, Datenbankintegration, Plausibilitätsprüfungen, etc.)
- Messdatengestützte Analyse und Bewertung des solarthermischen Anlagenbetriebs und des solarunterstützten Wärmeversorgungssystems über ein volles Betriebsjahr
- Durchführung von Systemsimulationen, sofern relevante Abweichungen im Vergleich zu den Einreichunterlagen auftraten (Erstellung von Benchmarks)

- Weiterentwicklung von standardisierten Darstellungen und Abbildungen zur Visualisierung der Messergebnisse
- Aufzeigen und Umsetzung von Optimierungspotenzial in Zusammenarbeit mit den Förderwerbern bzw. mit dessen Partnern (22 Optimierungsmaßnahmen wurden detektiert und davon konnten bei 4 deren Umsetzung bzw. Auswirkung nachgewiesen werden).
- Die technologierelevanten Erkenntnisse bildeten in unmittelbarem Zusammenhang mit den Projekten „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm „Solarthermie – Solare Großanlagen“, für die Ausschreibungsjahre 2010 - 2018 , die Basis für zahlreiche Technologieentwicklungen bei Unternehmen, führten zu einer Vielzahl kooperativen Forschungsprojekten und gaben gezielten Input zu bestehendem Forschungsbedarf.
- Durch das Begleitforschungsteam konnten die gewonnenen Erkenntnisse in Neuauflagen des gegenständlichen Förderprogramms eingebracht werden
- 43 Beiträge bei einschlägigen Veranstaltungen sowie 12 Artikel in einer Fachzeitschrift (in unmittelbarem Zusammenhang mit den Projekten „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm „Solarthermie – Solare Großanlagen“ für die Ausschreibungsjahre 2010 - 2018) zeigen deutlich die geleisteten Beiträge des Begleitforschungsteams zur Verbreitung der gewonnenen Erkenntnisse in der Branche und tragen damit gleichzeitig zur Steigerung des Bekanntheitsgrades des Förderprogramms bei.

2 Einleitung

Österreich kann im Bereich kleiner Heizung-Warmwasser-Kombinations-Anlagen auf eine lange und sehr erfolgreiche Historie verweisen. Große Solarthermieanlagen stellen hier ein bisher wenig genutztes Potential dar. Um eine verstärkte Erschließung dieses Potentials erreichen zu können, bedarf es technologischer Weiterentwicklungen und eine Reduktion der Endkundenpreise.

Vor diesem Hintergrund definierte der Klima- und Energiefonds im Arbeitsprogramm 2010 erstmals einen Förderschwerpunkt für große solarthermische Anlagen in gewerblichen Anwendungen („Solare Prozesswärme in Produktionsbetrieben“, „Solare Einspeisung in netzgebundene Wärmeversorgung“, „Hohe solare Deckungsgrade in Gewerbe und Dienstleistungsgebäuden“ und „Kombinierte Anwendungen zum solaren Kühlen und Heizen“). Bisher wurden acht erfolgreiche Ausschreibungen durchgeführt und es wurden Förderzusagen an über 300 Projekte vergeben. Als zentrale Instrumente des Förderprogramms wurden einerseits eine spezielle Anreizförderung und andererseits eine wissenschaftliche Programmbegleitung gewählt.

Das Förderprogramm

Das Förderprogramm richtet sich an gewerbliche Anwendungen in fünf speziellen Kategorien und Systemgrößen zwischen 100 und 2.000 m² Bruttokollektorfläche (außer Themenfeld 5: ab 50 m² bis 250 m² Bruttokollektorfläche):

1. Solare Prozesswärme in Produktionsbetrieben
2. Solare Einspeisung in netzgebundene Wärmeversorgung
3. Hohe solare Deckungsgrade in Gewerbe und Dienstleistungsgebäuden (>20%)
4. Kombinierte Anwendungen zum solarunterstützten Kühlen und Heizen
5. Seit 2014 auch die Kategorie: „Neue Technologien und innovative Ansätze“

Das Interesse am Programm erwies sich in den jeweiligen Programmausschreibungen als enorm. Insgesamt wurden zwischen 2010 und 2018 rund 330 Projektanträge eingereicht, was gleichzeitig das große Interesse am Förderprogramm zeigt. Im Programmjahr des gegenständlichen Endberichts wurden 39 Anlagen zur Förderung eingereicht.

Die wissenschaftliche Programmbegleitung

Ziel der wissenschaftlichen Programmbegleitung ist die Umsetzung von Anlagen nach dem letzten Stand der Technik sowie die Funktionalität und Effizienz der Anlagen in einem einjährigen Monitoringprozess zu bestimmen, Optimierungspotenziale zu detektieren und umzusetzen sowie basierend auf den Erfahrungen und Erkenntnissen gezielt Anstöße für die strukturierte Weiterentwicklung der Technologie zu geben. Nachfolgend sind die wesentlichen Aktivitäten der Programmbegleitung zusammengefasst:

- Durchführung von technischen Beratungen vor Fördereinreichung (verpflichtend für jeden Förderwerber)
- Prüfung der Systemhydraulik und ggf. Rückmeldung von Verbesserungsmaßnahmen – Erstellung von harmonisierten Blockschaltbildern
- Definition eines Monitoringkonzeptes (Input-Output Bilanzierung) und Spezifikation der Messtechnik
- Unterstützungsleistungen bei der technischen Projektumsetzung (Umsetzung des „Stand der Technik“ und des Monitoringkonzeptes)

- Begleitung bei der Umsetzung und Durchführung der Inbetriebnahme des Monitoringsystems
- Laufende Verbesserungen betreffend Messkonzept und Messtechnik (Sensorik, Datenlogger, Schnittstellen mit Regelungsgeräten, Datentransfer, automatisierte Ausleseroutine, Datenbankintegration, Plausibilitätsprüfungen, etc.)
- Messdatengestützte Analyse des Anlagenbetriebs über die Monitoringphase von einem Jahr. Üblicherweise stellt sich in den ersten Betriebsmonaten eine höhere Analyseintensität (detaillierte Prüfung des Verhaltens aller hydraulischer Kreisläufe und ggf. Detektion von Optimierungspotenzialen) ein.
- Durchführung von Systemsimulationen, sofern relevante Abweichungen im Vergleich zu den Einreichunterlagen auftraten (Erstellung von Benchmarks)
- Weiterentwicklung von standardisierten Darstellungen und Abbildungen zur Visualisierung der Messergebnisse – regelmäßige Darstellung aller bereits in Betrieb befindlichen Messanlagen
- Aufzeigen und Umsetzung von Optimierungspotenzial in Zusammenarbeit mit den Förderwerbern bzw. mit dessen Partnern.
- Gespräche mit Technologieanbietern und Haustechnikplanern im Zuge der Optimierungsarbeiten – In diesem Zuge konnte in unmittelbarem Zusammenhang mit den Projekten „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm „Solarthermie – Solare Großanlagen“ für die Ausschreibungsjahre 2010 bis 2018 eine Vielzahl von Erkenntnissen als Basis für zahlreiche Technologieentwicklungen bei Unternehmen eingesetzt werden bzw. führten zu einer Vielzahl kooperativer Forschungsprojekte.
- Regelmäßige Gespräche mit der Programmleitung beim Klima- und Energiefonds – Dadurch kann einerseits direkt Rückmeldung zum Status Quo der Technologie gegeben werden sowie können andererseits gewonnene Erkenntnisse in Neuauflagen des gegenständlichen Förderprogramms eingebracht werden.
- Disseminierungsaktivitäten in der Branche (Workshops und Tagungen der Branche) - Insgesamt konnten innerhalb des gegenständlichen Projekts bisher 43 Beiträge bei einschlägigen Veranstaltungen geleistet werden (in unmittelbarem Zusammenhang mit den Projekten „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm „Solarthermie – Solare Großanlagen“ für die Ausschreibungsjahre 2010 bis 2018).
- Aufzeigen von bestehendem Forschungsbedarf und Kommunikation an die ASTTP (Austrian Solar Thermal Technology Plattform) bzw. dem Klima- und Energiefonds betreffend die Möglichkeit der Auslobung in zukünftigen Forschungsausschreibungen (in unmittelbarem Zusammenhang mit den Projekten „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm „Solarthermie – Solare Großanlagen“ für die Ausschreibungsjahre 2010 bis 2018).

Im gegenständlichen Endbericht werden die Aktivitäten und Erfahrungen zur Programmausschreibung 2013 im Rahmen der wissenschaftlichen Begleitung zusammengefasst. Dieser wurde in Anlehnung an den Endbericht des Projektes „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm „Solarthermie – Solare Großanlagen“ für das Ausschreibungsjahr 2010, 2011 und 2012 sowie für die Zwischenberichte der Projekte „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm „Solarthermie – Solare Großanlagen“ für die Ausschreibungsjahre 2014, 2015, 2016 und 2017 erstellt (Fink et al., 2010; Fink et al., 2015; Fink et al., 2016; Fink et al., 2018; Fink et al., 2019a; Fink et al., 2019b; Fink et al., 2019c; Fink et al., 2019d).

3 Überblick über die Begleitforschungsprojekte

Seitens des Begleitforschungsteams wurde zu Beginn des Berichtszeitraums mit allen Förderwerbern im Monitoringprogramm (16 Projekte) Kontakt aufgenommen. Dabei galt es neben dem Projektstatus (Umsetzungszeitplan) auch technische Details (wie z.B. die schlussendliche Anlagenhydraulik) und Details zum Monitoringkonzept abzuklären. Bei einigen Projekten war eine wiederholte Kontaktaufnahme für den Erhalt der notwendigen Informationen erforderlich. Schlussendlich wurden von den 16 zur Förderung vorgeschlagenen Projekten 10 solarthermische Anlagen definitiv umgesetzt und ein Jahr lang messtechnisch begleitet (siehe Abbildung 1).



Abbildung 1: Von 10 der 16 für die Begleitforschung ausgewählten Förderwerber wurde der Förderantrag schlussendlich angenommen und die Anlage umgesetzt (Darstellung nach vier Einreichkategorien)

Im Zusammenhang mit der Auszahlung von Förderraten durch die KPC übernimmt die Begleitforschung zu zwei Zeitpunkten die Bestätigung zum Status Quo des Anlagenmonitorings. Die erste Bestätigung wird von der Begleitforschung ausgestellt, wenn der Förderwerber das Monitoringkonzept wie vereinbart umgesetzt hat und die Messdaten vollständig und plausibel über einen Zeitraum von zwei bis drei Wochen beim jeweils zuständigen Institut der Begleitforschung eintreffen. Ab diesem Zeitpunkt startet dann die offizielle, einjährige Monitoringphase. Den zweiten relevanten Zeitpunkt bildet der Abschluss der einjährigen Monitoringphase, der ebenso vom Team der Begleitforschung bestätigt wird. Wie aus Abbildung 2 zu entnehmen, konnte bei allen 10 realisierten Projekten die Monitoringphase über ein Betriebsjahr abgeschlossen werden. Bei AEE INTEC wurden 6 Projekte begleitet, bei AIT waren es 4.

AEE INTEC				
Projektname	Bestätigung		Start	Ende
	1.	2.		
Kulturzentrum Hallwang, Sbg.			Feb. 16	Jan. 17
Brandnertal Gastronomie, Vbg.			Jul. 15	Jun. 16
HABAU, OÖ			Jul. 15	Jun. 16
SFL technologies, Stmk.			Sep. 15	Aug. 16
Enzenhofer Siegfried, Sbg.			Aug. 16	Jul. 17
Waldmühle Rodaun, W			Jun. 17	Jun. 18

AIT				
Projektname	Bestätigung		Start	Ende
	1.	2.		
Flughafen Innsbruck, T			Sep. 16	Aug. 17
Wührer Holz, OÖ			Jan. 17	Dez. 17
Geotechnik Tauchmann, OÖ			Sep. 17	Aug. 18
Nahwärmeversorgung Sirnitz, Ktn.			Jul. 16	Jun. 17

Abbildung 2: Dokumentation der ausgestellten offiziellen Bestätigungen zu den 10 Messprojekten - unterteilt in Zuständigkeiten von AEE INTEC oder AIT (Förderprogramm 2013)

4 Beschreibung der Tätigkeiten in Verbindung mit den Messanlagen im Berichtszeitraum

Kontakthaltung mit Anlagenbetreibern und dessen Partnern

Um die Basis für die Durchführung der wissenschaftlichen Begleitforschung zu schaffen (Hydraulik- und Messkonzept, Spezifikation der Messtechnik, Bestellung und Montage, Inbetriebnahme, erste Auswertungen, etc.), mussten zahlreiche Informationen zu den Messanlagen gesammelt werden sowie ein reger Austausch zwischen den Anlagenbetreibern und dessen Partnern (Haustechnikplaner, Installationsbetrieb, Elektriker, etc.) betrieben werden.

Unterstützungsleistungen bei der technischen Projektumsetzung (Umsetzung des „Stand der Technik“)

Die von den Anlagenbetreibern übermittelten Hydraulikkonzepte und Unterlagen wurden analysiert, gegebenenfalls vorhandenes Verbesserungspotenzial definiert und mit den Anlagenbetreibern Rücksprache gehalten. So konnten bei manchen Projekten Verbesserungsvorschläge bereits im Zuge der Umsetzung berücksichtigt werden, in manchen Projekten aber auch nicht (z.B. wenn das Projekt zeitlich in einer fortgeschrittenen Phase war; Mehrkosten angefallen wären; bauliche Maßnahmen notwendig wären, etc.).

Systemhydraulik und Monitoringkonzept – Erstellung von harmonisierten Blockschaltbildern

Des Weiteren erfolgte für alle Messprojekte aus dem Begleitforschungsprogramm die Festlegung des Monitoringkonzeptes in Anlehnung an die Vorgaben im speziell definierten Monitoringleitfaden (Fink et al., 2010) und die Spezifikation der Messtechnik. Basierend auf diesem Wissensstand wurden zwecks einheitlicher Darstellung im gegenständlichen Forschungsprojekt harmonisierte Blockschaltbilder der gesamten Wärmeversorgungsanlage inkl. eingezeichneter Messpunkte erstellt.

Begleitung bei der Umsetzung und Durchführung der Inbetriebnahme des Monitoringsystems

Die Anlageneigentümer und deren Partner wurden hinsichtlich der Beschaffung, der richtigen Positionierung, der Montage als auch der Verkabelung umfangreich betreut. Es erfolgte die Inbetriebnahme des Anlagenmonitorings, was Arbeitsschritte wie z.B. Prüfung der Sensorpositionen, die Programmierung der Datenloggersoftware, das Klemmen aller Sensorkabel am Datenlogger, die Inbetriebnahme des Datenloggings, die Aufzeichnungsüberprüfung aller Sensoren, die Überprüfung der Datenübertragung (Fernübertragung), etc. erforderlich machte. Im Zuge des für die Messtechnikinbetriebnahme notwendigen Vororttermins erfolgte auch der Vergleich der seitens der Anlagenbetreiber übermittelten Hydraulikkonzepte mit den tatsächlich erfolgten Installationen. Gegebenenfalls vorhandene Abweichungen werden am Planstand vermerkt und auch an den Anlageneigentümer kommuniziert.

Herstellung einer automatisierten Ausleseroutine und Integration in eine Datenbank

Die Messdaten der Anlagen aus dem Begleitforschungsprogramm wurden am Datenlogger zwischengespeichert und einmal täglich per Fernzugriff (je nach örtlicher Gegebenheit über Festnetz, GSM-Netz, Internet) ausgelesen und in weiterer Folge in einer eigens definierten Datenbank für Messdaten abgelegt. Beim Einspielen in die Datenbank erfolgte eine erste automatisierte Plausibilitätsprüfung der Messdaten (Vollständigkeit, Messdatenformat, Grenzwertüberschreitung, etc.).

Messdatengestützte Analyse des Anlagenbetriebs

Ziel der messdatengestützten Anlagenanalyse ist eine Plausibilitätsüberprüfung der Vorgänge in allen hydraulischen Kreisläufen (Solarsystem, Nachheizung und Wärmeverbraucher). Zu diesem Zwecke werden Temperaturverläufe als auch Energiebilanzen erstellt und analysiert. In den ersten Betriebsmonaten (der sogenannten Optimierungsphase) erfolgten diese Analysen sehr detailliert. Danach gingen die Anlagen in die Phase der Routineüberwachung über.

Durchführung von Systemsimulationen, sofern relevante Abweichungen im Vergleich zu den Einreichunterlagen auftraten (Erstellung von Benchmarks)

Da nicht bei allen Projekten die Dimensionierungseckdaten aus der Einreichphase (Kollektorfläche, Verbrauchsangaben, etc.) auch tatsächlich in der Realität eingehalten werden konnten, entschied sich das Team der Begleitforschung im Bedarfsfall Simulationsrechnungen (T-SOL, Polysun) durchzuführen. Das bedeutet, dass schlussendlich die gemessenen Werte mit den Prognosewerten aus den Einreichunterlagen oder aus Simulationsrechnungen der Begleitforschung verglichen wurden.

Entwicklung bzw. Weiterentwicklung von standardisierten Darstellungen und Abbildungen zur Visualisierung der Messergebnisse

Hinsichtlich einer harmonisierten Darstellung der Messergebnisse zu den einzelnen Messanlagen wurden einzelne standardisierte Darstellungen und Abbildungen definiert. Zu erwähnen sind dabei insbesondere die Darstellungen „Energiebilanz – Input/Output/Analyse“, „Spezifischer Jahressolarertrag – Vergleich Messung und Simulation“, „Solarer Deckungsgrad – Messung vs. Simulation“, „Verbraucherverhalten – Messung vs. Simulation“ sowie eine Vielzahl „Ausgewählter Temperaturverläufe“.

Aufzeigen und Umsetzung von Optimierungspotenzial

Ergeben sich aus den Anlagenanalysen Verbesserungspotenziale, wird in weiterer Folge versucht, diese in Zusammenarbeit mit den Anlageneigentümern und deren Partnern (Haustechnikplaner, Installateure, Regelungsunternehmen, Elektriker, etc.) auch zu erschließen. Die Messdatenanalyse schafft hier gute Möglichkeiten, getätigte Modifikationen hinsichtlich ihrer Wirkung zu überprüfen. Immerhin konnten so 22 Optimierungsmaßnahmen detektiert und davon bei 4 deren Umsetzung bzw. Auswirkung nachgewiesen werden.

5 Verbreitungsaktivitäten

Das Team der wissenschaftlichen Begleitforschung hat innerhalb des Projektzeitraums 43 Vorträge bei einschlägigen Veranstaltungen gehalten (in unmittelbarem Zusammenhang mit den Projekten „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm „Solarthermie – Solare Großanlagen“ für die Ausschreibungsjahre 2010 bis 2018).

In der nachfolgenden Tabelle können die kumulierten Disseminierungsaktivitäten (Veranstaltungen inkl. Vortragstitel und Teilnehmerzahlen) entnommen werden.

Tabelle 1: Übersicht zu durchgeführten Verbreitungsaktivitäten im bisherigen Projektzeitraum

Art der Veranstaltung	Titel der Veranstaltung	Vortragstitel	Teilnehmer
Symposium	Sonnensymposium- eine Veranstaltung des Unternehmens Odörfer 15. Jänner 2014 Graz, Österreich	Umsetzungserfahrungen und messtechnisch unterstützte Betriebsanalysen zu großen Solarwärmeanlagen in österreichischen Industriebetrieben	ca. 80
Symposium	24. Symposium „Thermische Solarenergie“ 7. Mai bis 9. Mai 2014, Bad Staffelstein, Deutschland	Ergebnisse zu einem 4 Jahre laufenden Förderprogramm „Große solarthermische Anlagen in Österreich“ inkl. der Vorstellung ausgewählter Anlagen	ca. 400
Symposium	2nd International Solar District Heating Conference 3. bis 4. Juni 2015 Hamburg, Deutschland	Analysis of Austrian SDH plants constructed in the framework of a national funding programme	ca. 100
Symposium	Symposium Gleisdorf Solar 25. bis 27. Juni 2014, Gleisdorf, Österreich	Prozessintegrationen, Betriebserfahrungen und Messergebnisse zu solarthermischen Anlagen in österreichischen Industriebetrieben	ca. 200
Symposium	Symposium Gleisdorf Solar 25. bis 27. Juni 2014, Gleisdorf, Österreich	Monitoringergebnisse und systemische Detailanalysen zu beispielhaften solaren Wärmenetzintegrationen in Österreich	ca. 200
Symposium	Symposium Gleisdorf Solar 25. bis 27. Juni 2014, Gleisdorf, Österreich	Solarthermische Großanlagen mit Wärmepumpen - zwei Beispiele aus der Praxis	ca. 200
Anwenderforum	Oberflächennahe Geothermie 1. bis 2. Juli 2014, Neumarkt i.d.Opf., Deutschland	Wärmepumpen in solarthermischen Großanlagen von Gewerbegebäuden - Monitoring-Ergebnisse	ca. 30
Workshop	InnErTech Spezialisierungs-Workshop: Kombianlagen 25. August 2014, Wien, Österreich	Wärmepumpen in solarthermischen Großanlagen	ca. 15
Workshop	InnErTech Spezialisierungs-Workshop: Expert Solar 25. August 2014, Wien, Österreich	Expert Solar - Solarthermische Großanlagen	ca. 15
Themenveranstaltung	AIT Weiterbildungstag 18. März 2015, Wien, Österreich	Betriebserfahrungen mit Wärmepumpen-Kombianlagen	ca. 15
Symposium	3rd International Solar District Heating Conference 17. bis 18. Juni 2015, Toulouse, Frankreich	Findings from monitoring and system analysis of four SDH plants in Austria	ca. 150
Themenveranstaltung	Experten-Tagung: Förderprogramm „Solare Großanlagen“ 19. Juni 2015, Perg, Österreich	Erkenntnisse aus 4 Jahren wissenschaftlicher Begleitung des Förder-programms „Solare Großanlagen“	ca. 50
		Solare Netzeinspeisung im Praxistest – Messergebnisse und Betriebserfahrungen	
		Solarthermie, Erdspeicher und Wärmepumpe für hohe solare Deckungsgrade im Gewerbe	
Themenveranstaltung	Biomassenahwärme: Mit Kondensations- und Solaranlagen fit für die Zukunft? 26. Juni 2015, Gleisdorf, Österreich	Monitoringergebnisse und Betriebsanalysen zu solaren Wärmenetz-integrationen	ca. 100
Workshop	Stratego 2nd Coaching Session Austria/Croatia 22. Oktober 2015, Wien, Österreich	Solar thermal integration into DH networks – practical examples	21
		Increasing the return flow with HP – a practical example	

Symposium	<i>International Conference on SHC for Buildings and Industry 2015</i> 2. bis 4. Dezember 2015, Istanbul, Türkei	<i>Findings from monitoring and system analysis of combined solar thermal and heat pump systems in Austria</i>	ca. 200
Themenveranstaltung	<i>Das Heizwerk 2.0</i> 15. März 2016, Ebenthal	<i>Messergebnisse und Betriebserfahrungen zu solaren Netzeinspeisungen aus dem Förderprogramm „Solare Großanlagen“</i>	ca. 100
Anwenderforum	<i>Oberflächennahe Geothermie</i> 18. bis 19. April 2016, Bad Staffelstein, Deutschland	<i>Größtenteils erneuerbare Wärme für Gebäude mit gemischter Nutzung durch Geothermie, Solarthermie und Betonkernaktivierung</i>	35
Symposium	<i>26. Symposium „Thermische Solarenergie“</i> 20. bis 22. April 2016, Bad Staffelstein, Deutschland	<i>Betriebserfahrungen von 4 Anlagen zur solarthermischen Netzeinspeisung</i>	250
Symposium	<i>Symposium Gleisdorf Solar</i> 8. bis 10. Juni 2016, Gleisdorf, Österreich	<i>Monitoringergebnisse von drei messtechnisch untersuchten solarthermischen Großanlagen im Bereich der Wärmenetzintegration</i> <i>Ergebnisbericht zu sechs Jahren messtechnische Begleitung zum Förderprogramm „Solarthermische Großanlagen“ in Österreich</i>	ca. 200
Symposium	<i>Solare Wärme und Wärmenetz, C.A.R.M.E.N.-Symposium</i> 12. Juli 2016, Würzburg	<i>Solare Wärme und Wärmenetz - Monitoringergebnisse und Betriebsanalysen zu solaren Wärmenetz-integrationen</i>	ca. 200
Symposium	<i>4th International SDH Conference</i> 21. bis 22. September 2016, Billund, Dänemark	<i>Operational analysis and detailed monitoring results of measurements taken from large-scale solar thermal plants</i>	ca. 200
Themenveranstaltung	<i>"Fernwärme der Zukunft"</i> 4. April 2017, Graz	<i>Solare Großanlagen in Wärmenetzen – Ergebnisse aus dem Förderprogramm des Klima- und Energiefonds</i> <i>Nutzungspotentiale von industrieller Abwärme, Solarthermie und saisonaler Speicherung für die Fernwärme der Zukunft</i>	ca. 100
Workshop	<i>SDHp2m - Delegationsreise</i> 10. Mai 2017, Friedrichshafen, Dänemark	<i>Austrian funding program „Solarthermie - Solare Großanlagen“</i>	15
Symposium	<i>27. Symposium „Thermische Solarenergie“</i> 10. bis 12. Mai 2017, Bad Staffelstein, Deutschland	<i>Solarthermie/Wärmepumpen-Kombinationen im Förderprogramm für solarthermische Anlagen in Österreich – Stuserhebung und Erfahrungsbericht</i> <i>Aggregierte Ergebnisse aus der wissenschaftlichen Begleitung des Förderprogramms „Solare Großanlagen“ in Österreich</i>	ca. 500
Konferenz	<i>International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry</i> 29. Oktober bis 2. November 2017, Abu Dhabi	<i>Combined solar thermal and heat pump systems within the funding program of large-scale solar thermal systems in Austria – Status investigation and progress report</i>	
Workshop	<i>Expertenforum Energiespeicher Beton,</i> 8. November 2017, Wien	<i>Monitoringergebnisse zu Projekten aus Wohnbau und Gewerbe mit hohen solaren Deckungsgraden und Bauteilaktivierung</i>	ca. 160
Workshop	<i>Science Brunch Solarthermie + thermische Speicher</i> 27. November 2017, Wien	<i>Begleitforschung Solarthermie - Solare Großanlagen</i>	ca. 100
Konferenz	<i>48th International Congress and Exhibition on Heating, Refrigeration and Air-Conditioning</i> 6. bis 8. Dezember 2017, Belgrad	<i>Scenarios for the integrated and cost-effective refurbishment of a social owned housing complex</i>	
Coaching webinar	<i>SDHp2m- coaching webinar</i> 13.12.2017	<i>SDHp2m - Coaching webinar on solar/biomass</i>	ca. 12
Themenveranstaltung	<i>Holzwelt Murau - Stammtisch</i> 24.01.2018	<i>Solare Einkopplung in Nahwärmenetze</i>	ca 25
Konferenz	<i>5th International Solar District Heating Conference - SDH 2018</i> 11.-12. April 2018, Graz	<i>Operational analysis of solar thermal heat pump combinations integrated into Austrian District heating networks</i>	270
Workshop	<i>Netzwerk Energieberatung Steiermark</i> 15.10.2018, Graz	<i>Speicheranwendungen in Verbindung mit Solarthermie</i>	ca. 25
Workshop	<i>Workshop Betriebsdatenauswertung Solare Großanlagen,</i> 18.10.2018, Gleisdorf	<i>Input aus der Begleitforschung des Förderprogramms "Solare Großanlagen"</i>	15
Workshop	<i>Energiemanagement und Stromspeicher in der Land- und Forstwirtschaft,</i> 30.04.2019, St. Veit/Glan	<i>Solarhaus und thermische Bauteilaktivierung - Ein Gebäude als Energiespeicher</i>	15

Symposium	29. Symposium „Solarthermie und innovative Wärmesysteme“ 21. bis 23. Mai 2019, Bad Staffelstein, Deutschland	Messergebnisse zur Einbindung von Solarwärme in netzgebundene Wärmeversorgungsanlagen	130
Themenveranstaltung	eNu TALK Energie- und Umweltagentur NÖ, 29. 5.2019, St. Pölten	Hat Solarthermie Zukunft?	15

Des Weiteren wurden, wie in Tabelle 2 angeführt, 12 Beiträge in einer einschlägigen Fachzeitschrift veröffentlicht (in unmittelbarem Zusammenhang mit den Projekten „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm „Solarthermie – Solare Großanlagen“ für die Ausschreibungsjahre 2010 bis 2018).

Tabelle 2: Übersicht zu durchgeführten Publikationen im Projektzeitraum

Art der Veröffentlichung	Name der Zeitschrift	Titel der Veröffentlichung
Artikel	Erneuerbare Energie – Zeitschrift für nachhaltige Energiezukunft 2015-3	Ergebnisse zu messtechnisch begleiteten solaren Großanlagen in österreichischen Wärmenetzen
Artikel	BWK Das Energie-Fachmagazin Bd.69, 2017	Monitoring-Programm für große solarthermische Anlagen in Österreich Ergebnisse stimmen zuversichtlich
Artikel	tab Das Fachmedium der TGA-Branche Ausgabe 7-8/2017	Erfahrungen mit Solarthermieanlagen Ergebnisse aus einem Monitoring-Programm in Österreich
Artikel	a3 Building Technologies / Solutions Ausgabe 5-2017	Große Solar-Anlagen Gemanagt & gemessen
Artikel	EuroHeat&Power 46. Jg. 2017, Heft 9	Große Solar-Anlagen in Österreich Solare Wärmenetze unter Beobachtung
Artikel	HLK Heizung Lüftung Klimatechnik Ausgabe 5-2017	Thermische Energietechnologien/Trends und Förderungen Große Solarthermie-Anlagen arbeiten zuverlässig
Artikel	Der österreichische Installateur Ausgabe 5/2017	Schwerpunkt auf solaren Großanlagen
Artikel	TGA Technische Gebäudeausrüstung 5/2017	Monitoring-Programm Solarthermie Große Solaranlagen arbeiten zuverlässig
Artikel	Umweltschutz der Wirtschaft Ausgabe 2/2017	Große Solaranlagen arbeiten zuverlässig Förderung verlängert
Artikel	nachhaltige technologien, Erneuerbare Energien und Ressourceneffizienz Ausgabe 2017-3	Große Solaranlagen arbeiten zuverlässig
Artikel	Erneuerbare Energien, Das Magazin für Wind-, Solar- und Bioenergie Ausgabe 06/2017	Gekoppelte Thermie Solarwärme ist heute wieder gefragt - und lässt sich kombinieren
Artikel	Erneuerbare Energien – Das Magazin für Wind-, Solar- und Bioenergie, SunMedia Verlags GmbH online, 16. August 2017	Solarwärme Förderquoten von bis zu 45 Prozent

In unmittelbarem Zusammenhang mit den Projekten „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm „Solarthermie – Solare Großanlagen“ für die Ausschreibungsjahre 2010 bis 2018 wurden, wie in Tabelle 3 angeführt, innerhalb des Projektzeitraums 8 akademische Arbeiten verfasst.

Tabelle 3: Übersicht zu durchgeführten Master- und Diplomarbeiten im Projektzeitraum

Titel der Master- und Diplomarbeiten	Name DiplomandIn	Universität / Fachhochschule
Technisch-wirtschaftliche Bewertung von solarthermischen Großanlagen	Nadine Pirker 2015	Universität für Bodenkultur Wien

Solarthermische Großanlagen - Betriebsanalyse, Systemevaluation, Bewertungsmethoden, Benchmarking	Daniel Tschopp 2015	FH Burgenland
Messdatengestützte Analyse solarthermischer Großanlagen	Maria Moser 2015	Fachhochschule Technikum Wien
Betriebsanalyse und Bewertung von Solarthermie-Wärmepumpen-Anlagen in Kombination mit innovativen Speicherlösungen	Andreas Mairold 2017	FH Technikum Wien
Behavior analysis of thermally activated building systems (TABS) in respect of different building applications	Sunirmal Mukherjee 2018	University of Kassel, Germany University of Cairo, Egypt
Technische und ökologische Systemevaluation einer solaren Großanlage mit einer Solarthermie-Wärmepumpenkombination	Michael Reisenbichler 2018	Technische Universität Graz
Technische Bewertung und Optimierung des solarunterstützten Mikronetzes Lexengasse	Jakob Binder 2018	Technische Universität Graz
Analyse von bauteilaktivierten Nicht-Wohngebäuden mit hohen solaren Deckungsgraden	Veronika Hierzer 2018	FH Burgenland

6 Kennzahlen aus Simulation und Messung im Anlagenvergleich

Zur Darstellung der Ergebnisse der 10 messtechnisch begleiteten Projekten aus dem Programm Solarthermie – Solare Großanlagen 2013 sind in den nachfolgenden drei Abbildungen die wesentlichen Kennzahlen bei solarunterstützten Wärmeversorgungsanlagen dargestellt. Abbildung 3 zeigt dazu die aus der Einreichphase prognostizierten jährlichen spezifischen Solarerträge (kWh/m^2 Aperturfläche und Jahr), Abbildung 4 die prognostizierten solaren Deckungsgrade und Abbildung 5 die prognostizierten Wärmeverbräuche.

Grundsätzlich zeigen die Projekte hinsichtlich der wichtigen energetischen Kennzahlen gemischte Ergebnisse. Allgemein liegt der gemessene solare Ertrag der Anlagen eher über dem prognostizierten Wert. Nur bei zwei Anlagen liegt der gemessene solare Ertrag signifikant hinter dem simulierten Kennwert. Bei der Anlage „Brandnertal Gastronomie“ liegen die Gründe hierfür vornehmlich in den zum Zeitpunkt der Einreichung prognostizierten Kennwert, welcher in Anbetracht der Rahmenbedingungen bei diesem Projekt (eingesetzter Kollektortyp, Temperaturniveaus der Verbraucher, etc.) als höchst ambitioniert angesehen werden muss. Das Wegfallen eines geplanten Verbrauchers kurz vor Monitoringstart trug ebenfalls zum reduzierten Solarertrag bei. Im Falle der Anlage „Waldmühle Rodaun“ ist der Grund für die Abweichung im stark vereinfachten Simulationsmodell der komplexen Anlage zu suchen.

Der gemessene solare Ertrag bei dem Projekt „HABAU Hoch- und TiefbaugmbH“ liegt im Betrachtungszeitraum deutlich über den Erwartungen. Die Gründe hierfür liegen in den zum Zeitpunkt der Einreichung verwendeten Simulationsannahmen, in welcher solare Überschüsse für die Wärmeversorgung einzelner Verbraucher nicht berücksichtigt wurden. Auch die Anlage „Geotechnik Tauchmann“ zeigt ein überdurchschnittlich gutes Ergebnis für den solaren Ertrag. Der Grund hierfür ist in der intensiven solaren Beschickung des Erdspeichers zu suchen, welche in der Simulation nicht berücksichtigt wurde.

Zu beachten gilt zudem, dass eine isolierte Interpretation bzw. ein direkter Vergleich des spezifischen Solarertrags der untersuchten Anlagen nicht möglich ist. Vielmehr müssen die speziellen Rahmenbedingungen jedes Projektes (Höhe des solaren Deckungsgrades, Temperaturniveau der Anwendung, Kollektortype, etc.) genauso berücksichtigt werden wie die tatsächlichen Verbrauchs- und Einstrahlungsverhältnisse.

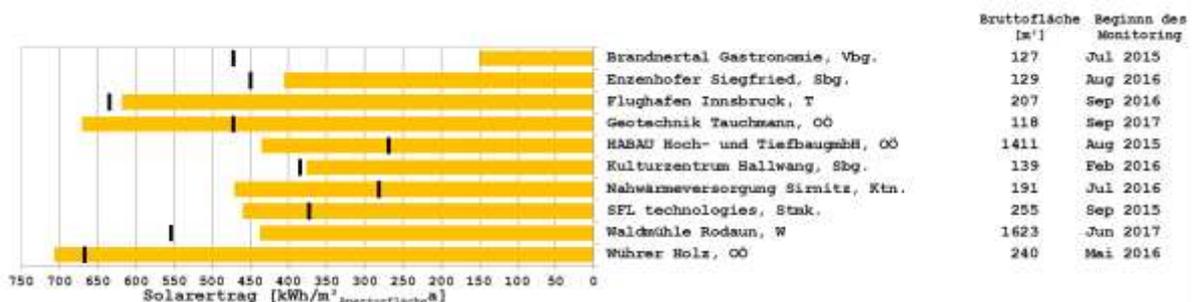


Abbildung 3: Vergleich der gemessenen spezifischen Solarerträge (orange Balken) mit den prognostizierten spezifischen Solarerträgen (schwarze Striche).

Betreffend die Darstellung des solaren Deckungsgrades wird folgende mathematische Definition verwendet:

$$SD = \frac{Q_{\text{Solar}}}{Q_{\text{konv}} + Q_{\text{Solar}}}$$

Gleichung 1

Q_{Solar} jährlicher Wärmeinput des Solarsystems, gemessen auf der Sekundärseite des Solarkreises (nach Möglichkeit in der Systemhydraulik)

$Q_{konv We}$ jährlicher Wärmeinput des konventionellen Wärmeerzeugers, gemessen zwischen Energiespeicher und Wärmeerzeuger

Bei vier Anlagen („Enzenhofer Siegfried“, „Geotechnik Tauchmann“, „SFL technologies“ und „Waldmühle Rodaun“), bei denen solare Wärme einerseits als Wärmequelle für den Verdampfer der installierten Wärmepumpen dienen als auch andererseits direkt zur Brauchwasserbereitung und Heizungsunterstützung verwendet werden, wurde neben dem solaren Deckungsgrad (Gleichung 1) auch der direkte solare Deckungsgradanteil ermittelt. Nach dieser Definition (Gleichung 2) wird nur der Anteil der Solarwärme für die Berechnung herangezogen, welcher direkt zur Brauchwasserbereitung bzw. Heizungsunterstützung in Energiespeicher eingespeist wird:

$$SD_{direkt} = \frac{Q_{Solar-direkt}}{Q_{konv We} + Q_{Solar-direkt}} \quad \text{Gleichung 2}$$

$Q_{Solar-direkt}$ jährlicher Wärmeinput des Solarsystems welcher direkt zur Brauchwasserbereitung bzw. Heizungsunterstützung herangezogen wird

$Q_{konv We}$ jährlicher Wärmeinput des konventionellen Wärmeerzeugers, gemessen zwischen Energiespeicher und Wärmeerzeuger

Der Vergleich des gesamten gemessenen solaren Deckungsgrades (hellrote Balken) und des direkten gemessenen solaren Deckungsgrad (rote Balken) mit den prognostizierten solaren Deckungsgrad (schwarze Striche) ist in Abbildung 4 dargestellt. Bei nur einer Anlage liegt der gemessene solare Deckungsgrad weit über dem prognostizierten Wert. Die Anlage „Kulturzentrum Hallwang“ erreicht einen Deckungsgrad von über 93 % im Gegensatz zu dem prognostizierten Wert von 62 %. Hauptgrund dafür ist der im Monitoringjahr extrem niedrig Verbrauch. Für die Anlage „Wührer Holz“ liegt keine Prognose des solaren Deckungsgrades vor, da ursprünglich keine Nachheizung geplant war. Im Zuge des Monitoringjahres wurde jedoch eine Hackschnitzelheizung eingebunden, sodass ein solarer Deckungsgrad bestimmt werden konnte.

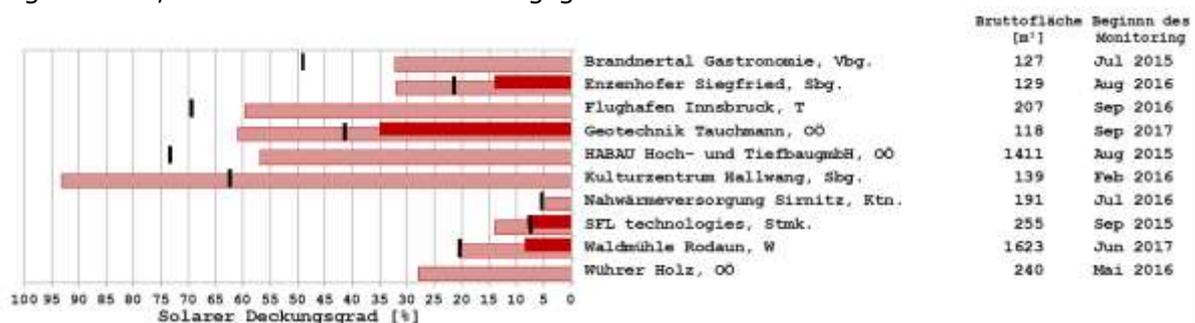


Abbildung 4: Vergleich der gemessenen solaren Deckungsgrade (hellrot: gesamt, rot: direkt) mit den prognostizierten solaren Deckungsgraden (schwarze Striche)

Eine entscheidende Einflussgröße auf die vorherigen Kennzahlen für solarunterstützte Wärmeversorgungssysteme bildet der tatsächlich vorherrschende Wärmeverbrauch. Abbildung 5 zeigt hierzu den gemessenen Wärmeverbrauch im Vergleich mit dem Prognosewert. Bei der Anlage „Wührer Holz“ wurde ein Mehrverbrauch von rund 750 % gemessen. Dies ist auf einen in der Simulation nicht vorgesehenen Trocknungsbedarf in der zweiten Jahreshälfte zurückzuführen. Insgesamt liegen 4 Anlagen über dem

prognostizierten Wert. Die restlichen 6 Anlagen weisen alle einen sehr viel niedrigeren Verbrauch als erwartet auf.

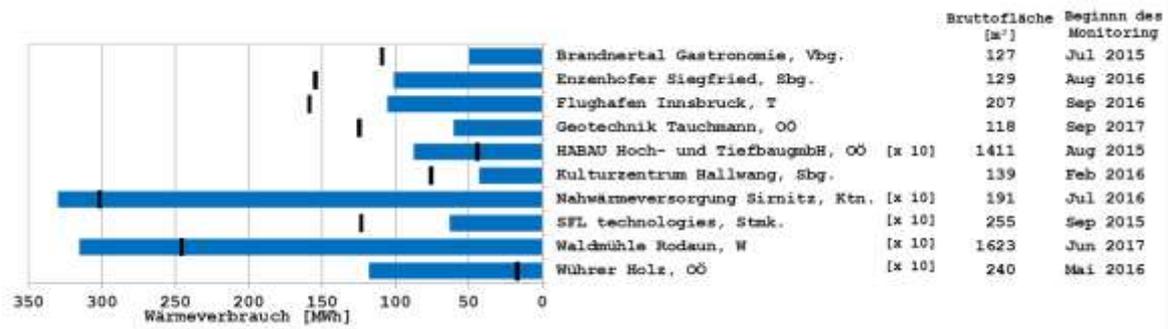


Abbildung 5: Vergleich der gemessenen Wärmeverbräuche (blaue Balken) mit den prognostizierten Wärmeverbräuchen (schwarze Striche).

7 Beschreibung der Projekte und Darstellung der relevanten Messergebnisse

7.1 Brandnertal Gastronomie GmbH, Vbg.

7.1.1 Allgemeine Anlagenbeschreibung

<u>Projektname:</u>	Brandnertal Gastronomie
<u>Adresse:</u>	6707 Bürserberg
<u>Art der Anwendung:</u>	Hohe solare Deckungsgrade
<u>Wärmeverbraucher:</u>	Raumheizung (68 MWh/a) und WW-Bereitung (39 MWh/a) eines Gastronomiebetriebs
<u>Bruttokollektorfläche:</u>	91 m ² Hybridkollektoren bei drei Kollektorfelder (Solator PV+THERM), 36 m ² Flachkollektoren bei zwei Kollektorfelder (Solator THERM INDACH)
<u>Neigung:</u>	3 Kollektorfelder 70° bzw. 2 Kollektorfelder 90°
<u>Energiespeichervolumen:</u>	2 Stk. 4 m ³ Pufferspeicher, 1 Stk. 1,5 m ³ Pufferspeicher
<u>Nachheizungssystem:</u>	Stückholzofen (25 kW), Wärmepumpe (46 kW), Abwärme einer Verbundkälteanlage (15 kW)
<u>Solarer Deckungsgrad:</u>	32 % (Messung)
<u>Spezifischer Solarertrag:</u>	149 kWh/m ² a (Messung, bezogen auf die Aperturfläche)
<u>Projektstatus:</u>	Monitoring abgeschlossen mit Juni 2016
<u>Zuständigkeit Begleitforschung:</u>	AEE INTEC

Beim gegenständlichen Projekt handelt es sich um einen Neubau des Bergrestaurants „Burtschasattel“ durch die Brandnertal Gastronomie GmbH auf dem Burtschasattel der Alpe Parpfienz im Gemeindegebiet von Bürserberg (V) auf 1.650 m.ü.M. Im Zuge der Neuerrichtung wurden insgesamt 91 m² Hybridkollektoren auf drei unterschiedlichen Kollektorfeldern sowie 36 m² thermische Flachkollektoren auf zwei unterschiedlichen Kollektorfeldern installiert (siehe Abbildung 7). Die einzelnen Kollektorfelder weisen dabei eine Neigung von 70° bis 90° auf. Die beiden thermischen Flachkollektorfelder sowie ein Hybridkollektorfeld wurden in die Fassade des Bergrestaurants integriert. Das zweite bzw. dritte Hybridkollektorfeld wurde an der Fassade der, rund 50 m vom Bergrestaurant entfernten, Bergstation angebracht (siehe Abbildung 7). Zur Verdeutlichung sind in der nachfolgenden Tabelle jeweils die Kollektorfeldgröße, der Kollektortyp, die Neigung, die Ausrichtung und der Installationsort der einzelnen Kollektorfelder angeführt.

Tabelle 4: Übersicht der 5 unterschiedlichen Kollektorfelder der Anlage „Brandnertal Gastronomie“

Nr.	Installationsort	Kollektortyp	Bruttokollektorfläche [m ²]	Neigung [°]	Ausrichtung
1	Bergrestaurant	therm. Flachkollektor	15,4 m ²	70°	~210°
2	Bergrestaurant	therm. Flachkollektor	20,6 m ²	70°	~300°
3	Bergrestaurant	Hybridkollektor	40,7 m ²	70°	~220°
4	Bergstation	Hybridkollektor	15,3 m ²	90°	~120°
5	Bergstation	Hybridkollektor	35,0 m ²	90°	~210°

Als Nachheizung für das Bergrestaurant dienen ein Stückholzofen (25 kW), eine Wärmepumpe (46 kW) sowie die Abwärme einer Verbundkälteanlage (15 kW). Der Stückholzofen wurde im Restaurantbereich installiert und soll, nach Auskunft des Betreibers, die Behaglichkeit im Restaurant erhöhen. Die fünf Kollektorfelder sollen rund

56,59 MWh/a Wärme liefern und damit rund 48 % des Wärmebedarfs des Bergrestaurants für die Raumheizung als auch Warmwasserbereitung (inkl. Küche) abdecken. Der restliche Wärmebedarf wird aus der Abwärme der Kälteanlage, durch den Stückholzofen und durch die Wärmepumpe bereitgestellt. Das Fassungsvermögen von insgesamt drei Pufferspeichern beträgt 9,5 m³.

Die installierten Hybridkollektoren haben eine elektrische Nennleistung von 15,2 kWp und sollen jährlich rund 15.500 kWh Strom liefern. Laut Anlagenbetreiber ermöglicht die gemeinsame Nutzung von Solarenergie, der Abwärme der Kälteanlage und der Zusatzfeuerung von Holz in Kombination mit den Energiespeichern eine optimale Anpassung von Bedarf und Verfügbarkeit der verschiedenen Energiequellen bei maximaler Effizienz.



Abbildung 6: Ansicht des Bergrestaurants „Burtschasattel“ inkl. Ansicht des Hybridkollektorfeldes in der Fassade des Bergrestaurants im Vordergrund der Abbildung (Quelle: Frööd)



Abbildung 7: Darstellung der einzelnen Kollektorfelder der Anlage „Brandnertal Gastronomie“. Linkes Bild zeigt die beiden thermischen Flachkollektorfelder (1 und 2) sowie ein Hybridkollektorfeld (3). Rechte Abbildung zeigt zwei Hybridkollektorfelder an der Fassade der Bergstation (4 und 5) (Bildquelle: www.solartor.cc).



Abbildung 8: Ansicht des Heizraums der Anlage „Brandnertal Gastronomie“. (Bildquelle: Frööd).

7.1.2 Hydraulik- und Messkonzept

Das gesamte Wärmeversorgungssystem zur Anlage „Brandnertal Gastronomie“ ist als Blockschaltbild in Abbildung 9 dargestellt.

Wie in der Darstellung erkennbar, kann die gewonnene solare Wärme des Flachkollektorfeldes je nach Temperaturniveau in die beiden parallel verbundenen Pufferspeicher (2 mal 4 m³) oder in einem 1,5 m³ Pufferspeicher eingespeist werden. Solare Wärme aus den zwei „Hybrid-Kollektorfeldern“ wird ausschließlich in die beiden parallel verbundenen Pufferspeicher (2 mal 4 m³) eingebracht. Diese beiden Speicher dienen als Quelle für eine Wärmepumpe, die Wärme in weiterer Folge auf einem höheren Temperaturniveau in den 1,5 m³ Pufferspeicher einbringen kann. Sollte das Temperaturniveau der beiden parallel verbundenen Pufferspeicher ausreichend hoch sein (größer 60 °C), kann Wärme aus diesen auch ohne Wärmepumpenbetrieb in den 1,5 m³ Speicher gepumpt werden. Die Nachheizung bzw. die Einspeisung von Wärme über den Stückholzofen als auch die Abwärme einer Verbundkälteanlage erfolgt in den 1,5 m³-großen Pufferspeicher. Aus diesem werden die Verbraucher des Gastronomiebetriebs mit Wärme versorgt. Diese sind der Hochtemperaturverteiler (HT-Verteiler), der Niedertemperaturverteiler (NT-Verteiler) und der Warmwasserverteiler. Über den NT-Verteiler werden die Fußbodenheizung (32/28°C) und die Lüftungsanlage der Küche und der Gaststätte (35/28°C) mit Wärme versorgt, über den HT-Verteiler die beiden Torluftschleier (50/30°C).

Das Monitoringkonzept umfasst 11 Wärmemengenzähler, 32 Temperatursensoren sowie einen Stromzähler für die Wärmepumpe, drei Globalstrahlungssensoren in den Kollektorebenen und drei Drucksensoren in den jeweiligen Solarprimärkreisen.

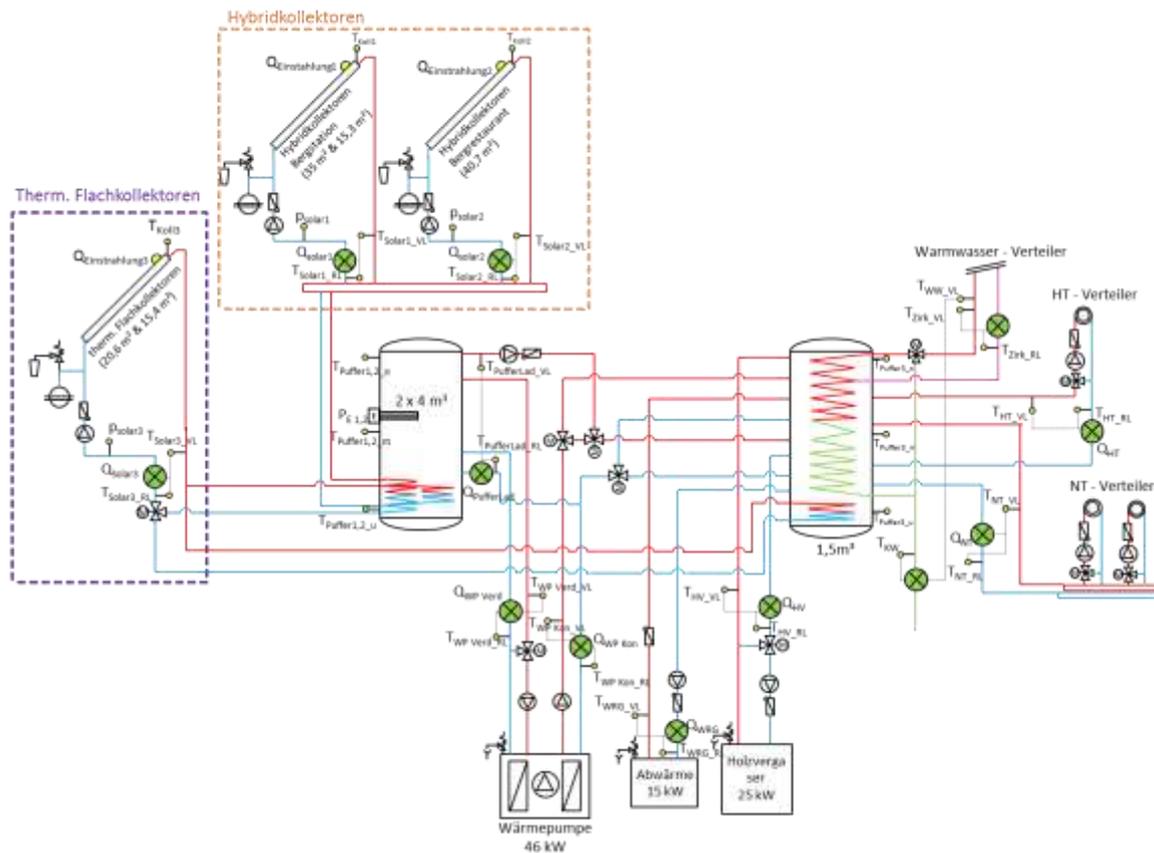


Abbildung 9: Hydraulik- und Messkonzept zum Projekt „Brandnertal Gastronomie“ (grün: Volumenzähler; gelb: Temperatur-, Druck- und Einstrahlungssensoren sowie Stromzähler und Statusmeldungen)

Die Beschreibung der einzelnen Messpunkte ist nachfolgend zusammengefasst:

Solarkreis

- | | |
|-----------------------------|--|
| $Q_{\text{Einstrahlung 1}}$ | Globalstrahlungssensor in der Kollektorebene 1 (Hybridkollektor) |
| P_{Solar1} | Drucksensor Solarkreis 1 (Hybridkollektor) |
| T_{Koll1} | Kollektortemperatur Solarkreis 1 (Hybridkollektor) |
| $T_{\text{Solar1_VL}}$ | Vorlauftemperatur Solarkreis 1 (Hybridkollektor) |
| $T_{\text{Solar1_RL}}$ | Rücklauftemperatur Solarkreis 1 (Hybridkollektor) |
| $Q_{\text{Einstrahlung 2}}$ | Globalstrahlungssensor in der Kollektorebene 2 (Hybridkollektor) |
| P_{Solar2} | Drucksensor Solarkreis 2 (Hybridkollektor) |
| T_{Koll2} | Kollektortemperatur Solarkreis 2 (Hybridkollektor) |
| $T_{\text{Solar2_VL}}$ | Vorlauftemperatur Solarkreis 2 (Hybridkollektor) |
| $T_{\text{Solar2_RL}}$ | Rücklauftemperatur Solarkreis 2 (Hybridkollektor) |
| $Q_{\text{Einstrahlung 3}}$ | Globalstrahlungssensor in der Kollektorebene 2 (Flachkollektor) |
| P_{Solar3} | Drucksensor Solarkreis 3 (Flachkollektor) |
| T_{Koll3} | Kollektortemperatur Solarkreis 3 (Flachkollektor) |
| $T_{\text{Solar3_VL}}$ | Vorlauftemperatur Solarkreis 3 (Flachkollektor) |
| $T_{\text{Solar3_RL}}$ | Rücklauftemperatur Solarkreis 3 (Flachkollektor) |

Speicher 1

- | | |
|-------------------------|----------------------------------|
| $T_{\text{Puffer 1-o}}$ | Pufferspeichertemperatur 1 oben |
| $T_{\text{Puffer 1-m}}$ | Pufferspeichertemperatur 1 mitte |
| $T_{\text{Puffer 1-u}}$ | Pufferspeichertemperatur 1 unten |

$P_{E 1}$ Leistung E-Patrone 1

Speicher 2

$T_{\text{Puffer 2-o}}$ Pufferspeichertemperatur 2 oben
 $T_{\text{Puffer 2-m}}$ Pufferspeichertemperatur 2 mitte
 $T_{\text{Puffer 2-u}}$ Pufferspeichertemperatur 2 unten
 $P_{E 2}$ Leistung E-Patrone 2

Speicher 3

$T_{\text{Puffer 3-o}}$ Pufferspeichertemperatur 3 oben
 $T_{\text{Puffer 3-m}}$ Pufferspeichertemperatur 3 mitte
 $T_{\text{Puffer 3-u}}$ Pufferspeichertemperatur 3 unten

Verbraucher Raumheizung

$T_{\text{NT_VL}}$ Vorlauftemperatur NT-Verteiler
 $T_{\text{NT_RL}}$ Rücklauftemperatur NT-Verteiler
 Q_{NT} Wärmemengenzähler NT-Verteiler
 $T_{\text{HT_VL}}$ Vorlauftemperatur HT-Verteiler
 $T_{\text{HT_RL}}$ Rücklauftemperatur HT-Verteiler
 Q_{HT} Wärmemengenzähler HT-Verteiler

Warmwasserbereitung

$T_{\text{VL_WW}}$ Vorlauftemperatur Warmwasserbereitung
 T_{KW} Frischwassertemperatur
 Q_{WW} Wärmemengenzähler Warmwasserbereitung
 $T_{\text{Zirk VL}}$ Vorlauftemperatur Zirkulation
 $T_{\text{Zirk RL}}$ Rücklauftemperatur Zirkulation
 Q_{Zirk} Wärmemengenzähler Zirkulation

Wärmepumpe

$T_{\text{WP Verd_VL}}$ Vorlauftemperatur Wärmepumpe Kondensator
 $T_{\text{WP Verd_RL}}$ Rücklauftemperatur Wärmepumpe Kondensator
 $Q_{\text{WP Verd}}$ Wärmemengenzähler Wärmepumpe Kondensator
 $T_{\text{WP Kond VL}}$ Vorlauftemperatur Wärmepumpe Verdichter
 $T_{\text{WP Kond RL}}$ Rücklauftemperatur Wärmepumpe Verdichter
 $Q_{\text{WP Kond}}$ Wärmemengenzähler Wärmepumpe Verdichter
 SZ_{WP} Stromzähler Wärmepumpe

WRG Kälteanlage

$T_{\text{WRG_VL}}$ Vorlauftemperatur WRG Kälteanlage
 $T_{\text{WRG_RL}}$ Rücklauftemperatur WRG Kälteanlage
 Q_{WRG} Wärmemengenzähler WRG Kälteanlage

Stückholzofen

$T_{\text{HV_VL}}$ Vorlauftemperatur Stückholzofen
 $T_{\text{HV_RL}}$ Rücklauftemperatur Stückholzofen
 Q_{HV} Wärmemengenzähler Stückholzofen

7.1.3 Energiebilanz

Abbildung 10 zeigt die Input-Output-Bilanz des Projekts „Brandnertal Gastronomie“. Der Wärmeeintrag findet über den Holzvergaserkessel (grün), die Wärmerückgewinnung der Kälteanlage (hell grün), die Wärmepumpe (blau), die Solaranlage (gelb) sowie über eine E-Patrone (grau) statt. Verbraucher sind die Raumheizungskreise (Hoch- und Niedertemperatur in rot) die Warmwasserbereitung (violett) sowie die Zirkulationsleitung (rosa). Des Weiteren dienen die beiden Niedertemperaturspeicher als Quelle für die Wärmepumpe (hellblau).

In den Monaten April und November ist kein Betrieb des Gastronomiebetriebs vorgesehen. Dies ist in der Darstellung deutlich erkennbar. So lag der Energieverbrauch im Monat November und Mai deutlich unter denen der anderen Monate. Als ungünstig bei der Betrachtung der einzelnen Wärmeerzeuger kann der hohe Anteil der E-Patrone (30 %) in den Monaten Jänner, Februar und März 2016 angesehen werden.

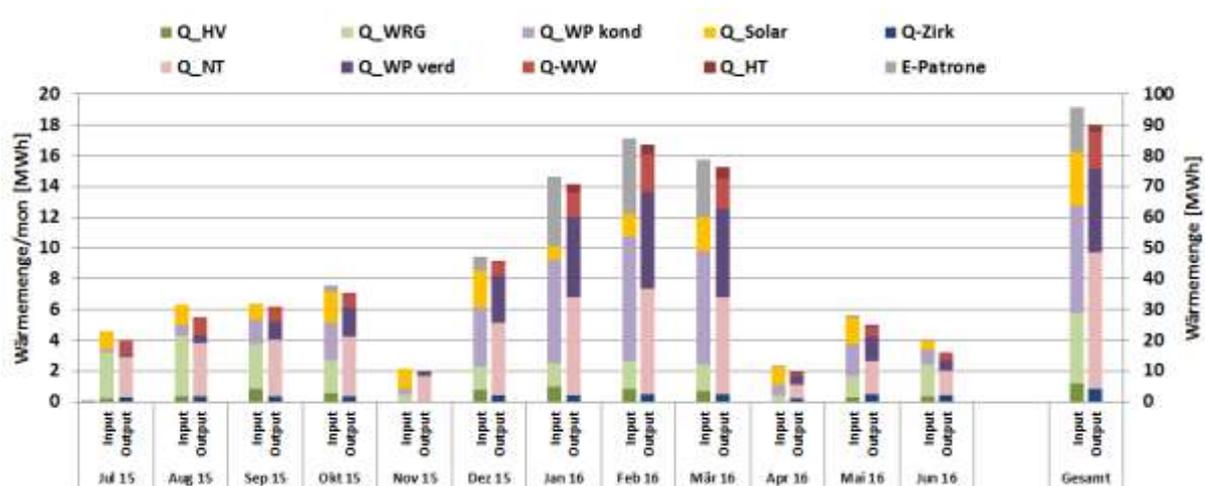


Abbildung 10: Energiebilanz der Anlage „Brandnertal Gastronomie“ (Juli 2015 bis Juni 2016)

7.1.4 Vergleich Simulation – Messwerte

Folgende Abbildungen (Abbildung 11 bis Abbildung 13) geben einen Überblick über die, bei der Einreichung angegebenen Simulationsergebnisse sowie die im Monitoringzeitraum ermittelten Messwerte. Verglichen werden im Rahmen des einjährigen Anlagenmonitorings die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen der relevanten Kennzahlen (spezifischer Solarertrag, solarer Deckungsgrad sowie der Wärmeverbrauch) betreffend die Anlage „Brandnertal Gastronomie“.

Der Vergleich des prognostizierten spezifischen Solarertrags (jeweils über alle als auch der einzelnen Kollektorfelder) mit dem Messwert ist in Abbildung 11 dargestellt. Laut der Anlagensimulation des Betreibers zum Zeitpunkt der Fördereinreichung wurde ein Jahressolarertrag von 470 kWh/m² prognostiziert. Dieser Wert kann in Anbetracht Rahmenbedingungen (eingesetzter Kollektortyp, Temperaturniveaus der Verbraucher, Strahlungsangebot, etc.) als höchst ambitioniert angesehen werden. Ein Vergleich der gemessenen Erträge verdeutlicht dies. So liegt der gemessene spezifische Kollektorertrag, über alle Kollektorfelder (rote durchgezogene Linie) als auch der einzelnen Kollektorfelder (strichlierte Linien), deutlich unter dem Prognosewert. Nach Ende der einjährigen Monitoringphase konnte ein Gesamtkollektorertrag von 149 kWh/m²a bzw. 262 kWh/m²a für das thermische Kollektorfelder erreicht werden. Die beiden Hybridkollektorfelder erreichten Solarerträge von 135 kWh/m²a bzw. 85 kWh/m²a.

Die Gründe für die niedrigeren Messwerte liegen einerseits an dem bereits angeführten höchst ambitionierten Prognosewert sowie an der Betriebsweise, auf welche im weiteren Verlauf detaillierter eingegangen wird.

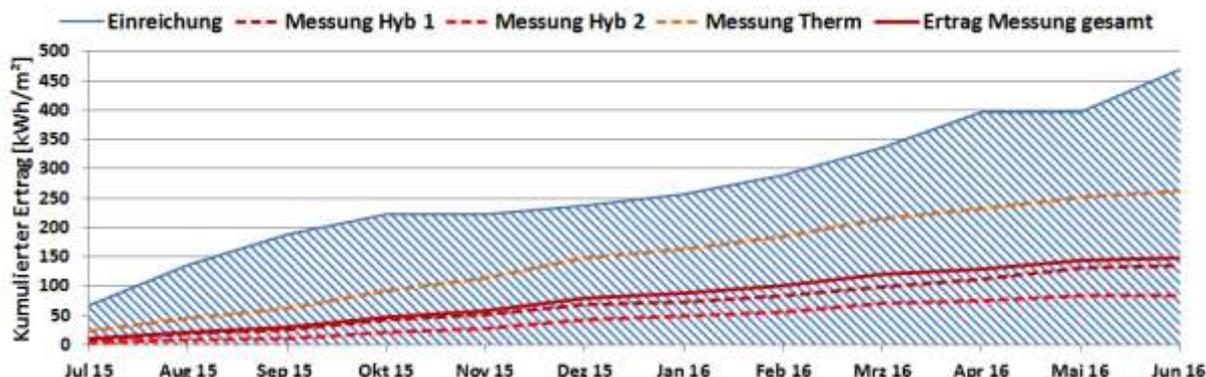


Abbildung 11: Prognostizierter und gemessener Verlauf des spezifischen Solarertrags (über alle Kollektorfelder – rot durchgezogene Linie, und der einzelnen Teilfelder (Solarthermisch – orange strichliert und Hybrid- rot strichliert) - für die Anlage „Brandnertal Gastronomie“ (Juli 2015 bis Juni 2016)

Der Vergleich des Messwertes als auch des prognostizierten solaren Deckungsgrades ist in Abbildung 12 dargestellt. Wie in der Darstellung erkennbar, liegt der solare Deckungsgrad insbesondere in den ersten Monaten, bis Oktober 2015, deutlich hinter dem Erwartungswert. Ab November 2015 konnten zum Prognosewert vergleichbare solare Deckungsgrade, aufgrund eines gesteigerten Solarertrags und niedrigeren Verbrauchs, erreicht werden. Wie bereits angeführt, ist im Monat November und April kein bzw. verminderter Betrieb des Gastronomiebetriebs vorgesehen. Als Ergebnis findet in diesen Monaten praktisch kein Eintrag von anderen Wärmereizern statt. Dementsprechend konnte auftretender Wärmeverbrauch für die Frostfreihaltung über die solarthermische Anlage gedeckt werden.

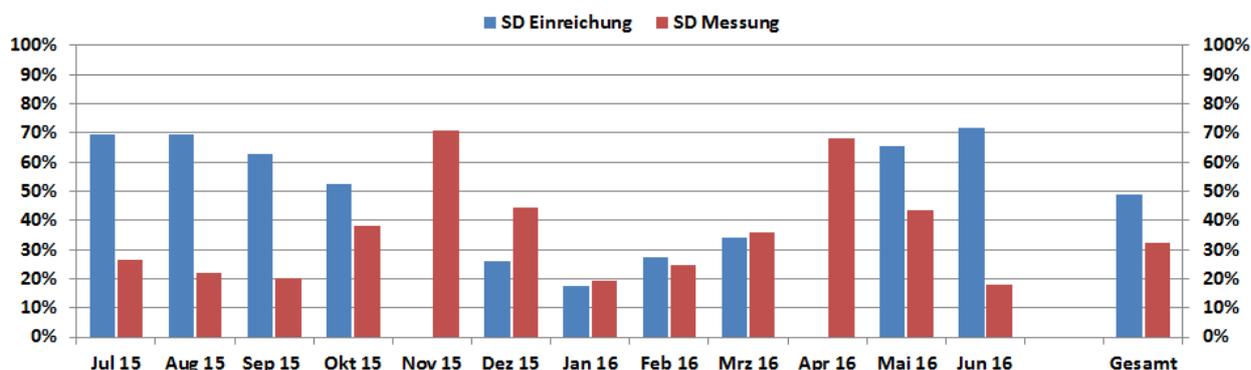


Abbildung 12: Prognostizierter und gemessener monatlicher solarer Deckungsgrad für die Anlage „Brandnertal Gastronomie“ (Juli 2015 bis Juni 2016)

Der kumulierte Verlauf der gemessenen als auch der prognostizierten Wärmeabnahme ist Abbildung 13 zu entnehmen. Wie bereits angeführt liegt der Messwert insbesondere zu Beginn der Messperiode deutlich hinter dem Prognosewert. Ab November kommt es zu einer leichten Steigerung des gemessenen Verbrauchs im Vergleich zum Prognosewert

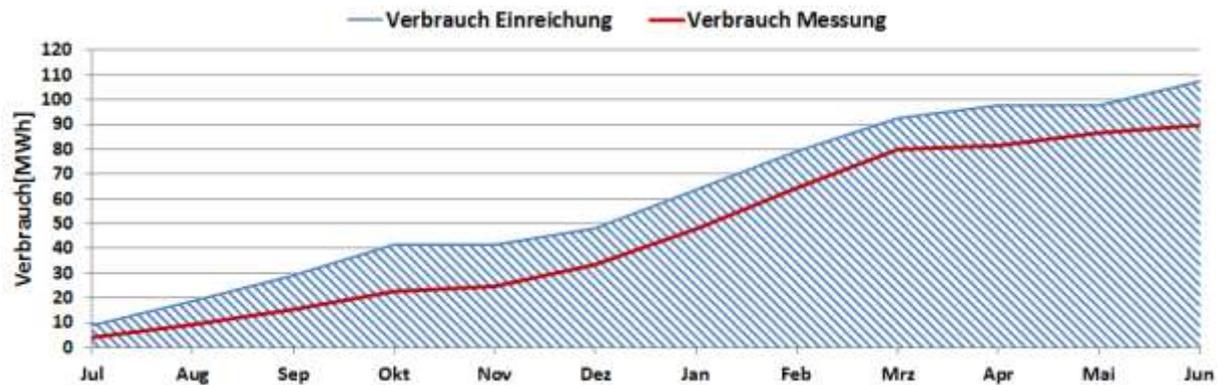


Abbildung 13: Prognostizierter und gemessener monatlicher Verbrauch für die Anlage „Brandnertal Gastronomie“ (Juli 2015 bis Juni 2016)

7.1.5 Detailbetrachtung und Optimierungspotenziale

Basierend auf den installierten und erfassten Sensoren wurden im Betrachtungszeitraum Analysen und Plausibilitätsprüfungen der Betriebsweise der einzelnen hydraulischen Kreise sowie das Zusammenspiel des Gesamtsystems durchgeführt. Außerdem wird auf einzelne Komponenten und Besonderheiten bei der Anlagenregelung eingegangen.

Im Folgenden wird auf die Betriebsweise des solarthermischen Kollektorfelds sowie auf die Betriebsweise der Hybrid-Kollektorfelder detailliert eingegangen. Laut Regelungskonzept werden die Kollektorfelder (solarthermisch und Hybrid) in Betrieb genommen, wenn die Kollektortemperatur 5 K über der untersten Speichertemperatur liegt. Die Hybrid-Kollektorfelder können nur in den Niedertemperaturspeicher einspeisen, während das thermische Kollektorfeld sowohl in die beiden Niedertemperaturspeicher als auch in den Verbrauchsspeicher einspeisen kann. Die beiden Kollektorfelder der solarthermischen Anlage (Kollektorfeld 1 und 2) sowie die beiden Kollektorfelder des Hybrid-Kollektorfeldes 3 und 4 können in Abhängigkeit des Kollektortemperaturniveaus bzw. des Temperaturunterschieds der Teilfelder zueinander sowohl parallel als auch getrennt voneinander betrieben werden. Liegt der Temperaturunterschied der Kollektortemperaturen unter 12 K (der Wert wurde im Laufe des Monitorings wiederholt angepasst) werden beide Teilfelder durchströmt. Steigt der Temperaturunterschied wird das Teilfeld mit dem geringeren Temperaturniveau weggeschaltet.

Der Tagestemperaturverlauf der Vorlauf- und Rücklauftemperatur des primären Solarkreises sowie die Kollektortemperatur, die unteren Speichertemperaturen, die Volumenströme der und der Verlauf der Einstrahlungsleistungen ist in Abbildung 14 für den 05.08.2015 angeführt. Die Einstrahlungsleistung als auch die Kollektortemperaturen sind für beide Teilfelder, sprich beide Ausrichtungen, angegeben. Die rosa Linie in der Darstellung gibt an in welchen der beiden Speicher eingespeist wurde. Je nach Wert wird entweder in den Niedertemperaturspeicher (rosa Linie mit Wert „10“) oder aber in den Verbrauchsspeicher (rosa Linie mit Wert „0“) eingespeist.

Wie in der Darstellung Abbildung 14 erkennbar ist die Anlage zwischen 8:30 Uhr und 18:00 Uhr in Betrieb. Solare Wärme wird dabei jedoch nur in den Niedertemperaturspeicher eingespeist. Die Gründe hierfür liegen in einer durch den Betreiber durchgeführten Anpassung des Regelungskonzepts, durch welchen die Einspeisung solarer Wärme in den Monaten Juli und Mitte September auf den Niedertemperaturspeicher begrenzt wurde. Diese Anpassungen wurden tages- bzw. stundenweise, bei erhöhter Einstrahlungsleistung und geringem Verbrauch, vom Betreiber vorgenommen. Der Verbrauchsspeicher wurde in diesem Zeitraum für die Einbringung von Wärme aus der WRG der Kälteanlage reserviert. Dies wurde nötig, da ein „Hauptverbraucher“ (Spühlstraße) kurz vor Monitoringstart hydraulisch ausgegliedert

werden musste und der tatsächliche Verbrauch weitestgehend durch die WRG abgedeckt werden konnte. Die geplante Einbindung der solaren Wärme in den Verbrauchsspeicher hätte, laut Betreiber, die Rückkühlleistung der WRG negativ beeinflusst. In weiterer Folge wurde die solare Wärme des thermischen als auch der Hybrid-Kollektorfelder ausschließlich in Niedertemperaturspeicher eingespeist, bei gleichzeitig praktisch fehlender Entnahme. Eine Darstellung der Energiemengen, welche in den Verbrauchs- bzw. der Niedertemperaturspeicher eingespeist wurden als auch das mittlere Vorlauftemperaturniveau der einzelnen Kollektorfelder im Betrieb ist in Abbildung 15 dargestellt. Wie in der Darstellung erkennbar, wurde bis auf den Monat November (Monat ohne Betrieb) im ganzen Betrachtungszeitraum ein vergleichsweise geringer Anteil solarer Wärme direkt in den Verbrauchsspeicher eingebracht. Insgesamt wurden durch diese Anpassung die solaren Erträge des thermischen Kollektorfeldes als auch der Hybrid-Kollektorfelder, in den Sommermonaten, erheblich reduziert.

Als Lösung wird ein Rückbau bzw. eine hydraulische Wiedereingliederung der Spülstraße angestrebt, jedoch konnte dieser inkl. weiterer dafür notwendigen Adaptierungen im Laufe der einjährigen Monitoringphase nicht zeitnah umgesetzt werden.

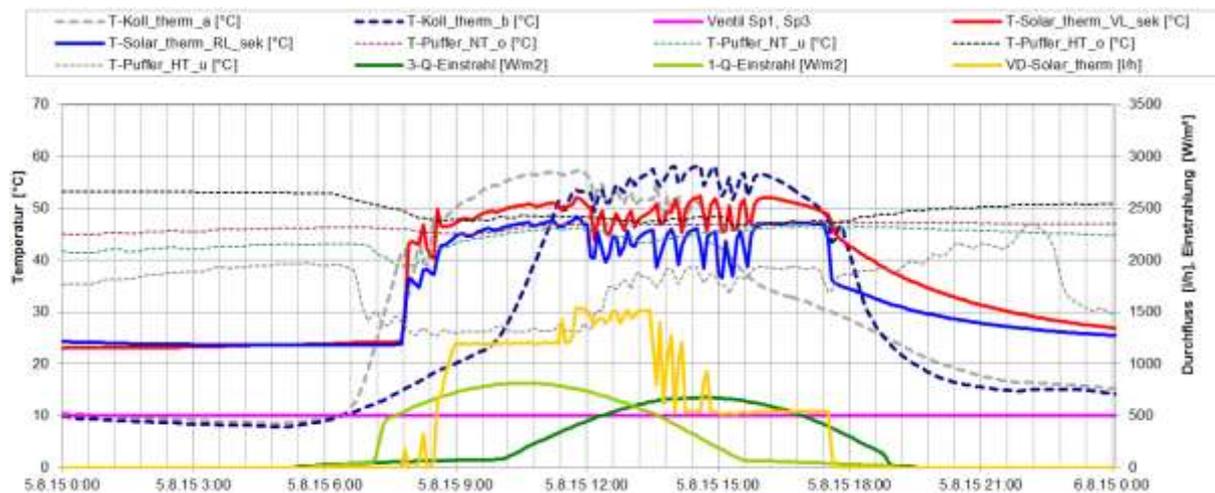


Abbildung 14: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises (thermisches Kollektorfeld 1 und 2) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms, der Puffertemperaturen und der Globalstrahlung (05.08.2015)

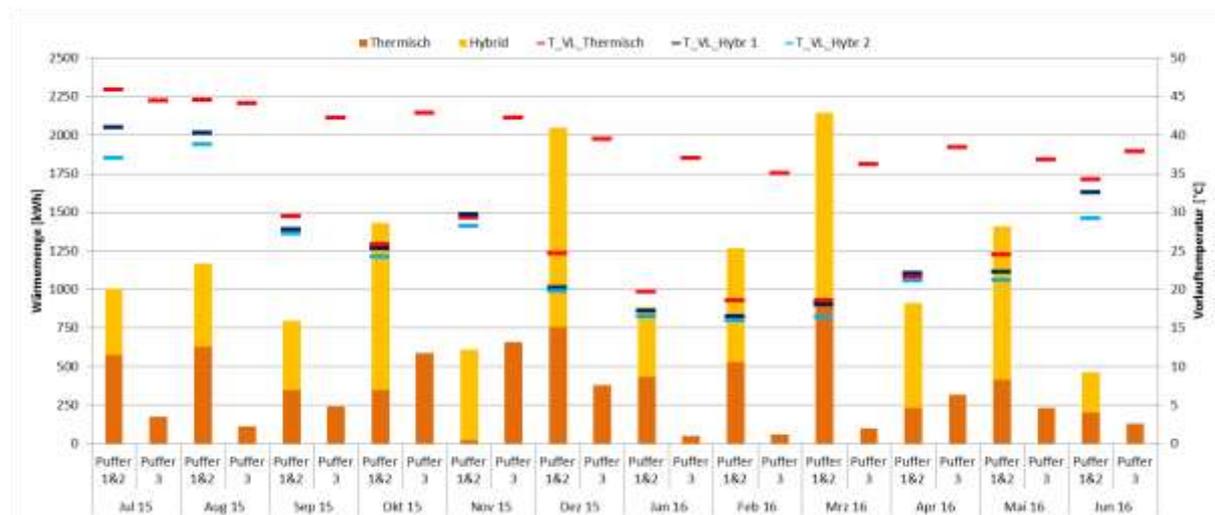


Abbildung 15: Darstellung der in den Niedertemperaturspeicher (NT) als auch Verbrauchsspeicher (HT) eingebrachten solaren Erträge des solarthermischen Kollektorfeldes und der Hybridkollektorfelder sowie die entsprechenden mittleren Vorlauftemperaturen im Betrieb (Juli 2015 bis Juni 2016)

Der Tagesverlauf beider Hybrid-Kollektorfelder für den 07.08.2015 ist in Abbildung 16 sowie in Abbildung 17 dargestellt. Obwohl der Anlagenbetrieb als stabil bezeichnet werden kann, wirkte sich die Anpassung der Betriebsweise in den Monaten Juli und August des solarthermischen Kollektorfeldes (reine Einspeisung in den Niedertemperaturspeicher) ungünstig auf die Betriebsweise der Hybrid-Kollektorfelder aus. Durch die Einspeisung des solarthermischen Kollektorfeldes in den Niedertemperaturspeicher wird dessen Temperaturniveau erhöht und daraus folgend auch das mittlere Kollektortemperaturniveau der Hybrid-Kollektoren. Die Hybrid-Kollektorfelder werden dementsprechend in einem ungünstigeren Wirkungsgradbereich betrieben werden und der generierte solare Ertrag liegt daraus resultierend deutlich hinter den Prognosewerten zurück (vgl. Abbildung 11). Der Rückbau bzw. eine hydraulische Wiedereingliederung der Spülstraße ist zur Erhöhung der Kollektorerträge zwingend notwendig und wurde, wie bereits angeführt, mit dem Betreiber besprochen.

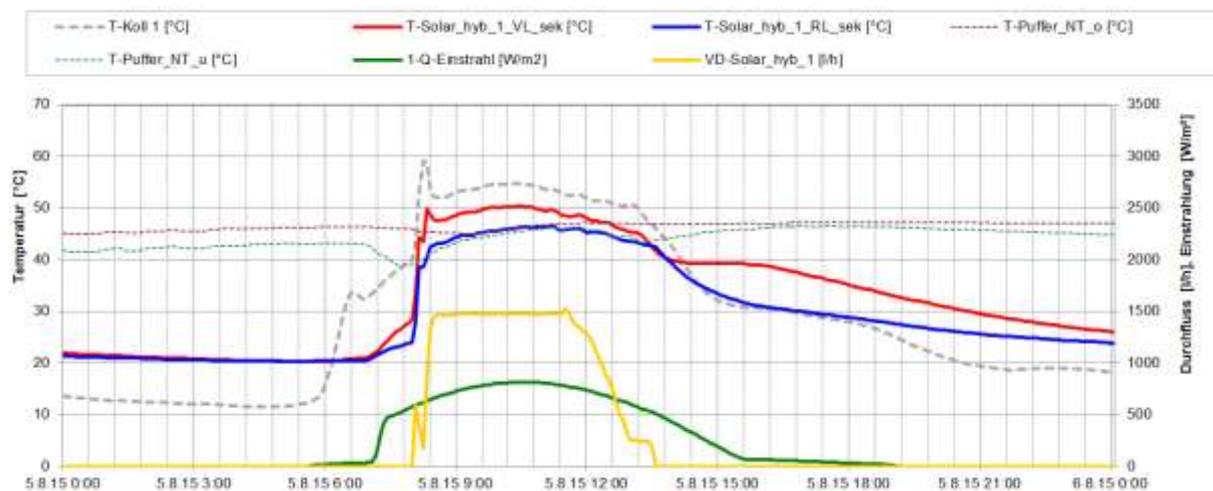


Abbildung 16: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises (Hybridkollektorfeld 3) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms, der Puffertemperaturen und der Globalstrahlung (05.08.2015)

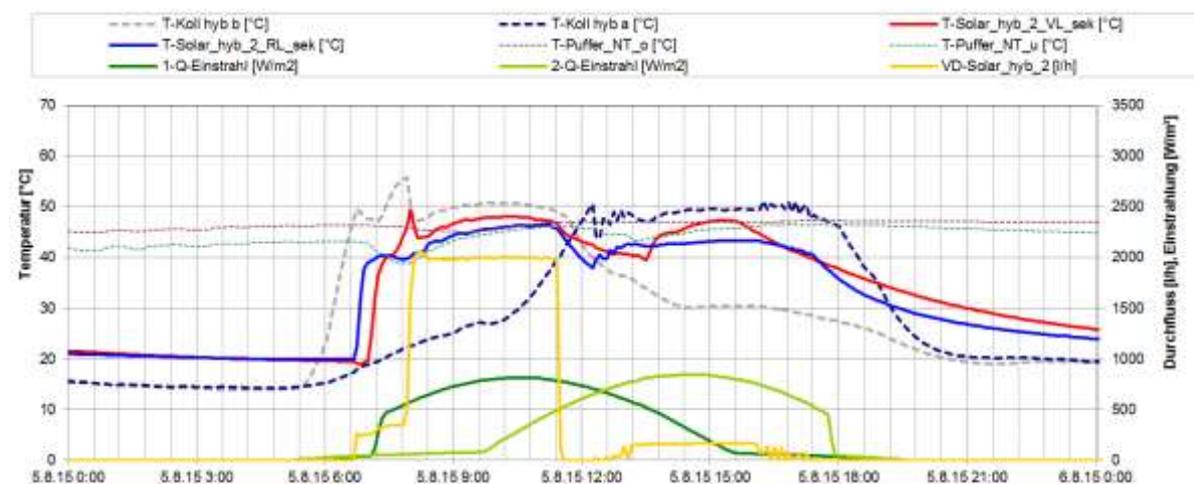


Abbildung 17: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises (Hybridkollektorfeld 4) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms, der Puffertemperaturen und der Globalstrahlung (05.08.2015)

Die Betriebsweise der solarthermischen Anlage als auch der Hybrid-Kollektorfelder anhand von beispielhaften Tagestemperaturverläufen in der Kernheizperiode, im Dezember 2015, ist in folgenden Darstellungen Abbildung 18, Abbildung 19 und Abbildung 20 angeführt.

Abbildung 18 zeigt beispielhaft die Betriebsweise der solarthermischen Anlage. Im Gegensatz zur Abbildung 14, den 05.08.2015, speist die thermische Anlage sowohl in den

Niedertemperaturspeicher als auch in den Verbrauchsspeicher ein. Die Anlage geht um ca. 9:00 Uhr in Betrieb und speist bis ca. 10:30 Uhr in die Niedertemperaturspeicher ein. Ab 10:30 erfolgt die Umschaltung und Wärme wird ab diesem Zeitpunkt, bis ca. 15:00 Uhr, in den Verbrauchsspeicher eingespeist. Das Umschalten in den Niedertemperaturspeicher ist deutlich an dem niedrigeren Rücklauftemperaturniveau erkennbar. Ein Wegschalten der SW-orientierten Kollektorfläche ist ab ca. 14:00 Uhr wiederholt erkennbar. Ein vermehrtes Takten zwischen den Teilfeldern konnte dabei insbesondere in der Kernheizperiode festgestellt werden. Eine Anpassung des Regelungskonzepts könnte dies verringern. Da sich aber kein unmittelbarer Nachteil im Anlagenbetrieb ergibt, ist eine kein zwingender Handlungsbedarf erforderlich.

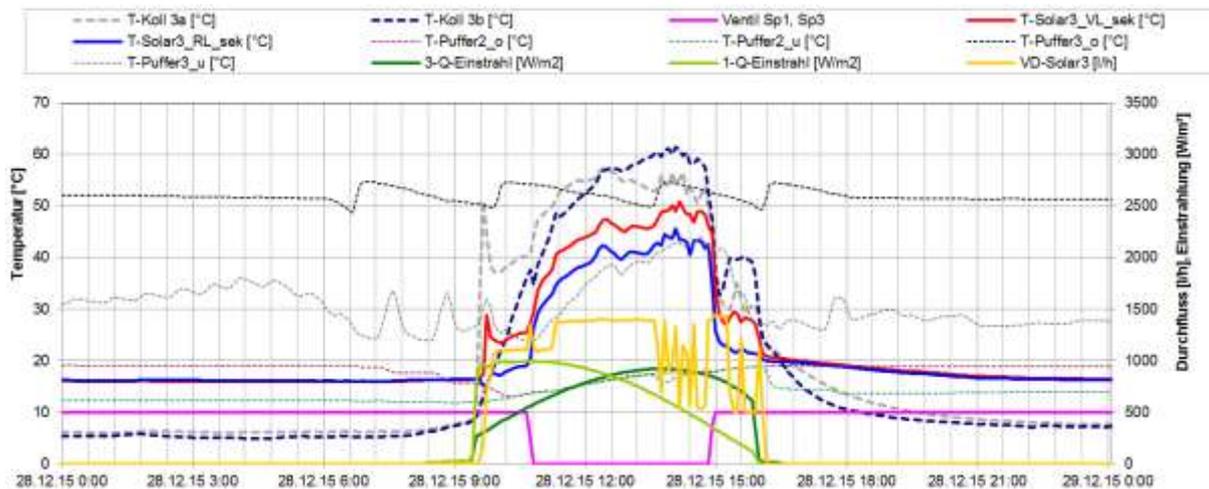


Abbildung 18: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises (thermisches Kollektorfeld 1 und 2) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms, der Puffertemperaturen und der Globalstrahlung (28.12.2015)

Bei der Betriebsweise der beiden Hybridkollektorfelder (3 und 4) konnten in diesem Zeitraum keine Auffälligkeiten detektiert werden. Das Umschalten zwischen den Teilkollektorfelder des Hybridkollektorfelds 2 zeigte im Gegensatz zu den beiden thermischen Kollektoranlage keine Auffälligkeiten. Ein häufiges Takten zwischen den Teilkollektorfeldern (siehe Abbildung 18) konnte nicht festgestellt werden. Wie in der Abbildung 20 erkennbar, werden beide Hybridkollektorteilfelder um ca. 11:00 Uhr in Betrieb genommen. Ab 14:00 Uhr sinkt die Kollektorfeldtemperatur (T-Koll2b) ab und das Teilfeld wird außer Betrieb genommen - erkennbar an der deutlichen Verringerung des Volumenstroms. Der Tagestemperaturverlauf des zweiten Hybridkollektorfelds ist in Abbildung 19 dargestellt. Das Kollektorfeld wird um ca. 10:00 Uhr in Betrieb genommen und speist Wärme bis ca. 14:00 Uhr in den Niedertemperaturspeicher ein. Auffälligkeiten bzw. Optimierungspotentiale konnte nicht detektiert werden.

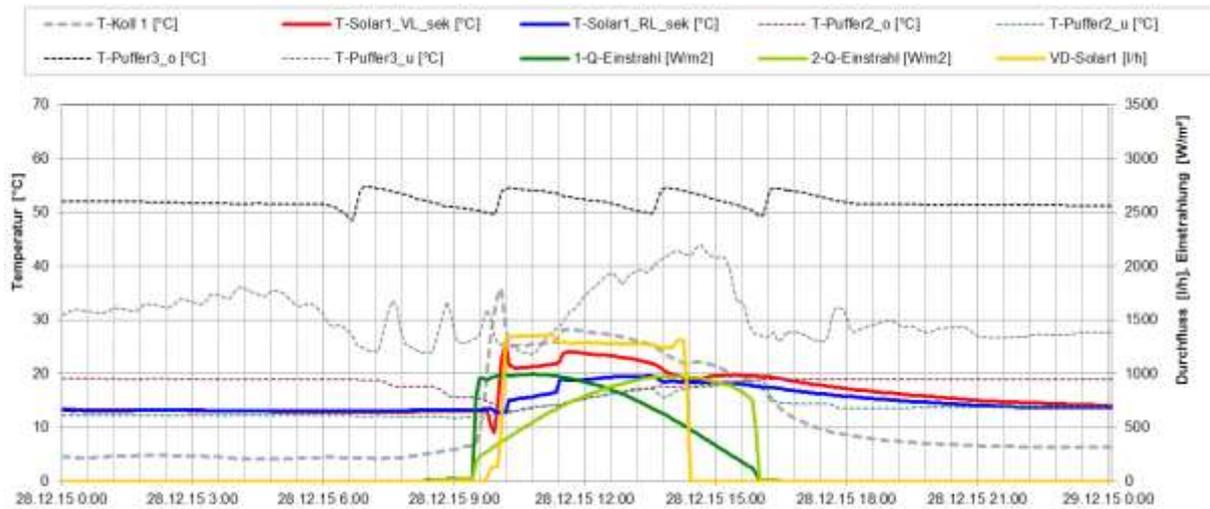


Abbildung 19: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises (Hybridkollektorfeld 3) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms, der Puffertemperaturen und der Globalstrahlung (28.12.2015)

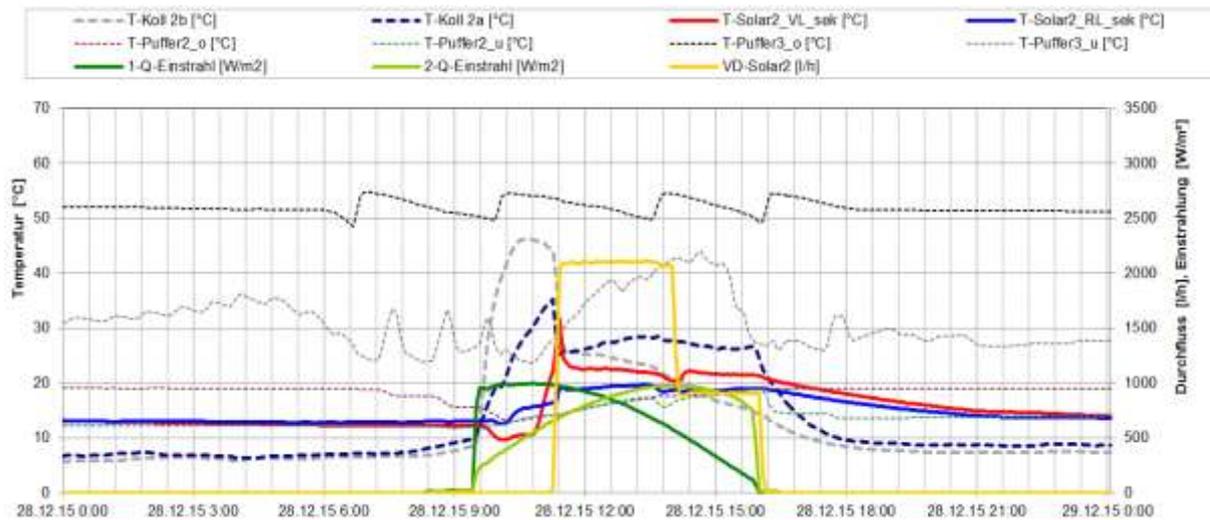


Abbildung 20: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises (Hybridkollektorfeld 4) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms, der Puffertemperaturen und der Globalstrahlung (28.12.2015)

Die Betriebsweise der Nachheizung mittels der WRG der Kälteanlage, der Wärmepumpe als auch des Holzvergaserkessels wird folgend beschrieben.

Der Tagestemperaturverlauf der Vorlauf- und Rücklauftemperatur der Nachheizungskreise der WRG der Kälteanlage als auch des Holzvergaserkessels, die Speichertemperaturen sowie die Volumenströme für den 07.08.2015 sind in Abbildung 21 angeführt. Wie bereits angeführt wurde in den Sommermonaten der Wärmebedarf nahezu vollständig über die WRG der Kälteanlage bereitgestellt. Die Gründe hierfür liegen in dem Wegfall eines „Hauptverbrauchers“ (Spülstraße) kurz vor Monitoringstart. Wie in der Darstellung (siehe Abbildung 21) erkennbar ist die WRG nahezu durchgehend im Betrieb. Die Pufferspeichertemperaturen befinden sich auf Höhe der Vorlauftemperatur der WRG. Der Holzvergaserkessel als auch die Wärmepumpe waren in den Sommermonaten (Juli und August) nahezu nicht im Betrieb.

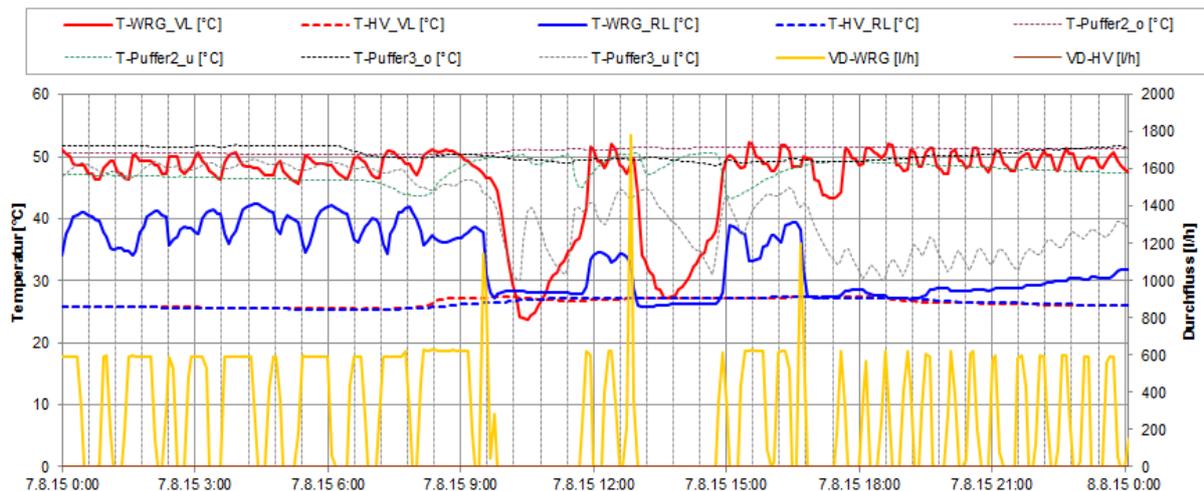


Abbildung 21: Beispielhafter Temperaturverlauf der Nachheizungskreise über die WRG der Kälteanlage und des Holzvergaserkessels zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms (07.08.2015)

Eine Darstellung der Nachheizungskreise für einen Tag im Dezember ist in Abbildung 22 (WRG und Holzvergaserkessel) als auch in Abbildung 23 (Wärmepumpe) dargestellt. Auffälligkeiten in der Betriebsweise der WRG als auch des Holzvergaserkessels konnten dabei nicht detektiert werden. Bei der Analyse der Energiebilanz (vgl. Abbildung 10) ist jedoch erkennbar, dass in den Wintermonaten ein hoher Anteil der Wärmeerzeugung über die im Pufferspeicher integrierte E-Patrone bereitgestellt werden mussten. Insbesondere im Jänner 2016 wurden so rund 31 % der Nachheizung über die E-Patrone gedeckt. Ein Vergleich der Einträge durch die Solaranlage bzw. des Gesamtverbrauchs (vgl. Abbildung 11 und vgl. Abbildung 13) zum Prognosewert zeigt, dass im Jänner 2016 zwar ein deutlich geringerer Solarertrag zum Prognosewert erreicht wurde (rund 40 % geringer bzw. um 1450 kWh), im Gegenzug dazu fiel jedoch auch der Verbrauch niedriger aus als prognostiziert (um rund 7 % bzw. um rund 1107 kWh). Dementsprechend hätte auch ein Solarertrag auf Höhe des Prognosewerts den Betrieb der E-Patrone nicht deutlich reduzieren können. Die Nachheizung mittels der Wärmepumpe konnte des Weiteren auch nicht die erforderliche Wärme bereitstellen, um den Betriebszeiten der E-Patrone zu verkürzen. Die Gründe hierfür sind in den zu geringen Quelltemperaturen des Niedertemperaturspeichers bei hohen Entzugsleistungen der Wärmepumpe zu finden. Die erzeugerseitige Einstellung der Wärmepumpe sieht im Betrieb vor, dass ein Ausschalten der Wärmepumpe immer dann erfolgt, wenn die Verdampfer-Rücklauftemperatur unter 10 °C fällt. Durch den hohen Energieentzug aus dem Niedertemperaturspeicher stellte sich insbesondere im Monat Jänner wiederholt dieser Betriebszustand ein. Die Wärmepumpe wurde außer Betrieb genommen und die E-patrone musste vermehrt in die Nachheizung eigegeben werden. Beispielhaft dafür ist in Abbildung 46 der Tagestemperaturverlauf des Wärmepumpen-Kreises dargestellt. Wie in der Darstellung erkennbar, war die Wärmepumpe im Tagesverlauf nur begrenzt im Betrieb (7 kurze Taktzyklen). Die Nachheizung erfolgte dementsprechend über die E-Patrone. Der Betreiber ist über die Betriebsweise informiert und Anpassungen am Wärmebereitungskonzept wurden besprochen und werden vom Betreiber angestrebt. Eine Entscheidung wie das Wärmebereitungskonzept angepasst werden kann, um den Anteil an der E-Patronen-Nachheizung zu reduzieren, war zum Zeitpunkt der Berichtslegung jedoch noch nicht vollständig geklärt.

Die Arbeitszahlen der Wärmepumpe zur Anlage Burtschersattel ist in Abbildung 24 dargestellt. Des Weiteren sind in der Abbildung die gewichteten mittleren Vorlauf- und Rücklauftemperaturen des Verdampfer- als auch Kondensatorkreises dargestellt. Im Betrachtungszeitraum konnten Arbeitszahlen zwischen 4,3 und 6,3 gemessen werden. Die Arbeitszahl des gesamten, bisherigen Betrachtungszeitraums liegt dabei bei rund 4,4.

Weiters ist in der Darstellung deutlich die Abhängigkeit der Arbeitszahl vom mittleren Temperaturhub der Wärmepumpe erkennbar.

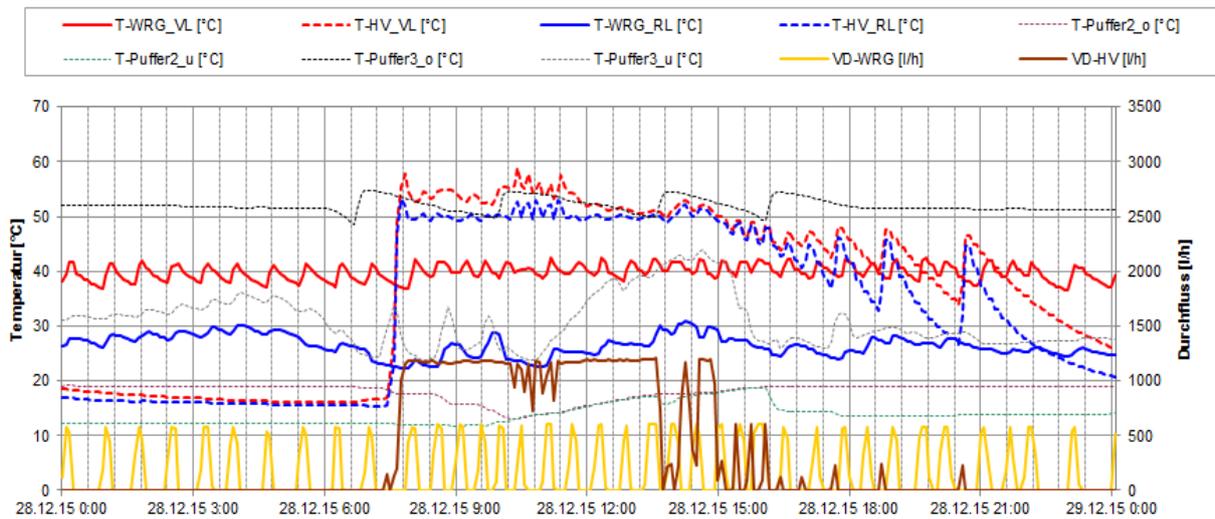


Abbildung 22: Beispielhafter Temperaturverlauf der Nachheizungskreise über die WRG der Kälteanlage und des Holzvergaserkessels zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms (28.12.2015)

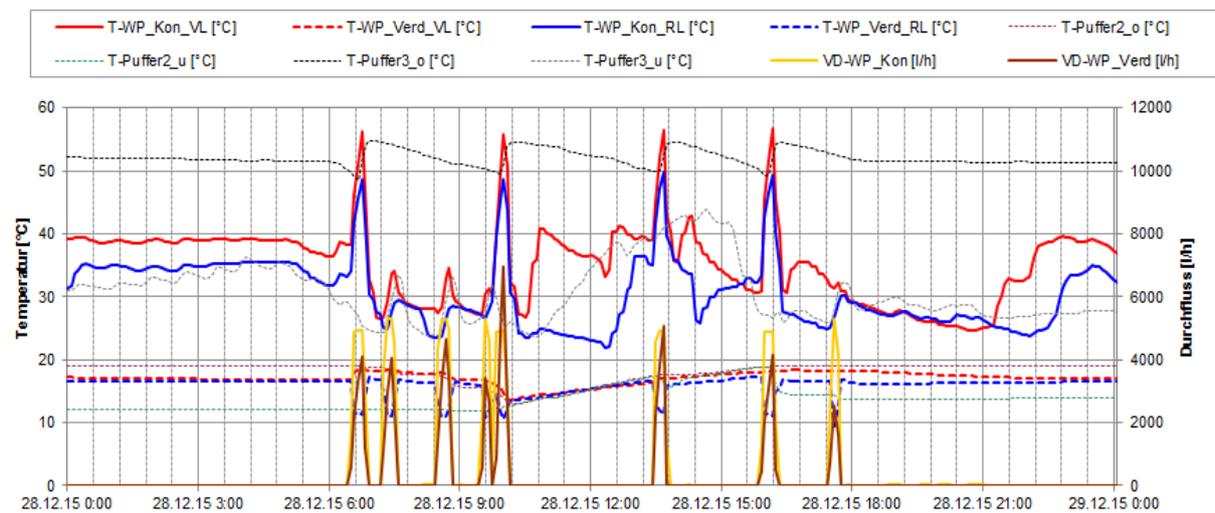


Abbildung 23: Beispielhafter Temperaturverlauf des Nachheizungskreises der Wärmepumpe zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms (28.12.2015)

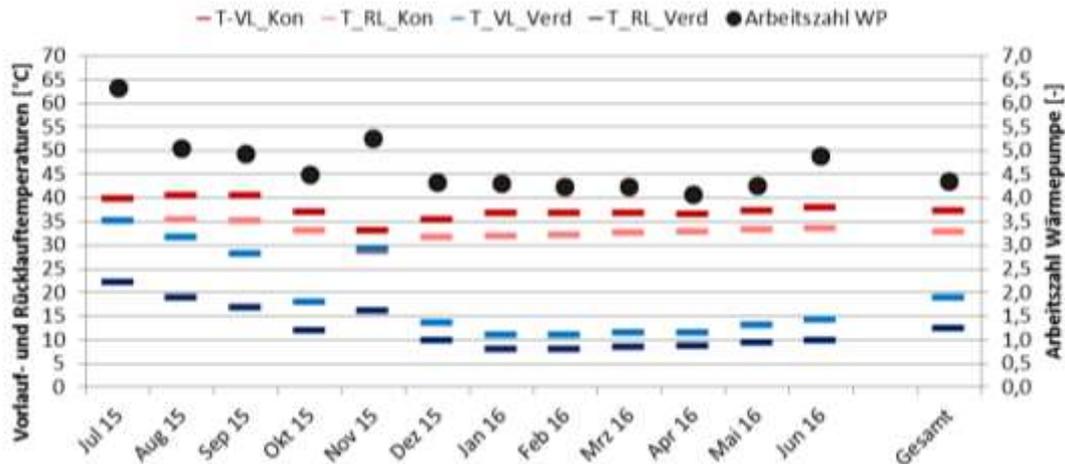


Abbildung 24: Darstellung der mittleren gewichteten Vorlauf- und Rücklauf temperatures des Verdampfer- als auch Kondensatorkreises inkl. der monatlichen Arbeitszahlen

Eine Analyse der Verbraucherkreise (Raumheizung und Warmwasserbereitung inkl. Zirkulation) ist in folgenden Abbildung 25 und Abbildung 26 für einen Augusttag (07.08.2015) bzw. in Abbildung 27 und Abbildung 28 für einen Dezembertag angeführt. Im Allgemeinen konnten keine Auffälligkeiten im Betrieb festgestellt werden. Alle Kreise wiesen im bisherigen Betrachtungszeitraum einen stabilen Betrieb auf. Das mittlere Temperaturniveau des Raumheizungskreises lag bei rund 38 °C/28 °C. Bei der Warmwasserbereitung konnte ein durchschnittliches Vorlauf-Temperaturniveau von 50 °C im Betrachtungszeitraum festgestellt werden, wobei das Zirkulations-Rücklauf temperaturesniveau bei 43 °C lag. Um den Anforderungen der B 5019 zu entsprechen, werden vom Betreiber einerseits mehrmalige Kontrollen sowie „Spülungen“ des Warmwasserbereitungssystems auf höherem Temperaturniveaus durchgeführt.

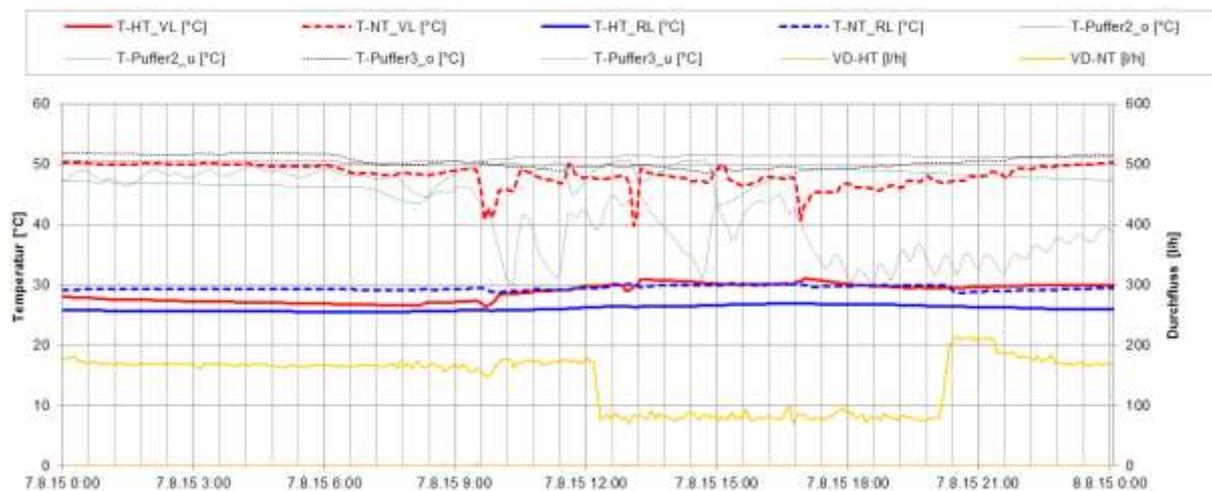


Abbildung 25: Beispielhafter Temperaturverlauf des Raumheizungskreises des Niedertemperaturkreises (NT) und des Hochtemperaturkreises (HT) zuzüglich des Verlaufs der Volumenströme (07.08.2015)

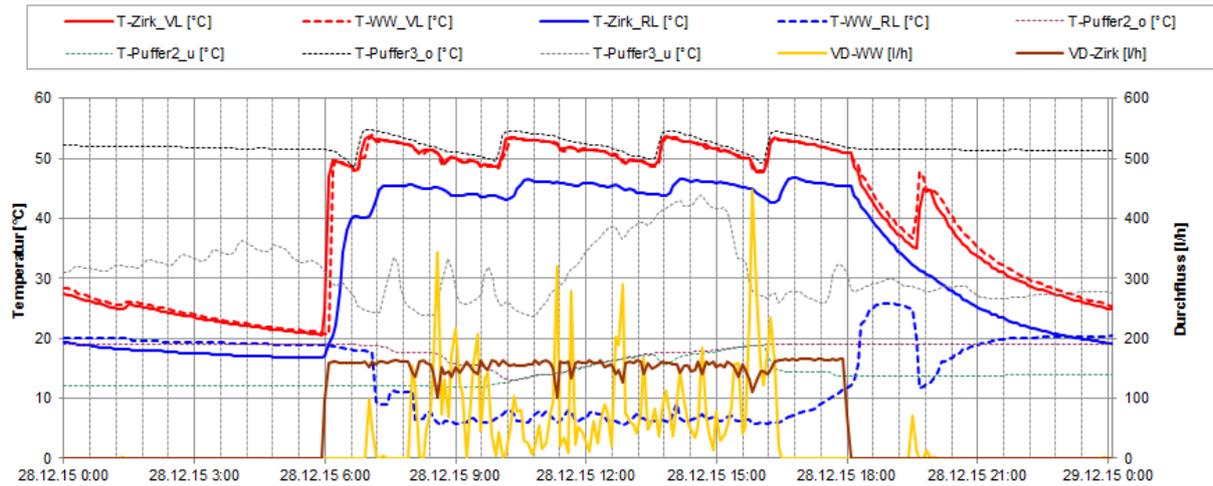


Abbildung 26: Beispielhafter Temperaturverlauf des Warmwasserbereitungskreises und der Zirkulation zuzüglich des Verlaufs der Volumenströme (28.12.2015)

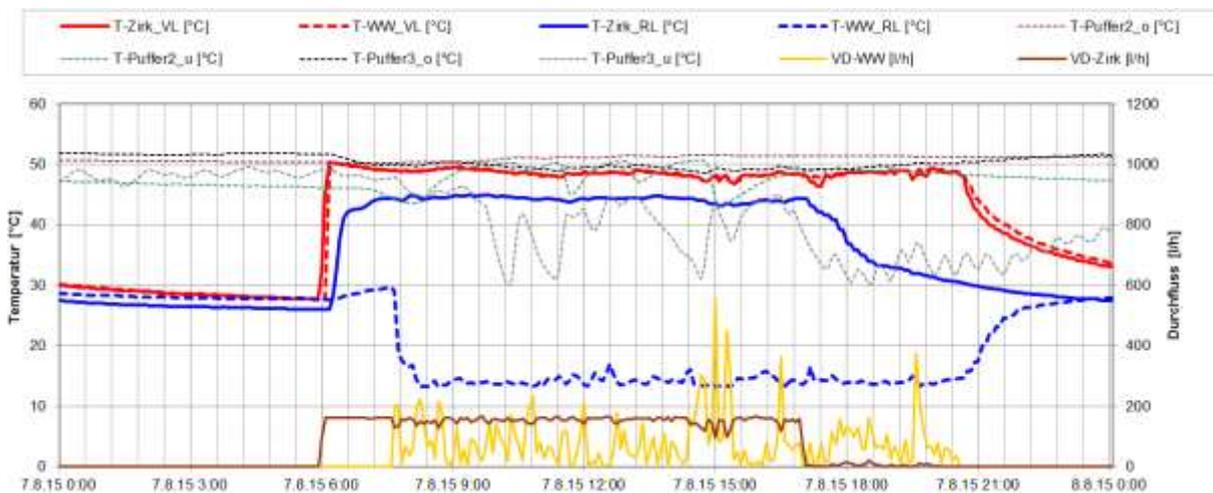


Abbildung 27: Beispielhafter Temperaturverlauf des Warmwasserbereitungskreises und der Zirkulation zuzüglich des Verlaufs der Volumenströme (07.08.2015)

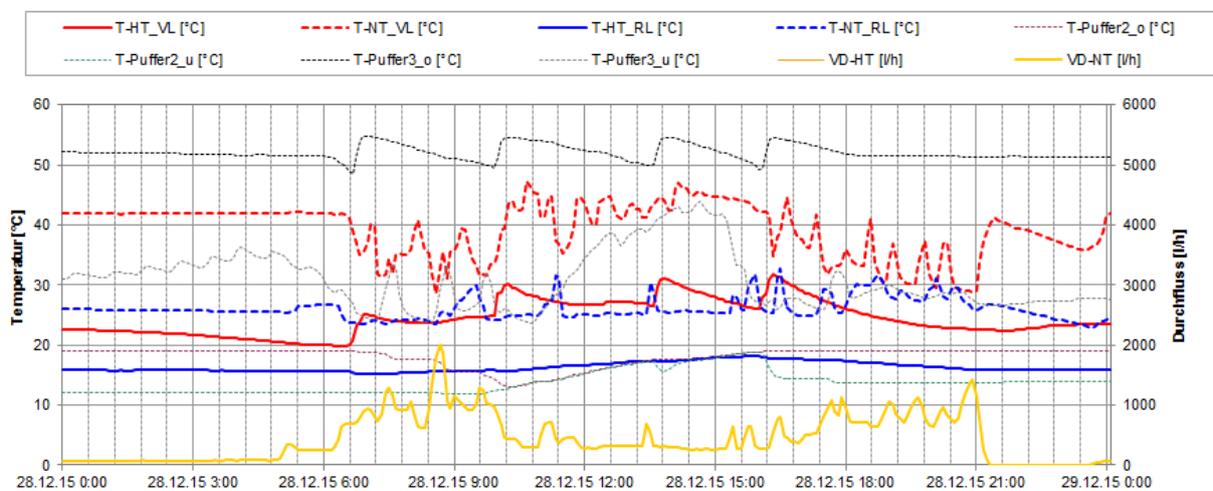


Abbildung 28: Beispielhafter Temperaturverlauf des Raumheizungskreises des Niedertemperaturkreises (NT) und des Hochtemperaturkreises (HT) zuzüglich des Verlaufs der Volumenströme (28.12.2015)

7.1.6 Anlagen Status Quo

Bei der Analyse des komplexen Wärmeversorgungssystem der Anlage „Brandnertal Gastronomie GmbH“ konnten im Betrachtungszeitraum einzelne Optimierungsansätze detektiert und dem Betreiber kommuniziert werden.

Die gemessenen solaren Erträge liegen nach Abschluss der einjährigen Monitoringphase deutlich hinter den Prognosewert. Neben einer höchst ambitionierten Anlagensimulation des Betreibers zum Zeitpunkt der Fördereinreichung, wurden zusätzlich durch das Wegfallen eines „Hauptverbrauchers“ (Spülstraße) kurz vor Monitoringstart die Ertragspotentiale deutlich reduziert. Als Lösung wird ein Rückbau bzw. eine hydraulische Wiedereingliederung der Spülstraße angestrebt. Nach Rücksprache mit dem Betreiber wird dieser Rückbau inkl. weiterer dafür notwendigen Adaptierungen im November 2016, wenn kein Betrieb des Gastronomiebetriebs stattfindet, umgesetzt. Eine zeitnahe Umsetzung während der einjährigen Monitoringphase konnte nicht erreicht werden.

Die unterschiedlichen Kollektorfelder (ein thermisches Kollektorfeld und zwei Hybridkollektorfelder) weisen eine komplexe Verschaltung sowie unterschiedliche Ausrichtungen auf und erhöhen dadurch die Anforderungen an das Regelungskonzept. Insgesamt konnte dieses gut umgesetzt werden, jedoch konnten Auffälligkeiten bei der Umschaltung bzw. Abschaltung der Teilkollektorfelder der solarthermischen Anlage detektiert werden. Dabei konnte insbesondere in der Kernheizperiode ein vermehrtes Takten zwischen den Teilfeldern festgestellt werden. Eine Anpassung des Regelungskonzepts könnte dies verringern, da sich aber kein unmittelbarer Nachteil im Anlagenbetrieb bzw. eine Erhöhung des Solarertrags ergeben würde, ist eine kein zwingender Handlungsbedarf erforderlich.

Bei der Analyse der Nachheizungskreise konnte festgestellt werden, dass insbesondere im Jänner 2016 ein hoher Anteil der Wärmeerzeugung über die im Pufferspeicher integrierte E-Patrone bereitgestellt werden musste. Der Grund hierfür ist, dass die Wärmepumpe aufgrund zu niedriger Quelltemperaturen nur reduziert betrieben werden konnte. Der Betreiber ist über die Betriebsweise informiert. Etwaige Optionen wie das Wärmebereitungskonzept angepasst werden kann, um den Anteil an der E-Patronen-Nachheizung zu reduzieren, wurden mit dem Betreiber besprochen und inkl. der bereits angeführter notwendigen Anpassungen in der betriebsfreien Zeit umgesetzt werden.

Bei der Analyse der Verbraucherkreise (Raumheizung und Warmwasserbereitung inkl. Zirkulation) konnten im Betrachtungszeitraum keine Auffälligkeiten bzw. Optimierungspotentiale detektiert werden.

7.2 Enzenhofer Siegfried - R&R Objekttschlerei, Sbg.

7.2.1 Allgemeine Anlagenbeschreibung

<u>Projektname:</u>	Enzenhofer Siegfried - R&R Objekttschlerei
<u>Adresse:</u>	5300 Hallwang, Salzburg
<u>Art der Anwendung:</u>	Hohe solare Deckungsgrade
<u>Wärmeverbraucher:</u>	Raumheizung und WW-Bereitung einer Tischlerei
<u>Bruttokollektorfläche:</u>	129 m ² Flachkollektoren
<u>Neigung:</u>	60°
<u>Ausrichtung:</u>	Süd
<u>Energiespeichervolumen:</u>	2 m ³ und 3 m ³ Pufferspeicher, 1000 m ² Erdspeicher (einlagig verlegt), 1 m ³ Kältespeicher
<u>Nachheizungssystem:</u>	Sole/Wasser-Wärmepumpe S-SW 100 kW
<u>Solarer Deckungsgrad:</u>	31% (Messung)
<u>Spezifischer Solarertrag:</u>	405 kWh/m ² a (Messung, bezogen auf die Aperturfläche)
<u>Projektstatus:</u>	Monitoring abgeschlossen mit Juli 2017
<u>Zuständigkeit Begleitforschung:</u>	AEE INTEC

Beim Projekt „Enzenhofer Siegfried - R&R Objekttschlerei“ handelt es sich um einen im Jahr 2015 errichteten Neubau einer Tischlerei in Hallwang mit einer Bruttogeschosfläche von rund 3.500m². Im Zuge des Neubaus war es ein erklärtes Ziel der Unternehmensleitung, ein zukunftsfähiges und nachhaltiges Energieversorgungskonzept umzusetzen und den Energiebedarf für die Wärmeversorgung des Betriebsgebäudes nahezu vollständig mit regenerativen Energiequellen abzudecken. Dabei kam schlussendlich ein Konzept zur Umsetzung, bei dem neben dem Einsatz einer solarthermischen Anlage eine Sole-Wasser-Wärmepumpe als auch ein Erdspeicher, mit dem Ziel der saisonalen Speicherung, realisiert wurde.

Das Kollektorfeld der solarthermischen Anlage, mit einer Bruttokollektorfläche von 129 m², wurde auf dem Dach des Neubaus installiert (siehe Abbildung 29 und Abbildung 30). Als sekundärer Wärmeerzeuger dient eine Sole-Wasser-Wärmepumpe (Abbildung 32). Der Erdspeicher für die saisonale Speicherung wurde unterhalb der Bodenplatte der Produktionshalle verlegt. Fotos während der Bauphase bzw. der Verlegung des Erdspeichers unter der Produktionshalle sind in Abbildung 31 dargestellt. Laut Anlagenplaner sollte mittels der solaren Beladung des Erdreichs eine Temperatur im Erdspeicher von etwa 20 bis 25 °C erreicht werden können. In Kombination mit der Sole-Wasser-Wärmepumpe soll der Erdspeicher quellseitig eine höhere Vorlauftemperatur und somit eine Steigerung der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe ermöglichen.

Die Gebäudekonditionierung der Büro- und Serviceflächen sowie im Bereich der Produktion und der Lagerflächen erfolgt mittels Niedertemperaturfußbodenheizung.



Abbildung 29: Ansicht des Kollektorfeldes am Dach der r&r-Tischlerei (linkes Foto: Blickrichtung Osten; rechtes Foto: Blickrichtung Westen) (Bildquelle: r&r-Tischlerei)



Abbildung 30: Ansicht des gesamten Kollektorfeldes am Dach der r&r-Tischlerei (Bildquelle: r&r-Tischlerei)



Abbildung 31: Ansicht des Rohrregister und Verrohrung der Rohrregister für den Erdspeicher im Zuge der Errichtung (Bildquelle: BES)



Abbildung 32: Ansicht des Technikraums, der Wärmepumpe (linkes Bild) und der Verteiler sowie des Energy Management System (EMS) (rechtes Bild) (Bildquelle: BES)

7.2.1 Hydraulik- und Messkonzept

Das gesamte Wärmeversorgungssystem zur Anlage „Enzenhofer Siegfried-R&R Objekttschlerei“ ist als Blockschaltbild in Abbildung 33 dargestellt. Die solarthermische Anlage kann die gewonnene Wärme je nach Temperaturniveau in zwei Pufferspeicher für die Raumheizung oder in einem etwa 1000 m² großen Erdspeicher, mit dem Ziel der saisonalen Speicherung, einspeisen. Die Steuerung der Beladung erfolgt zentral mittels eines sogenannten Energy Management System (EMS) (siehe Abbildung 32 – rechtes Foto).

Die Verteilung der Wärme für die Raumheizung wird im Neubau über eine Fußbodenheizung (Heizkreis 1) bzw. Lüftungsanlage (Heizkreis 2) bewerkstelligt. Die Kühlung erfolgt über die Fußbodenheizung. Im Kühlfall wird die Wärmepumpe umgekehrt betrieben, sodass der Erdspeicher als Wärmesenke für die Kühllast dient. Ein Kältespeicher (1 m³) reduziert die Taktzyklen der Wärmepumpe.

Das Monitoringkonzept umfasst 6 Wärmemengenzähler, 30 Temperatursensoren (8 im Solespeicher) sowie ein Stromzähler für die Wärmepumpe, einen Globalstrahlungssensor in der Kollektorebene und einem Drucksensor im Solarprimärkreis.

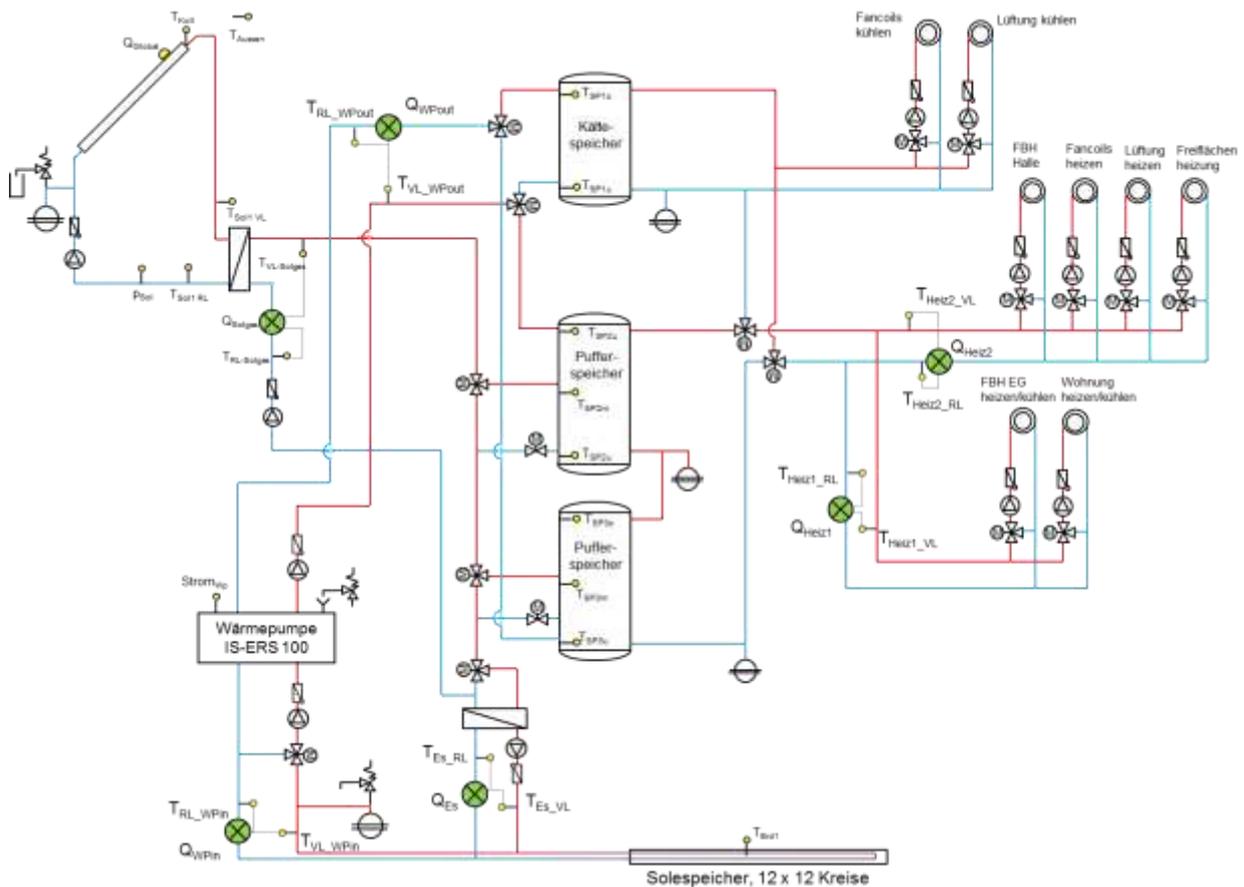


Abbildung 33: Übersichtsblattschaltbild zum Projekt „Enzenhofer Siegfried- R&R Objekttschlerei“

Die Beschreibung der einzelnen Messpunkte ist nachfolgend zusammengefasst:

Solar-Primärkreis

- S_{Global} Globalstrahlungssensor in der Kollektorebene
- p_{SP} Drucksensor Primärkreis
- T_{Koll} Kollektortemperatur
- $T_{Sol1 VL}$ Vorlauftemperatur Solarprimärkreis
- $T_{Sol1 RL}$ Rücklauftemperatur Solarprimärkreis

Solar-Sekundärkreis

- $T_{VL Solges}$ Vorlauftemperatur Solarsekundärkreis gesamt
- $T_{RL Solges}$ Rücklauftemperatur Solarsekundärkreis gesamt
- Q_{Solges} Wärmemengenzähler Solarsekundärkreis
- $T_{ES VL}$ Vorlauftemperatur Beladung Solespeicher
- $T_{ES RL}$ Rücklauftemperatur Beladung Solespeicher
- Q_{ES} Wärmemengenzähler Beladung Solespeicher

Speicher

- T_{Sp1u} Kältespeicher oben
- T_{Sp1o} Kältespeicher unten
- T_{Sp2u} Pufferspeichertemperatur 2 unten
- T_{Sp2o} Pufferspeichertemperatur 2 oben
- T_{Sp3u} Pufferspeichertemperatur 3 unten
- T_{Sp3o} Pufferspeichertemperatur 3 oben

T_{Erd} Erdspeichertemperatur

Wärmepumpe

T_{VL_WPIn} Vorlauftemperatur Kondensator Wärmepumpe
 T_{RL_WPIn} Rücklauftemperatur Kondensator Wärmepumpe
 Q_{WPIn} Wärmemengenzähler Kondensator Wärmepumpe
 T_{VL_WPout} Vorlauftemperatur Verdampfer Wärmepumpe
 T_{RL_WPout} Rücklauftemperatur Verdampfer Wärmepumpe
 Q_{WPout} Wärmemengenzähler Verdampfer Wärmepumpe

Verbraucher

$T_{Heiz1\ VL}$ Vorlauftemperatur Wärmeverbraucher Heizkreis 1
 $T_{Heiz1\ RL}$ Rücklauftemperatur Wärmeverbraucher Heizkreis 1
 Q_{Heiz1} Wärmemengenzähler Wärmeverbraucher Heizkreis 1
 $T_{Heiz2\ VL}$ Vorlauftemperatur Wärmeverbraucher Heizkreis 2
 $T_{Heiz2\ RL}$ Rücklauftemperatur Wärmeverbraucher Heizkreis 2
 Q_{Heiz2} Wärmemengenzähler Wärmeverbraucher Heizkreis 2

7.2.2 Energiebilanz

Abbildung 34 stellt die Input-Output-Bilanz des Projekts „Enzenhofer Siegfried - R&R Objektischlerei“ dar. Der Wärmeeintrag findet über die thermische Solaranlage (gelb) und die Wärmepumpe (grün) statt. Wärmeverbraucher sind zwei Raumheizungskreise, bezeichnet als Heizungskreis 1 (hellblau) sowie Heizungskreis 2 (dunkelblau). Die Einspeisung solarer Wärme in den Erdspeicher wird in der Darstellung nicht mitbilanziert (siehe dazu Detailbetrachtung – Erdspeicher).

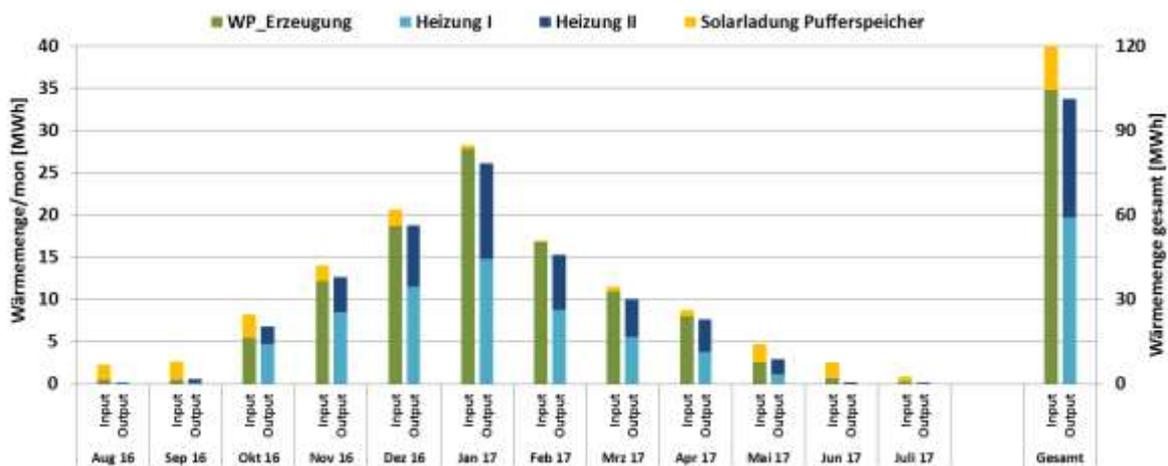


Abbildung 34: Energiebilanz der Anlage „Enzenhofer Siegfried - R&R Objektischlerei“

7.2.3 Vergleich Simulation - Messwerte

Folgende Abbildungen (Abbildung 35 bis Abbildung 37) geben einen Überblick über die, bei der Einreichung angegebenen Simulationsergebnisse als auch die im Rahmen des einjährigen Monitorings ermittelten Messwerte. Verglichen werden im Rahmen des einjährigen Anlagenmonitorings die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen der relevanten Kennzahlen (spezifischer Solarertrag, solarer Deckungsgrad sowie der Wärmeverbrauch) betreffend die Anlage „Enzenhofer Siegfried - R&R Objektischlerei“.

Hinsichtlich des spezifischen Solarertrags wurde laut der Anlagensimulation des Betreibers zum Zeitpunkt der Fördereinreichung ein Jahressolarertrag von 657 kWh/m²a prognostiziert. Wie in Darstellung Abbildung 35 erkennbar liegt dieser, mit 405 kWh/m²a, deutlich unter den Erwartungen. Der Hauptgrund für die deutliche Abweichung der Simulation zu den Messwerten ist in fehlerhaften Simulationsannahmen zu finden. In dieser wurde entgegen dem tatsächlich umgesetzten Regelungskonzept angenommen, dass solare Überschüsse in den Sommermonaten nahezu vollständig in den Erdspeicher eingebracht werden können. Im Zuge des einjährigen Monitoring zeigte sich jedoch, dass in den einstrahlungsreichsten Monaten (Juni, Juli, August und September) nahezu keine solare Wärme in den Erdspeicher eingespeist wurde, da der Erdspeicher in diesen Monaten aufgrund des Kältebetriebs der Wärmepumpe, welche den Erdspeicher als Senke nutzt, regelungstechnisch für die Einspeisung solarer Wärme quasi gesperrt war. Des Weiteren vergrößern nicht korrekt angenommene Verbrauchsannahmen zum Zeitpunkt der Einreichung die Unterschiede zwischen gemessenen und prognostizierten Solarertrag.

Bei der Betrachtung des jährlichen Verlaufs der Einstrahlungsleistungen zeigte sich, dass die gemessenen Globalstrahlungswerte ganzjährig auf Höhe der tatsächlich gemessenen Einstrahlungswerte lagen.

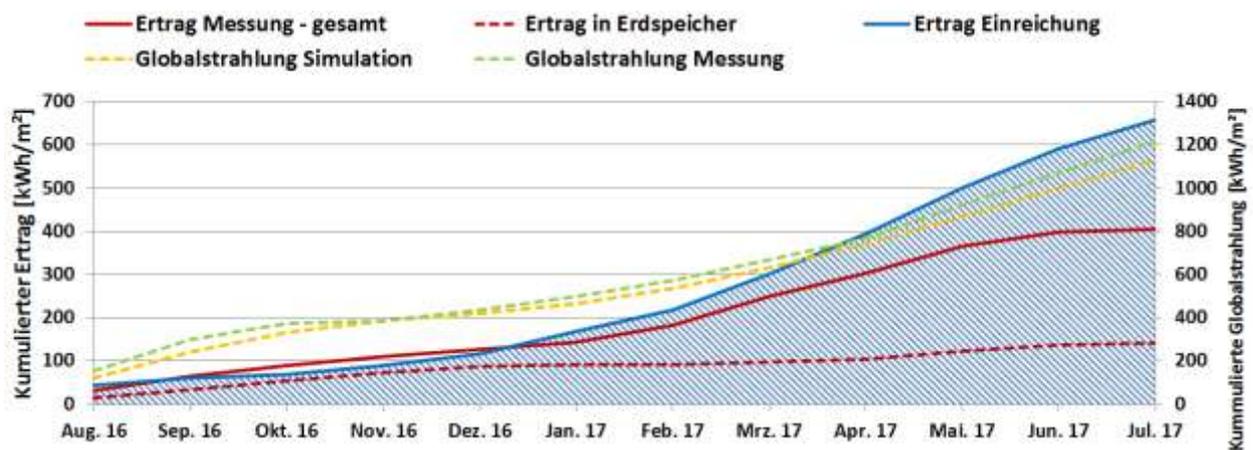


Abbildung 35: Vergleich des gemessenen spezifischen Solarertrags und der Globalstrahlung mit dem prognostizierten Wert für die Anlage „Enzenhofer Siegfried - R&R Objektischlerei“

Der Vergleich des gemessenen solaren Deckungsgrad mit dem prognostizierten Wert ist in Abbildung 36 dargestellt. Für den gemessenen solaren Deckungsgrad wurde in der Grafik einerseits der „solare Deckungsgrad – gesamt“ (Definition: „Solarertrag – gesamt“ dividiert durch Gesamtwärmeinput) sowie der „solare Deckungsgrad – direkt“ (Definition: „Solarladung Pufferspeicher“ dividiert durch Gesamtwärmeinput) angeführt. Der prognostizierte solare Jahresdeckungsgrad (Definition Prognose: „Solarertrag – gesamt“ dividiert durch Gesamtwärmeinput) wurde laut Simulationsrechnung des Betreibers mit rund 21 % angegeben. Der Vergleich des gemessenen solaren Jahresdeckungsgrad zeigt, dass dieser im einjährigen Betrachtungszeitraum mit rund 31 %, trotz höherer spezifischer Annahmen für den Solarertrag aber aufgrund des geringeren Verbrauchs im Vergleich zur Simulation (vgl. Abbildung 36), über den Prognosewert lag.

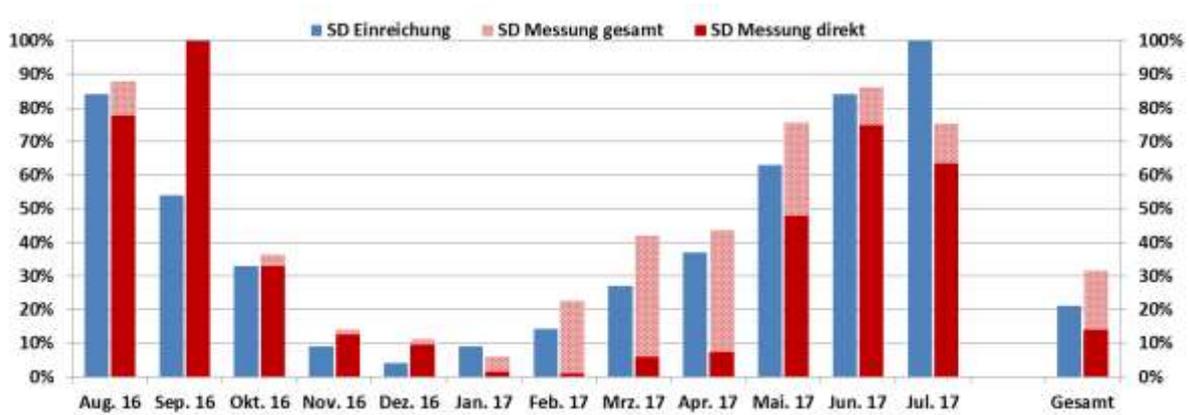


Abbildung 36: Vergleich des gemessenen solaren Deckungsgrad „direkt“ sowie „indirekt“ mit dem prognostizierten Wert für die Anlage „Enzenhofer Siegfried - R&R Objektischlerei“

Der kumulierte Verlauf der prognostizierten Wärmeabnahme als auch des tatsächlich gemessenen Wärmeverbrauchs für die Raumheizung ist aus Abbildung 36 zu entnehmen. Wie in der Darstellung ersichtlich, liegt dieser im Betrachtungszeitraum mit rund 100 MWh deutlich unter der Annahme von 156 MWh. Laut Anlagenbetreiber bzw. Planer wurde eine fehlerhafte Annahme der Verbräuche, speziell in der Heizperiode, im Zuge der Einreichung getroffen.

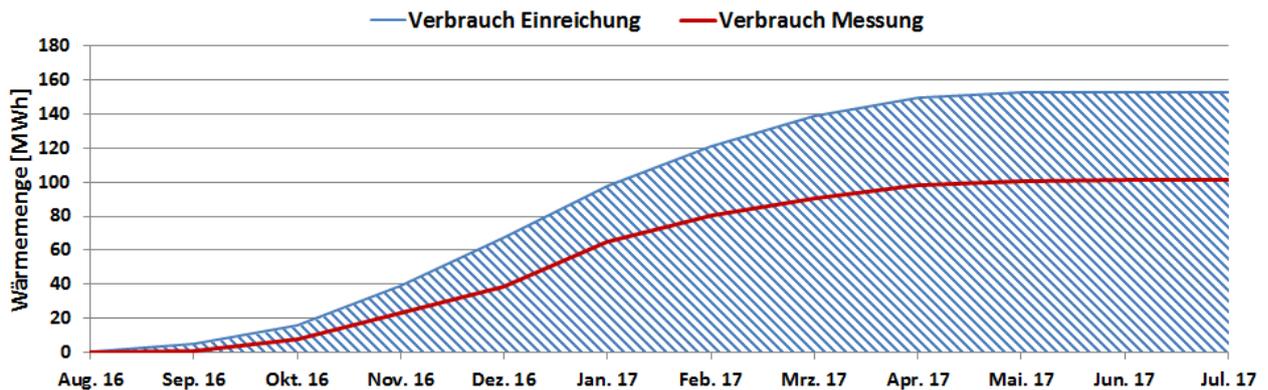


Abbildung 37: Vergleich des monatlichen Verbrauchs mit dem prognostizierten Wert für die Anlage „Enzenhofer Siegfried - R&R Objektischlerei“

7.2.4 Detailbetrachtung und Optimierungspotenziale

Basierend auf den installierten und erfassten Sensoren wurden im Betrachtungszeitraum Analysen und Plausibilitätsprüfungen der Betriebsweise der einzelnen hydraulischen Kreise sowie das Zusammenspiel des Gesamtsystems durchgeführt. Außerdem wird auf einzelne Komponenten und Besonderheiten bei der Anlagenregelung eingegangen.

Dem Regelkonzept entsprechend, wird solarthermische Wärme entweder in einen der beiden Pufferspeicher oder in den Erdspeicher eingespeist. Der Betrieb der Primärkreispumpe, der Sekundärkreispumpe als auch des, durch einen Wärmetauscher getrennt ausgeführten Kreises zur Beladung des Erdspeichers, ist drehzahlregelt ausgeführt. Die Inbetriebnahme der sekundären und primären Solarkreisumpen wird zeitlich und bei vorhanden sein einer Mindestkollektortemperatur vorgenommen. Je nach Jahreszeit erfolgt die Inbetriebnahme zwischen 6:00 Uhr und 7:00 Uhr, sofern eine Kollektortemperatur größer 15 °C gemessen werden kann. Wird das Anfahrkriterium erfüllt, wird die primäre Solarkreispumpe zuerst für 10 min im Umlauf betrieben. In Abhängigkeit des verfügbaren Temperaturniveaus, wird dann solare Wärme in die Speicher eingespeist. Dabei sieht das Regelkriterium vor, dass als erste Priorität die

Pufferspeicher beladen werden. Hierbei muss das Temperaturniveau im Sekundärkreis höher als die jeweils oberste Speichertemperatur sein. Sollte dies aufgrund eines zu niedrigen Temperaturniveaus im Sekundärkreis nicht möglich sein, wird der Erdspeicher beladen. Das maximale Temperaturniveau, auf welchen der Erdspeicher beladen werden kann, ist auf 25 °C begrenzt. Während der Beladung wird, um auch bei hoher Einstrahlungsleistung eine Einspeisung in die Speicher zu gewährleisten, eine Anpassung bzw. Erhöhung des Volumenstroms im Kollektorfeld vorgenommen. In den Monaten Mai bis einschließlich September kann jedoch fast keine solare Wärme in den Erdspeicher eingebracht werden. In diesem Zeitraum wird der Erdspeicher aufgrund des Kältebetriebs der Wärmepumpe vorrangig als Wärmesenke genutzt. Dies bedeutet in weiterer Folge, dass nur geringe Mengen an solaren Überschüssen in den einstrahlungsreichsten Monaten des Jahres in den Erdspeicher eingespeist werden können.

Zur Verdeutlichung des beschriebenen Regelkonzepts ist in Abbildung 38 bis Abbildung 40 der Tagestemperaturverlauf der Vorlauf- und Rücklauftemperaturen der Solarkreise sowie die Kollektortemperatur, die unteren Speichertemperaturen, die Volumenströme und der Verlauf der Einstrahlungsleistung an unterschiedlichen Tagen im Jahr angeführt.

Die Betriebsweise an einem Herbsttag ist in Abbildung 38, beispielhaft für den 13.10.2016, dargestellt. Wie anhand der Abbildung erkennbar, geht die Solaranlage bereits ab 7:00 Uhr in Betrieb. Solare Wärme wird bis 8:30 Uhr in den Erdspeicher eingespeist. Ab ca. 8:30 Uhr ist die Einstrahlungsleistung ausreichend hoch, das Temperaturniveau aus dem Kollektorkreis überschreitet das Pufferspeichertemperaturniveau und solare Wärme kann bis ca. 14:30 Uhr in die beiden Pufferspeicher eingespeist werden. Nach dem Absinken der Einstrahlungsleistung wird ab 14:30 Uhr bis ca. 17:00 Uhr erneut solare Wärme in den Erdspeicher eingespeist.

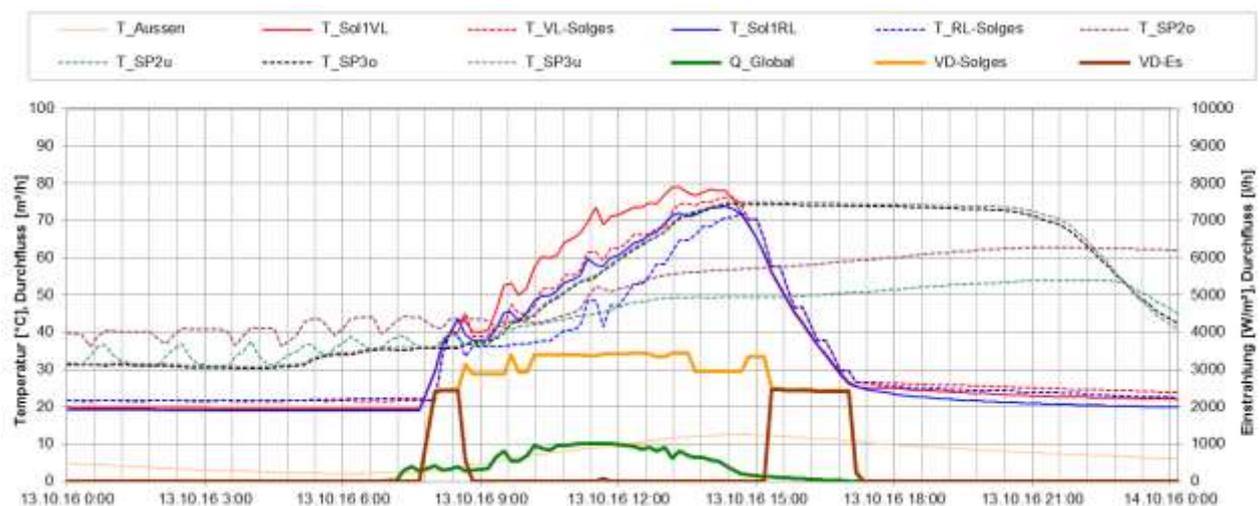


Abbildung 38: Beispielhafter Temperaturverlauf im Primärkreis des Solarsystems, zuzüglich des Verlaufs der Speichertemperaturen, der Globalstrahlung und des Volumenstroms der Sekundärkreise an einem Herbsttag den 13.10.2016

Die Betriebsweise der Anlage an einem einstrahlungsreichen Sommertag, den 20.07.2016, ist Abbildung 39 dargestellt. Vergleichbar mit dem beschriebenen Herbsttag wird in den Morgenstunden als erstes solare Wärme in den Erdspeicher eingespeist und nach Erreichen einer ausreichend hohen Einstrahlungsleistung, solare Wärme in den Pufferspeicher eingebracht. Bedingt durch eine fehlende Wärmeabnahme und steigenden Pufferspeichertemperaturen kommt es um ca. 10:30 zu einem Anlagenstillstand und das Kollektorfeld geht in Stagnation. Der Anlagenstillstand bleibt bis ca. 15:00 Uhr aufrecht, während dessen keine solare Wärme trotz hoher Einstrahlungsleistung eingespeist

werden kann. Nach dem Absinken der Kollektortemperaturen geht die Anlage wieder in Betrieb und solare Wärme kann wieder eingespeist werden. Das beschriebene Verhalten konnte im Laufe des Monitoringzeitraums wiederholt festgestellt werden. Ursache hierfür ist in erster Linie die fehlende Abnahme von Wärme in den Sommermonaten, da neben den nicht vorhandenen Raumheizungsbedarf, auch keine Notwendigkeit zur Bereitung von Brauchwasser in der Tischlerei gegeben ist. Zusätzlich kann der Erdspeicher nur im geringen Maße solarthermisch beladen werden, da aufgrund des Kältebetriebs der Wärmepumpe, der Erdspeicher vorrangig als Senke für die Wärmepumpe genutzt wird.

Nach Rücksprache mit dem Anlagenbetreiber wurden im Zuge von Wartungsarbeiten Parameteranpassungen in der Solarsteuerung bzw. solaren Beladung des Erdspeichers durchgeführt. Die Anpassungen bezogen sich auf das maximale Erdspeichertemperaturniveau als auch die Umschaltdauer zwischen Erdspeicher und Pufferspeicherbeladung, welche verkürzt wurde um einen zu schnellen Übergang in einen Anlagenstillstand zu verhindern.

Als Resultat der Analysen der solarthermischen Anlage kann festgehalten werden, dass trotz des funktionierenden Regelbetriebs, jedoch aufgrund des fehlenden Wärmeverbrauchs im Sommer, die Möglichkeiten des Erreichens hoher Solarerträge stark limitiert ist. Des Weiteren zeigt sich, dass es bedingt durch diese ungünstigen Rahmenbedingungen zu einer hohen Anzahl an Anlagenstillständen bzw. Anlagenstagnation kommt. Nach Rücksprache mit dem Betreiber besteht jedoch zurzeit keine Möglichkeit weitere Verbraucher einzubinden und daher kann auch mittelfristig mit keiner Änderung bzw. Verbesserungen der Betriebsweise gerechnet werden.

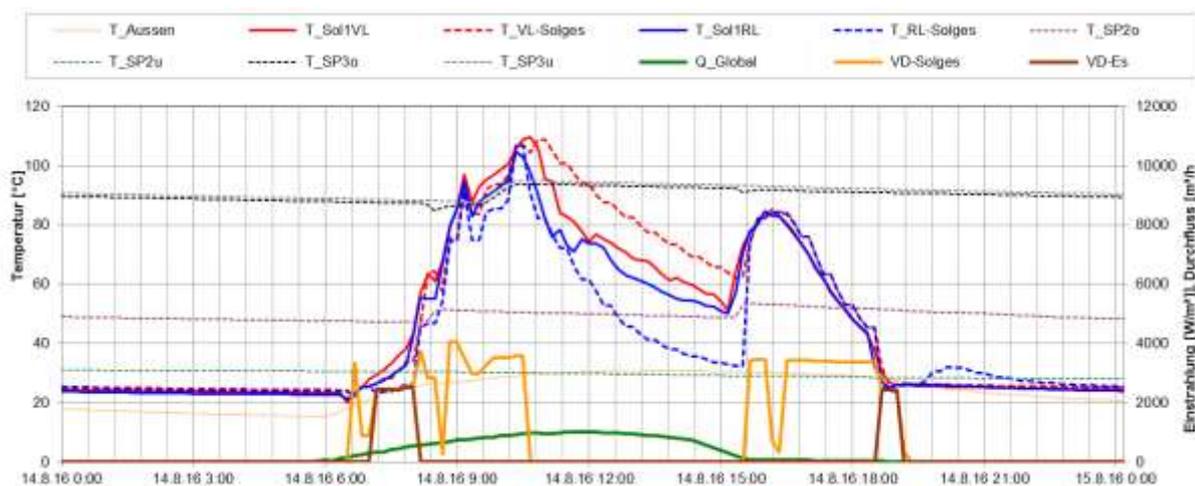


Abbildung 39: Beispielhafter Temperaturverlauf im Primärkreis des Solarsystems, zuzüglich des Verlaufs der Speichertemperaturen, der Globalstrahlung und des Volumenstroms der Sekundärkreise an einem Sommertag den 14.08.2016

Das Betriebsverhalten an einem einstrahlungsarmen Herbsttag ist in Abbildung 40 dargestellt. In der Abbildung ist eine ganztägige Beladung des Erdspeichers über die solarthermische Anlage erkennbar. Eine Beladung der Pufferspeicher findet, bedingt durch die geringe Einstrahlungsleistung, nicht statt. Die Möglichkeit der Beladung des Erdspeichers erweist sich in diesen Zeiträumen als Vorteil, da bedingt durch das niedrige Temperaturniveau des Erdspeichers auch solare Erträge bei geringer Einstrahlungsleistung genutzt werden können. Als Resultat, kommt es bei der Anlage trotz fehlendem bzw. geringem Wärmebedarfs im Sommer, zu vergleichsweise hohen spezifischen jährlichen Solarerträgen.

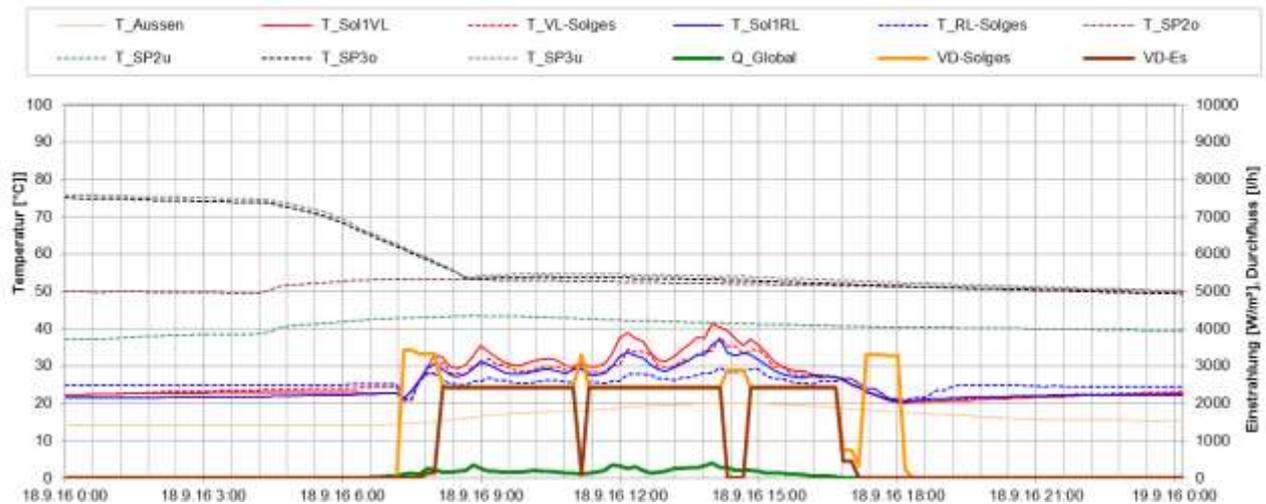


Abbildung 40: Beispielhafter Temperaturverlauf im Primärkreis des Solarsystems, zuzüglich des Verlaufs der Speichertemperaturen, der Globalstrahlung und des Volumenstroms der Sekundärkreise an einem einstrahlungsarmen Herbsttag den 18.09.2016

Zur Verdeutlichung der Betriebsweise der Sole-Wärmepumpe sind in Abbildung 41 die Temperatur- und Durchflüsse der Wärmepumpenkreise an einem Tag in der Kernheizperiode dargestellt. Wie in der Darstellung erkennbar, kommt es über den Tagesverlauf zu mehreren Ein- und Ausschaltvorgängen. Dabei sieht das Regelungskonzept ein Einschalten der Wärmepumpe bei Erreichen einer unteren Speichertemperatur von 30 °C vor. Der Speicher wird dann auf das vorgesehene Temperaturniveau, in Abhängigkeit der Heizkurve, gehoben und nach Erreichen dieser wird die Wärmepumpe außer Betrieb genommen. Auffälligkeiten bzw. deutliches Optimierungspotential konnte in Heizbetrieb der Wärmepumpe nicht festgestellt werden.

Eine Darstellung der Wärmepumpen-Einschaltvorgänge pro Tag sowie der Häufigkeit der Einschaltvorgänge und der durchschnittlichen Laufzeit pro Zyklus ist in Abbildung 42 dargestellt. Die mittlere Laufzeit pro Zyklus lag im Betrachtungszeitraum bei rund 0,75 Stunden bzw. 6,5 Einschaltvorgängen pro Tag. Grundsätzlich kann diese Betriebsweise, insbesondere im Vergleich zu weiteren Anlagen aus dem Begleitforschungsprogramm und mit vergleichbaren Anlagenkonzepten, als durchschnittlich bezeichnet werden.

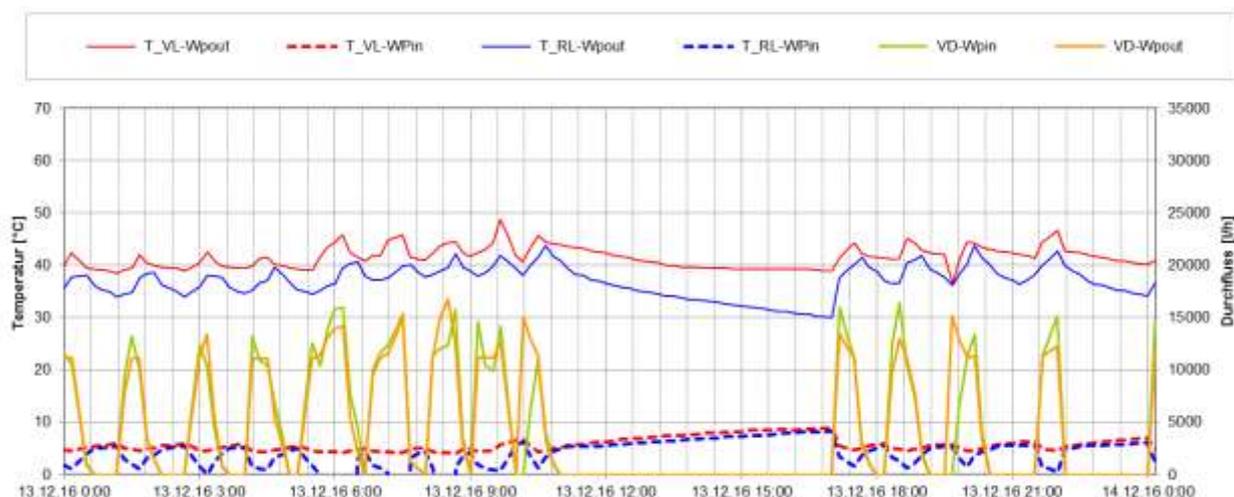


Abbildung 41: Beispielhafter Temperaturverlauf im Nachheizungskreis der Wärmepumpe, zuzüglich des Volumenstroms am 13.12.2016

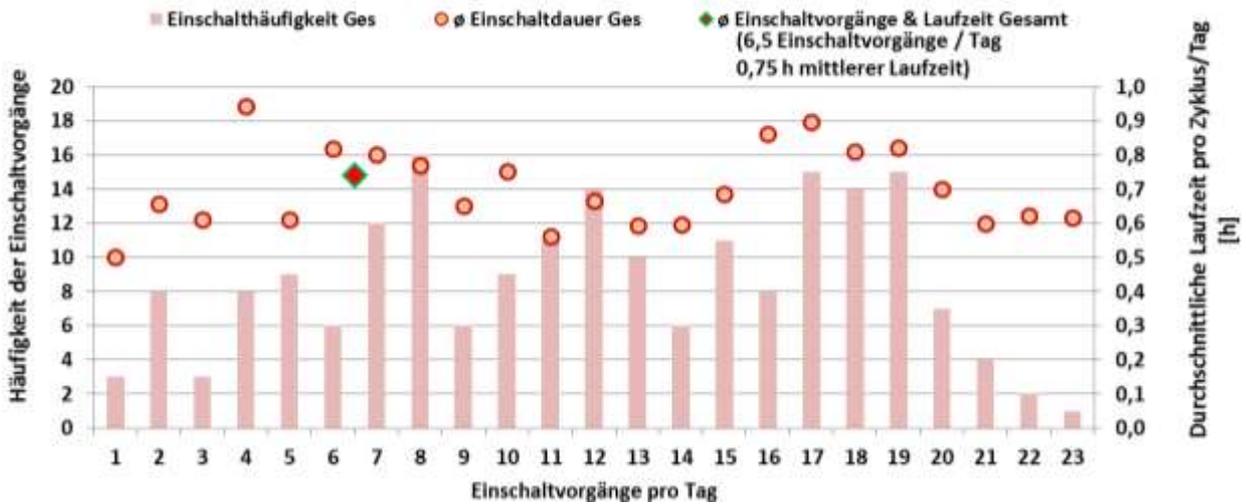


Abbildung 42: Darstellung der Wärmepumpen-Einschaltvorgänge pro Tag sowie die Häufigkeit der Einschaltvorgänge und die durchschnittliche Laufzeit pro Zyklus/Tag.

Die Arbeitszahlen der Sole-Wärmepumpe, die Wärmemengen und der Stromverbrauch als auch die durchschnittlichen Abgabetemperaturen der Wärmepumpe im Heizbetrieb der jeweiligen Monate sind in Abbildung 43 dargestellt. Im einjährigen Betrachtungszeitraum konnten Arbeitszahlen im Heizbetrieb zwischen 3,2 und 4,3 gemessen werden. Über den ganzen Betrachtungszeitraum hinweg beträgt die Arbeitszahl im Mittel 3,6. Die vom Errichter der Anlage angestrebte Arbeitszahl, größer 4 im Heizbetrieb, konnten damit nicht erreicht werden.

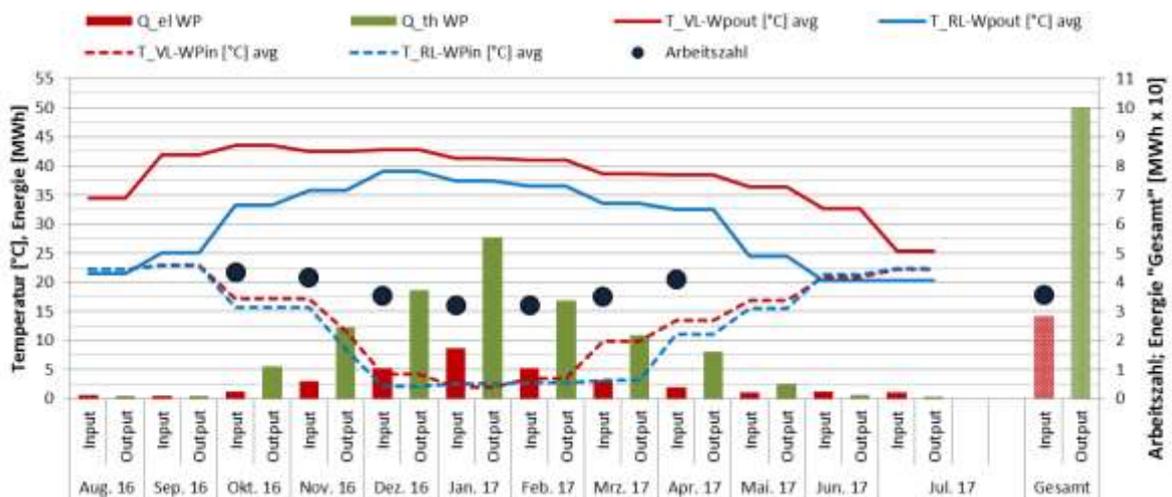


Abbildung 43: Darstellung der monatlichen Arbeitszahlen im Heizbetrieb der Sole-Wasser-Wärmepumpe und der eingesetzten elektrischen Arbeit sowie der mittleren monatlichen Vorlauf- und Rücklauftemperaturen im Betrieb

Abbildung 44 zeigt für die Analyse des Erdkollektors, den monatlichen Eintrag in diesen durch die Wärmepumpe im Kühlbetrieb (orange) bzw. durch die solarthermische Anlage (gelb) als auch die monatlich entnommene Energie (blau). Über den Jahresverlauf zeigt sich, dass etwas mehr Wärme in den Erdspeicher im Vergleich zur Entnahmemenge eingebracht wurde. Gut erkennbar in der Darstellung ist zudem der Übergang zwischen den Sommermonaten, in denen nur Wärme in den Erdspeicher eingebracht wird, und dem Entnahmezeitraum, zwischen Oktober und April. Die Temperaturen des Erdspeichers liegen im einjährigen Betrachtungszeitraum zwischen rund 22 °C, im Juli 2017, und bei rund -1°C Ende Februar 2017. Die durchschnittliche Erdspeichertemperatur lag im

Betrachtungszeitraum bei 11,7 °C. Nach dem Ende der einjährigen Monitoringphase liegt die Erdspeichertemperatur geringfügig über den Anfangswert.

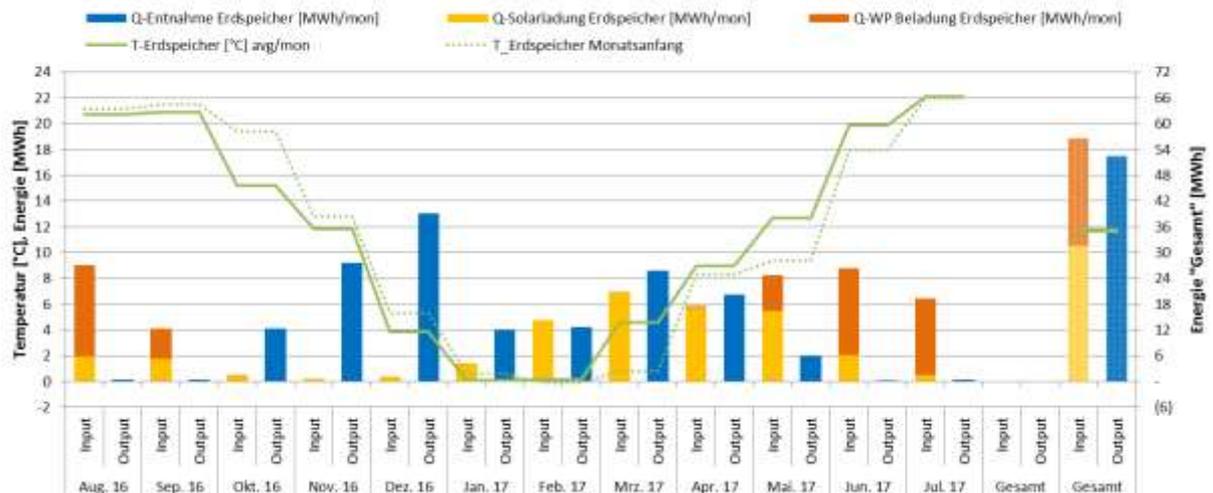


Abbildung 44: Darstellung der eingespeisten und entnommenen Wärme in den Erdspeicher sowie der mittleren monatlichen Temperaturen des Erdspeichers

Im Bereich der Wärmeverteilung bzw. Kälteverteilung über den Raumheizungsverteiler konnte Optimierungspotential festgestellt, als auch nach Rücksprache mit dem Betreiber behoben werden. Zur Verdeutlichung sind in Abbildung 45 die Vor- und Rücklauftemperaturen des Heiz- und Kühlkreises inkl. dessen Volumenstroms für drei Tage, vom 16.05.2017 bis 19.05.2017 dargestellt. Wie in der Darstellung erkennbar, wird in den drei Tagen der Raumheizungskreis in der Nacht wiederholt kurzfristig mit Wärme versorgt. Die Pufferspeicher werden in Folge deutlich entladen, sprich das mittlere Temperaturniveau im Speicher fällt. Im Laufe der darauf folgenden Tage wird aber wiederum der gleiche Raumheizungsverteiler mit Kälte beaufschlagt. Ursache für die energetisch ungünstige Betriebsweise war eine unvorteilhafte Regelungsparametrisierung der Heiz- bzw. Kühlkreise. Eine Abänderung bzw. Anpassung des Regelungskriteriums konnte relativ rasch vorgenommen werden und die Änderung bzw. deren Auswirkungen auf den Betrieb sind in Abbildung 46 dargestellt. In der Darstellung sind wiederum drei Tage, vom 23.06.2017 bis 26.06.2017, dargestellt und wie erkennbar kommt es zu keiner Aktivierung der Raumheizung in den Nachtstunden. Im Rahmen der Anpassungen wurden einerseits die Einschalt- sowie Ausschalttemperaturen der einzelnen Ebenen auf das Benutzerverhalten angepasst und andererseits wurde das „Standby“-Fenster, in dem weder geheizt noch gekühlt wird, erweitert.

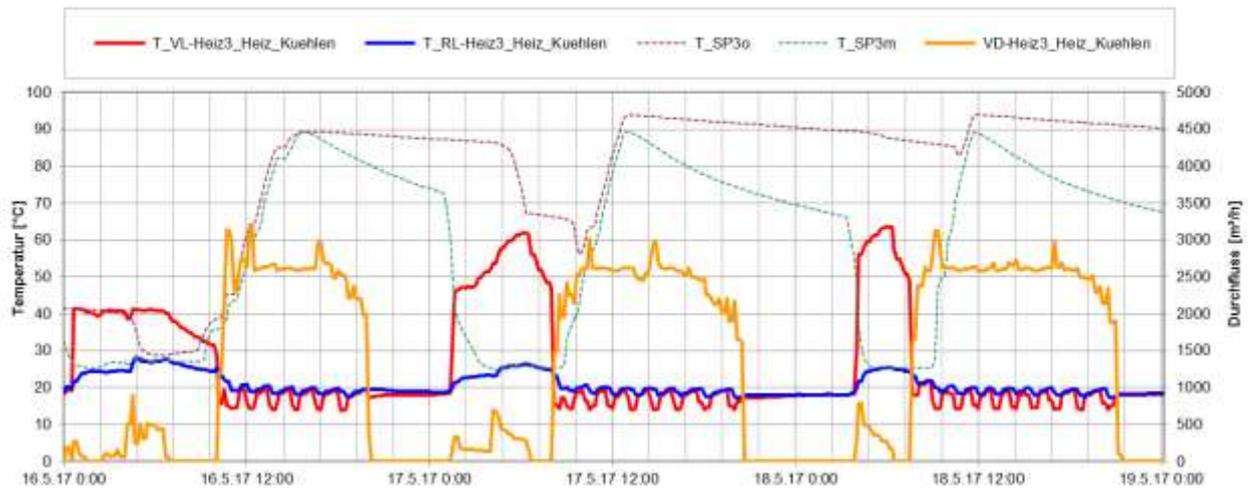


Abbildung 45: Beispielhafter Temperaturverlauf des Raum- und Kühlkreises zuzüglich des Verlaufs der Speichertemperaturen und des Volumenstroms (16.05.2017 bis inkl. 18.05.2017)

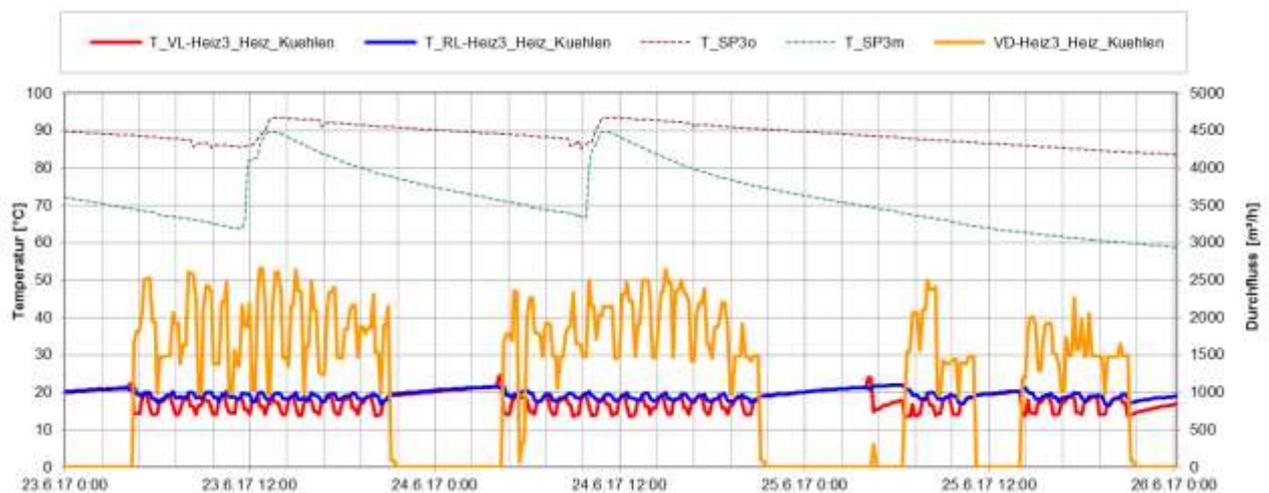


Abbildung 46: Beispielhafter Temperaturverlauf des Raum- und Kühlkreises zuzüglich des Verlaufs der Speichertemperaturen und des Volumenstroms (23.06.2017 bis inkl. 26.06.2017)

7.2.5 Anlagen Status und Tätigkeitbeschreibung

Anfang 2016 wurde beim Projekt „Enzenhofer Siegfried - R&R Objektischlerei“ der Bau der Solarthermieanlage abgeschlossen. Die Umsetzung und Inbetriebnahme des Messtechnikequipments durch das Team der Begleitforschung konnte bis Mitte 2016 abgeschlossen und mit der einjährigen Monitoringphase im Juli 2016 begonnen werden.

Der gemessene Solarertrag liegt bei der Anlage nach Ende der einjährigen Monitoringphase unter dem Prognosewert. Der Hauptgrund für die deutliche Abweichung der Simulation zu den Messwerten ist in fehlerhaften Simulationsannahmen zu finden. In dieser wurde gegen den tatsächlich umgesetzten Regelungskonzept angenommen, dass solare Überschüsse in den Sommermonaten nahezu vollständig in den Erdspeicher eingebracht werden können. Im Zuge des einjährigen Monitoring zeigte sich jedoch, dass in den einstrahlungsreichsten Monaten (Juni, Juli, August und September) nahezu keine solare Wärme in den Erdspeicher eingespeist wurde, da der Erdspeicher in diesen Monaten aufgrund des Kältebetriebs der Wärmepumpe, welche den Erdspeicher als Senke nutzt, regelungstechnisch für die Einspeisung solarer Wärme quasi gesperrt war. Des Weiteren verstärken nicht korrekt angenommene Verbrauchsannahmen zum

Zeitpunkt der Einreichung die Unterschiede zwischen gemessenen und prognostizierten Solarertrag.

Hinsichtlich der Betriebsweise der solarthermischen Anlage kann als Resultat der Analysen festgehalten werden, dass trotz des funktionierenden Regelbetriebs, jedoch aufgrund des fehlenden Wärmeverbrauchs im Sommer, die Möglichkeiten des Erreichens hoher Solarerträge stark limitiert ist. Des Weiteren zeigt sich, dass es bedingt durch diese ungünstigen Rahmenbedingungen zu einer hohen Anzahl an Anlagenstillständen bzw. Anlagenstagnation kommt. Nach Rücksprache mit dem Betreiber besteht jedoch zurzeit keine Möglichkeit weitere Verbraucher einzubinden und daher kann auch mittelfristig nicht mit einer Änderung bzw. Verbesserungen der Betriebsweise gerechnet werden.

Im Bereich der Sole-Wärmepumpe konnten Arbeitszahlen im Heizbetrieb zwischen 3,2 und 4,3 gemessen werden. Über den ganzen Betrachtungszeitraum hinweg beträgt die Arbeitszahl im Mittel 3,6. Die vom Errichter der Anlage angestrebte Arbeitszahl, größer 4 im Heizbetrieb, konnten damit nicht erreicht werden. Auffälligkeiten bzw. deutliches Optimierungspotential konnte in Heizbetrieb der Wärmepumpe nicht festgestellt werden.

Im Bereich der Wärmeverteilung bzw. Kälteverteilung über den Raumheizungsverteiler konnte Optimierungspotential festgestellt und mit dem Betreiber analysiert und behoben werden. Es zeigte sich, dass auch an Tagen mit Kühlanforderungen, in der Nacht die Raumheizungskreise trotzdem wiederholt mit Wärme versorgt wurden. Ursache für die energetisch ungünstige Betriebsweise war eine unvorteilhafte Regelungsparametrisierung der Heiz- bzw. Kühlkreise. Eine Abänderung bzw. Anpassung des Regelungskriteriums (Anpassungen der die Einschalt- sowie Ausschalttemperaturen sowie Erweiterung des „Standby“-Fensters in dem weder geheizt noch gekühlt wird) wurde vorgenommen und die Änderung bzw. deren Auswirkungen auf den Betrieb konnten gezeigt werden.

7.3 Flughafen Innsbruck, T

7.3.1 Allgemeine Anlagenbeschreibung

<u>Projektname:</u>	Flughafen Innsbruck
<u>Adresse:</u>	6020 Innsbruck
<u>Art der Anwendung:</u>	Solare Prozesswärme
<u>Wärmeverbraucher:</u>	Warmwasserbereitung und Zirkulationsleitung für das Restaurant des „Flughafen Innsbruck“
<u>Bruttokollektorfläche:</u>	207 m ² (45 Stk) CPC-Vakuumröhrenkollektor (Paradigma 45 Star Azzurro)
<u>Ausrichtung</u>	171° (SSO)
<u>Neigung:</u>	45°
<u>Energiespeichervolumen:</u>	2x5000 l Pufferspeicher, 2x2000 l Warmwasser-Boiler
<u>Nachheizung</u>	2 Gaskessel (à 1,2 MW) Durchlaufwassererhitzer (50 kW)
<u>Solarer Deckungsgrad:</u>	59,6 % (Messung)
<u>Spezifischer Solarertrag:</u>	618 kWh/(m ² *a) (Messung, bezogen auf die Aperturfläche)
<u>Projektstatus:</u>	Monitoring abgeschlossen mit August 2017
<u>Zuständigkeit Begleitforschung:</u>	AIT

Bei der Anlage vom Flughafen Innsbruck handelt es sich um die Einspeisung einer 207 m² großen solarthermischen Anlage in die bestehende Warmwasserbereitung des Flughafenrestaurants des Flughafens Innsbruck im Bundesland Tirol. Die Solaranlage reduziert im gegenständlichen Projekt den Einsatz von Gas und Strom für die Warmwasserbereitung. Die Kollektoren sind auf dem Dach der Multifunktionshalle 1 montiert (siehe Abbildung 47 und Abbildung 49). Das 207 m² große Kollektorfeld ist nach Süd-Südost orientiert. Die Neigung der Kollektoren beträgt 45°. Laut Anlagenbetreiber werden bei diesem Projekt die Kollektoren statt mit einem Frostschutzgemisch mit Heizungswasser gefüllt. Dadurch entfällt der sonst übliche Wärmetauscher zur Medientrennung, sodass einerseits Kosten eingespart werden und laut Anlagenplaner eine Steigerung des jährlichen Solarertrags von ca. 10 % im Vergleich zu einem herkömmlichen System erreicht werden kann. Des Weiteren entfällt ein Teil der Betriebskosten, da der regelmäßige Tausch des Frostschutzmittels entfällt. Um Frostsicherheit zu gewährleisten, wird im Bedarfsfall Warmwasser aus dem unteren Teil des Pufferspeichers in die Kollektoren gefördert.

Die Erdgaskessel liefern den Großteil der Nachheizenergie. Im Sommer werden die Erdgaskessel allerdings nicht betrieben und erst bei Außentemperaturen von unter 7 °C in der Nacht wieder in Betrieb genommen. Sollte im Sommer Nachheizung erforderlich sein oder kommt es zu Wartungsarbeiten, so wird der Warmwasserbedarf durch die elektrische Nachheizung bereitgestellt (siehe Abbildung 50).



Abbildung 47: Lageplan des Flughafens Innsbruck. Rot markiert ist das Dach, auf dem die Solarkollektoren montiert sind (im Foto nicht sichtbar). Quelle: Fördernehmer



Abbildung 48: Ansicht Solarkollektoren und Tower. Quelle: Fördernehmer



Abbildung 49: Nahansicht CPC-Vakuumröhrenkollektor und Wärmeabnehmer Kantine. Quelle: AIT



Abbildung 50: Ansicht Speicher (SP1 & SP2), Kollektorpumpen, E-Heizung. Quelle: AIT

7.3.2 Hydraulik- und Messkonzept

Das gewählte Hydraulikkonzept puffert die Solarenergie in zwei 5000 l-Pufferspeicher. Dabei wird je nach Temperaturniveau der Solarenergie oben oder unten in den Pufferspeicher 1 eingespeist. Aus den Pufferspeichern wird Energie über einen Wärmetauscher an die Warmwasserbereitung abgegeben. Die Vorlauftemperatur am Wärmetauscher wird mithilfe einer Beimischschaltung auf 70°C begrenzt (bei einem Warmwasser-Sollwert von 55°C). Je nach Wärmeübertragung am Wärmetauscher variiert die Rücklauftemperatur zu den Pufferspeichern. Der Rücklauf kann daher entweder unten in Puffer 2 oder oben in Puffer 1 eingeleitet werden. Reicht die Solarenergie nicht aus um die zwei in Serie geschalteten 2000 l-Boiler auf Solltemperatur zu bringen, wird mittels Erdgas bzw. elektrischem Strom nachgeheizt.

Abbildung 66 zeigt das Monitoringkonzept dieser Anlage. Sechs Wärmemengenzähler, ein Stromzähler, 22 Temperatursensoren, ein Globalstrahlungssensor, ein Drucksensor im Solarkreis sowie drei Statusmeldungen bilden in diesem Projekt die gesamte messtechnische Bestückung.

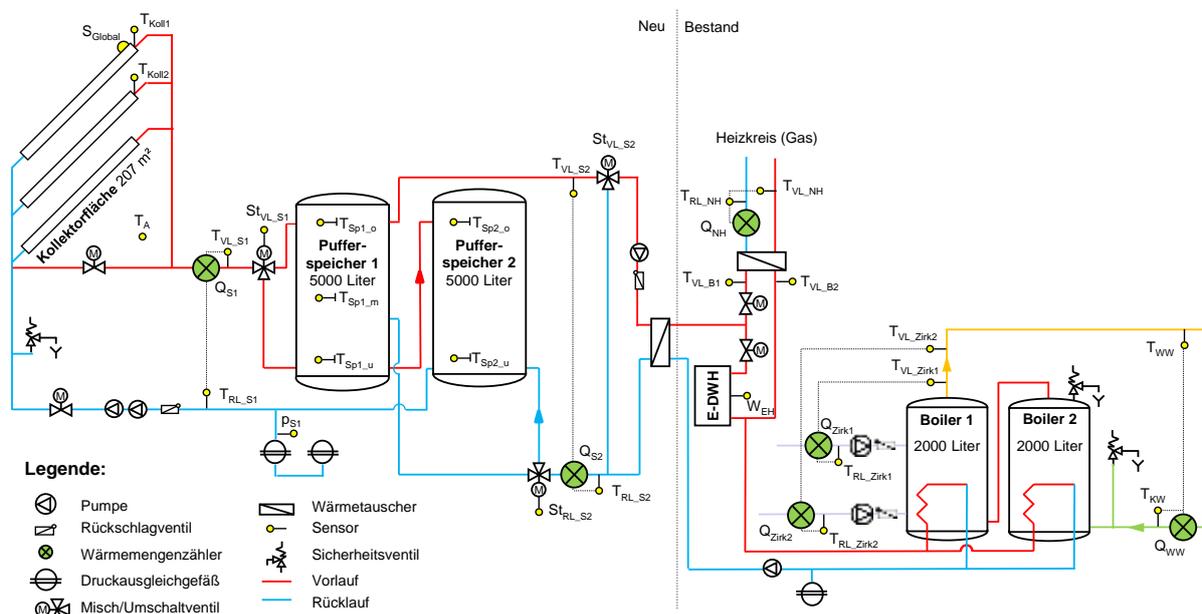


Abbildung 51: Hydraulik- und Messkonzept der Anlage Flughafen Innsbruck (grün: Volumenstromzähler; gelb: Temperatur-, Druck- und Einstrahlungssensoren sowie Stromzähler und Statusmeldungen)

Die Beschreibung der einzelnen Messpunkte ist nachfolgend zusammengefasst:

Solaranlage

- S_{Global} Globalstrahlungssensor in Kollektorebene
- T_A Außenlufttemperatur
- T_{Koll1} Kollektortemperatur 1
- T_{Koll2} Kollektortemperatur 2
- p_{S1} Drucksensor im Solarkreis

- Q_{S1} Wärmemengenzähler an der Einspeisung in die Pufferspeicher
- T_{VL_S1} Solarvorlauftemperatur an der Einspeisung in die Pufferspeicher
- T_{RL_S1} Solarrücklauftemperatur an der Einspeisung in die Pufferspeicher
- St_{VL_S1} Status Umschaltventil Solarvorlauf bei Pufferladung

- Q_{S2} Wärmemengenzähler an der Entnahme aus den Pufferspeichern
- T_{VL_S2} Solarvorlauftemperatur an der Entnahme aus den Pufferspeichern
- T_{RL_S2} Solarrücklauftemperatur an der Entnahme aus den Pufferspeichern
- St_{RL_S2} Status Umschaltventil Solarrücklauf bei Pufferentladung

- T_{Sp1_o} Temperatur in Pufferspeicher 1 unten
- T_{Sp1_m} Temperatur in Pufferspeicher 1 mitte
- T_{Sp1_u} Temperatur in Pufferspeicher 1 oben
- T_{Sp2_o} Temperatur in Pufferspeicher 2 unten
- T_{Sp2_u} Temperatur in Pufferspeicher 2 oben

Nachheizung mittels Gas bzw. elektrischer Energie

- Q_{NH} Wärmemengenzähler an der Nachheizung
- T_{VL_NH} Vorlauftemperatur an der Nachheizung

T_{RL_NH}	Rücklauf­temperatur an der Nachheizung
T_{VL_B1}	Vorlauf­temperatur an der Nachheizung vor Wärmetauscher
T_{VL_B1}	Rücklauf­temperatur an der Nachheizung vor Wärmetauscher
W_{EH}	Stromzähler an der E-Nachheizung

Warmwasserverbrauch und Zirkulationsleitungen

Q_{WW}	Wärmemengenzähler für die Warmwasserzapfung an den Boilern
T_{WW}	Warmwassertemperatur
T_{KW}	Kaltwassertemperatur
Q_{Zirk1}	Wärmemengenzähler für die Zirkulationsleitung 1
T_{VL_Zirk1}	Vorlauf­temperatur der Zirkulationsleitung 1
T_{RL_Zirk1}	Rücklauf­temperatur der Zirkulationsleitung 1
Q_{Zirk2}	Wärmemengenzähler für die Zirkulationsleitung 2
T_{VL_Zirk2}	Vorlauf­temperatur der Zirkulationsleitung 2
T_{RL_Zirk2}	Rücklauf­temperatur der Zirkulationsleitung 2

7.3.3 Energiebilanz

Die Energiebilanzen des Flughafens Innsbruck sind in Abbildung 52 dargestellt. Der Monitoringzeitraum ist von September 2016 bis August 2017. Die in Abbildung 52 dargestellte Energiebilanz des Flughafen Innsbruck zeigt einerseits die drei Wärmeinputs in das Gesamtsystem (blau: Solarwärme an Pufferspeichern; rot: Nachheizung durch Gas; grün: Nachheizung durch Strom) und andererseits die Wärmeabnahme durch die Verbraucher (braun Zirkulationsleitung 1; hellbraun: Zirkulationsleitung 2; orange: Warmwasserverbrauch; blau: Frostschutzschaltung). Aus dem Unterschied zwischen Wärmeinput und -output ergibt sich für den Monitoringzeitraum ein Systemverlust (Rohrleitungs- und Speicherverluste) von etwa 42 %. Dieser relative hohe Verlust lässt sich einerseits durch die bereits ältere Bestandsanlage erklären, andererseits könnte es ein Hinweis auf einen schlechten Zustand der Boilerisolierung sein. Der in diesem Zusammenhang hohe Verbrauch für die Zirkulationsleitungen ergibt sich durch deren Länge und den Zustand der Leitungen (verschiedene Baustufen seit den 60er Jahren). Die Leitungen sollen bei der nächsten Ausbaustufe des Terminals saniert werden.

Der Wärmemengenzähler des Warmwassers weist ab Mitte Januar 2016 einen Hardwaredefekt auf, der nicht rechtzeitig behoben werden konnte. Daher wurde für die folgenden Monate der Mittelwert der vorhergehenden Monate herangezogen. Da der Anteil des Warmwasserverbrauchs im Verhältnis zu den Zirkulationsverlusten klein ist und der Warmwasserverbrauch eine relativ gleichmäßige Saisonalität aufweist, hat die Korrektur einen entsprechend geringen Fehler zur Folge.

Ansonsten ist ersichtlich, dass der Verbrauch relativ gleichmäßig übers Monitoringjahr ist, während die Solarerträge die zu erwartende Saisonalität aufweisen. Die Verwendung der Stromnachheizung im September 2016 sowie im Juni und August 2017 ist durch die Außentemperaturbedingte Sperre der Gaskessel zu erklären. Die Frostschutzschaltung ist erwartungsgemäß in den Monaten Oktober bis April aktiv und zum größten Teil im Dezember und Januar. Die übers Jahr aufgewendete Energie der Frostschutzschaltung beträgt ca. 3,8 MWh und entspricht damit einem Anteil an der Gesamtsolarenergie von 3,3 %.

Die deutlichen monatlichen Unterschiede zwischen Wärmeinputs und Wärmeoutputs des Gesamtsystems lassen sich durch hohe Verluste der Bestandsanlage erklären.

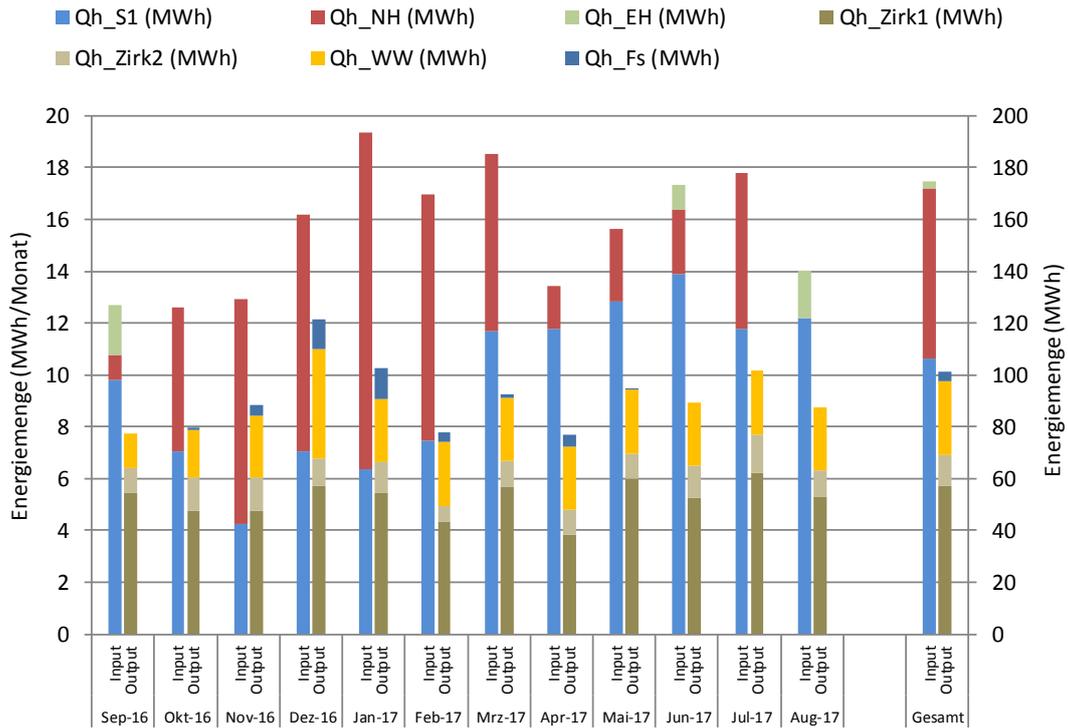


Abbildung 52: Energiebilanz der Anlage Flughafen Innsbruck

Um die Systemverluste besser bewerten zu können, wurde zusätzlich die Energiebilanz für die Solarpufferspeicher inklusive mittlerem Temperaturniveau sowie Minimal- und Maximalwerten für die Puffertemperaturen erstellt (Abbildung 53). Aus der Abbildung wird ersichtlich, dass die hohen Verluste primär in der Bestandsanlage auftreten müssen und die neu errichtete Solaranlage einwandfrei funktioniert. Ab dem 10.4.2017 hat sich die Datenqualität der Messdaten verschlechtert wodurch es zu einer höheren Unsicherheit besonders beim Solarwärmemengenzähler kommt.

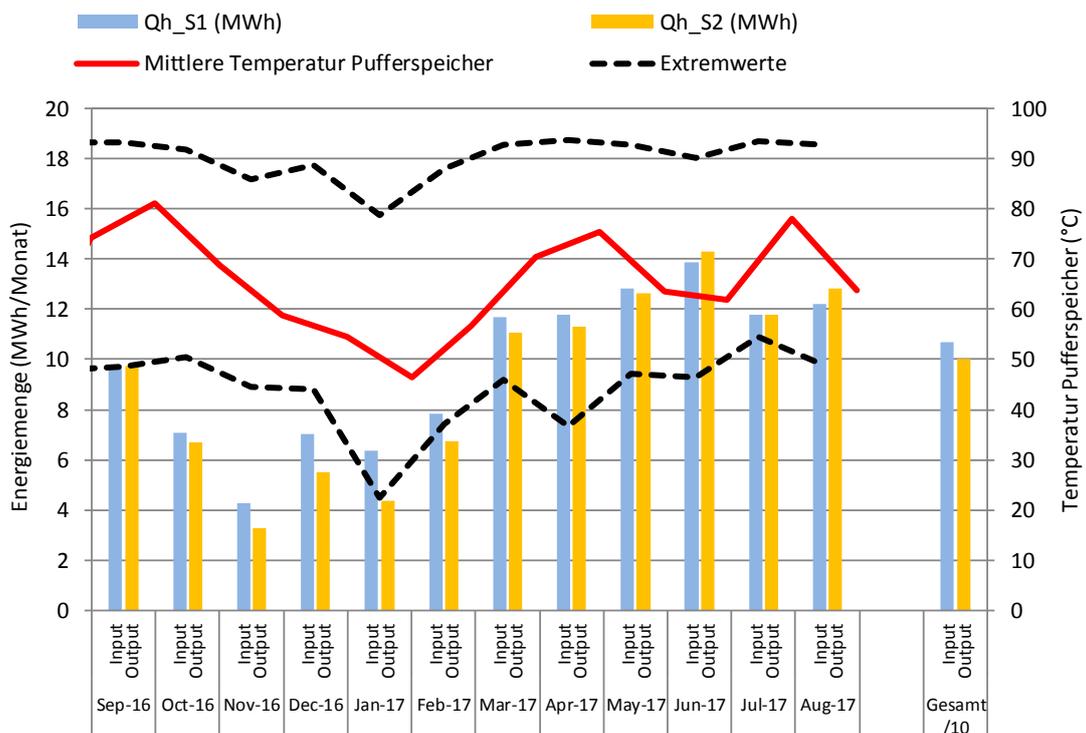


Abbildung 53: Energiebilanz Solarpufferspeicher für die Anlage Flughafen Innsbruck

7.3.4 Vergleich Simulation – Messwerte

Um den Solarertrag im Berichtszeitraum vergleichend bewerten zu können, wird die Prognoserechnung des Förderwerbers aus der Einreichphase herangezogen. Die mit Programm T*SOL durchgeführte Simulation basiert auf den Auslegungsannahmen und auf einem durchschnittlichen Klimadatensatz für den Standort. Abbildung 54 zeigt hierzu den gemessenen Ertrag (rote Linie) im Vergleich zum Ertrag der Prognose (blaue Linie). Der gemessene spezifische Jahresertrag liegt mit 618 kWh/m^2 sehr nahe am prognostizierten spezifischen Jahresertrag von 621 kWh/m^2 . Gleichzeitig war das Beobachtungsjahr (orange gestrichelte Linie) mit 1554 kWh/m^2 um 36 % sonniger als der Klimadatensatz von 1142 kWh/m^2 (orange Linie). Der Globalstrahlungssensor weist weder in der Datenaufzeichnung, noch in der Montage Auffälligkeiten auf. Auffällig ist allerdings die hohe Einstrahlung in den Monaten Dezember bis März (erkennbar an der höheren Steigung der orangen gestrichelten Linie gegenüber der orangen Linie). Diese ungewöhnlich hohe Einstrahlung wurde daher mit einem zweiten Datensatz verglichen und kontrolliert. Tatsächlich weist der zweite Datensatz die gleiche Charakteristik aus vielen sonnigen Tagen in den Monaten Dezember bis März auf, weshalb es sich um ein besonders sonniges Jahr (besonders im Winter) gehandelt haben muss.

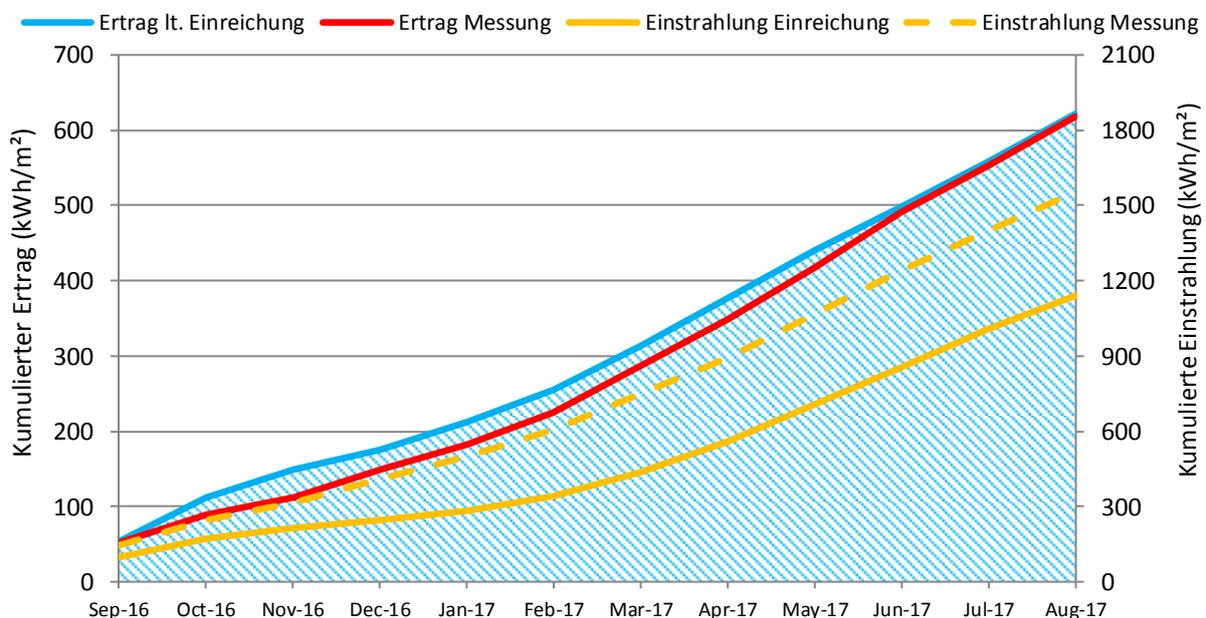


Abbildung 54: Einstrahlung und spezifischer Solarertrag gemessen und gemäß der eingereichten Auslegungswerte der Anlage Flughafen Innsbruck

In Abbildung 55 ist der gesamte, gemessene Warmwasserverbrauch kumuliert dem prognostiziertem Warmwasserverbrauch gegenübergestellt. Die durch die Zirkulation benötigte Energie ist im Warmwasserverbrauch enthalten. Der gemessene Jahresverbrauch beträgt $105,4 \text{ MWh}$ und ist damit um 38 % niedriger als prognostiziert. Wie zu erkennen ist der Warmwasserbedarf über das Jahr, sowohl in der Messung als auch Prognose, gleichmäßig verteilt (bei der Messung ist die Korrektur des Warmwasserbrauchs ab Januar zu berücksichtigen, siehe oben).

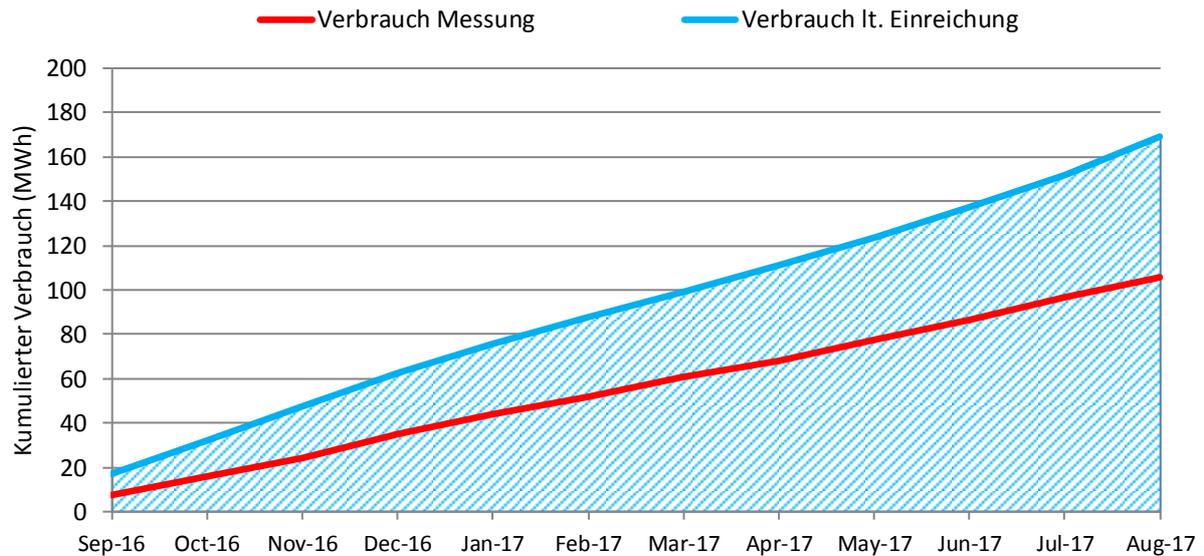


Abbildung 55: Warmwasserverbrauch (Einreichung und Messung) der Anlage Flughafen Innsbruck

Der solare Deckungsgrad ist in folgenden Betrachtungen definiert als Anteil des solaren Ertrages im Verhältnis zum Gesamteinsatz (Solar, Nachheizung Gas und Elektrisch). In Abbildung 56 ist der gemessene dem prognostizierten solaren Deckungsgrad gegenübergestellt. Zwischen April und September werden, mit Ausnahme von Juli, hohe Deckungen von über 75 % erreicht. Der solare Jahresdeckungsgrad wurde mit 68 % prognostiziert und lag im Beobachtungszeitraum bei 60 %.

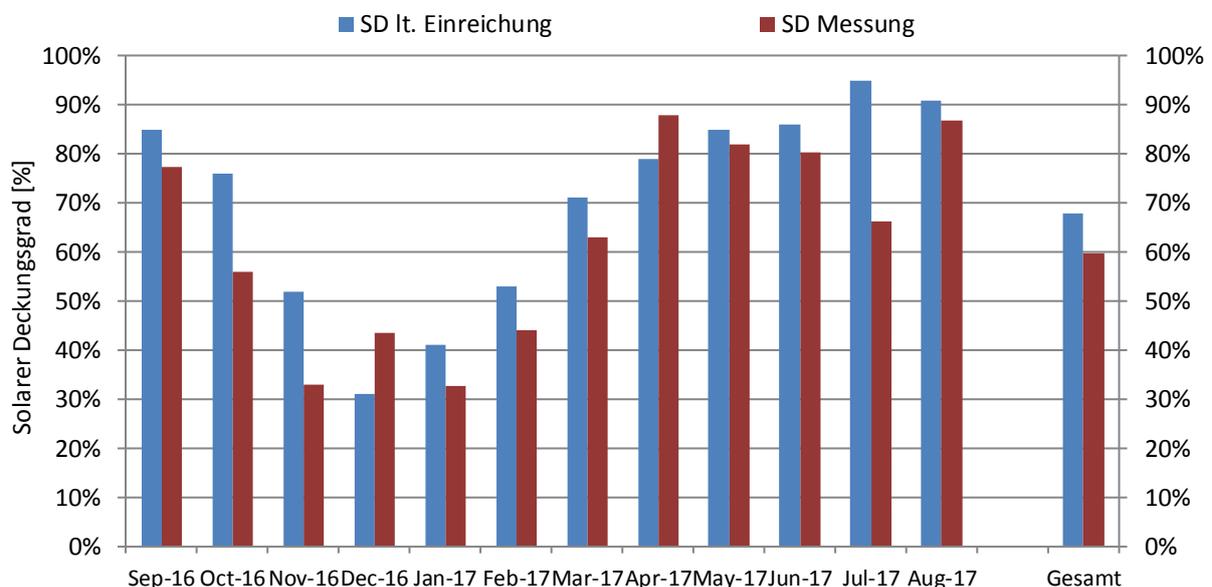


Abbildung 56: Prognostizierter monatlicher und jährlicher solarer Deckungsgrad der Anlage Flughafen Innsbruck

7.3.5 Detailbetrachtung und Optimierungspotenziale

Abbildung 57 zeigt einen sonnigen Tag im Beobachtungszeitraum (2.9.2016), an dem die Solaranlage in Betrieb ist. Wie an dem Volumenstrom im Solarkreis erkennbar, wurde die Anlage ab 8:50 Uhr erstmalig in Betrieb genommen. Zu diesem Zeitpunkt hat die Einstrahlung erst 151 W/m² erreicht. Erst um 10:38 Uhr erreicht der Volumenstrom seinen maximalen Wert bei einer Einstrahlung von 804 W/m². Anfänglich wird der Pufferspeicher 1 beladen und ab 12:00 Uhr Pufferspeicher 2. Um 18:10 Uhr wird die Anlage mit einer Einstrahlung von 123 W/m² wieder außer Betrieb genommen. Zu

diesem Zeitpunkt erreichen beide Speicher eine Maximaltemperatur von 89 °C. Zu einer Stagnation kommt es an diesem Tag nicht. Die Speicher weisen eine stabile Schichtung und entsprechende Beladung auf. Der beobachtete Tag entspricht der zu erwartenden Nutzung der Anlage.

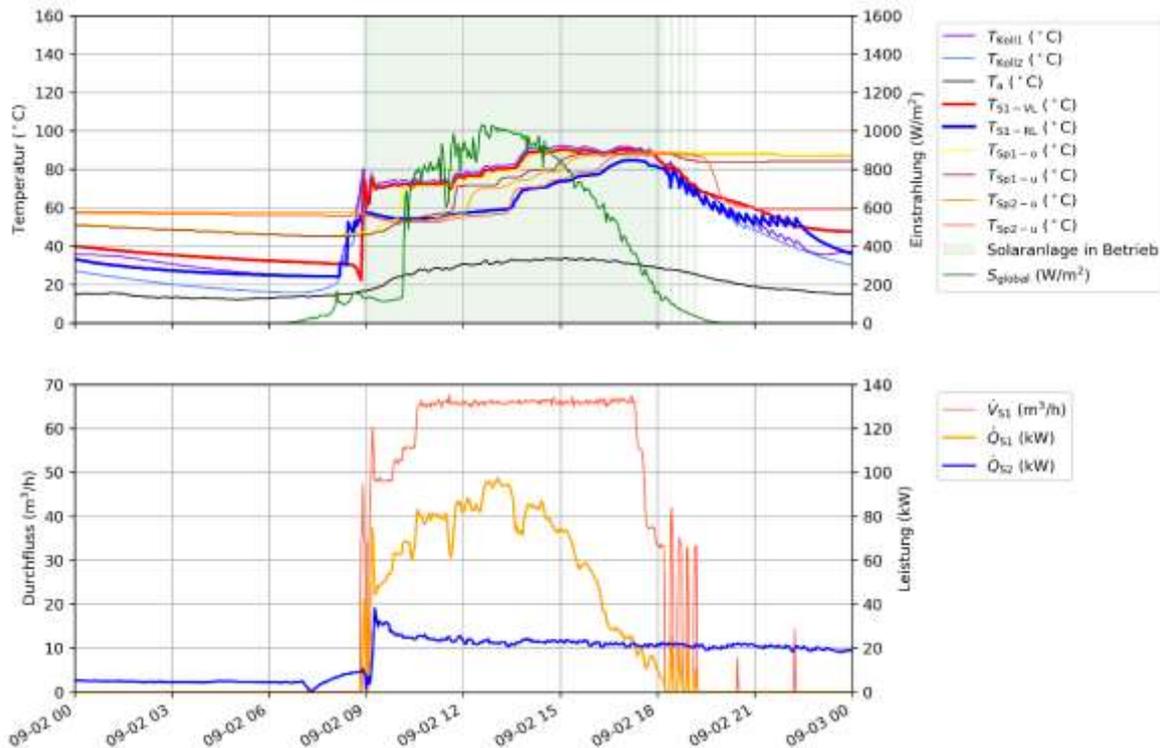


Abbildung 57: Kollektortemperaturen, Außentemperatur, Vor- und Rücklauftemperatur des Solarkreises, Temperaturen der Pufferspeicher, Betriebszustand der Solaranlage, Globalstrahlung sowie Volumenstrom im Solarkreis, Leistung in Pufferspeicher und Leistung aus Pufferspeicher (2.9.2016)

In Abbildung 58 ist die übertragene Leistung der Solaranlage in die Pufferspeicher ersichtlich (wieder am 2.9.2016). Diese erreicht ihren Maximalwert von 98 kW zum Zeitpunkt der maximalen Einstrahlung von 192 kW um 13:04 Uhr was einem Wirkungsgrad von 51 % entspricht. Mit zunehmenden Rücklauftemperaturen und abnehmender Einstrahlung sinkt der Wirkungsgrad anschließend auf ca. 30 %.

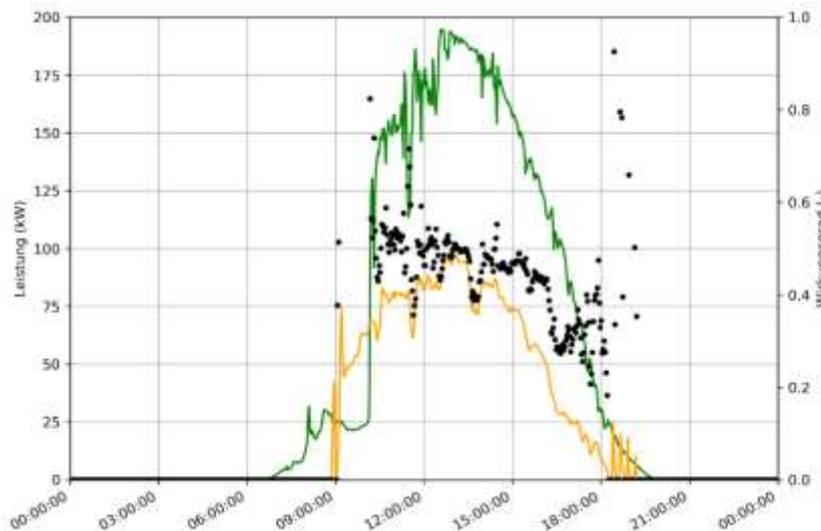


Abbildung 58: Beispielhafte eingestrahelte Leistung (auf gesamtes Kollektorfeld) und durch den Solarkreis in die Pufferspeicher übertragene Leistung sowie daraus berechneter Wirkungsgrad (2.9.2016)

Durch den Betrieb mit normalem Heizungswasser statt eines Frostschutzgemischs muss die Anlage frostfrei gehalten werden. Dies wird erreicht, indem bei Frostgefahr in kurzen Intervallen der Solarkreis aktiviert wird. Dadurch werden die Kollektoren erwärmt, indem die unterste Temperatur der Pufferspeicher in die Kollektoren eingebracht wird. Die dadurch entstehenden Verluste konnten mangels rückwärtszählendem Wärmemengenzählers (Q_{S1}) nicht erfasst werden. Allerdings ist davon auszugehen, dass diese Verluste durch die gute Isolierung der Vakuumröhren gering ausfallen und auf einem niedrigen Temperaturniveau anfallen. In Abbildung 59 ist ein sehr kalter Tag ohne wesentliche Einstrahlung ersichtlich. An diesem Tag ist die Frostschutzschaltung aktiv. Die Regelung hält die Temperatur in den Kollektoren über 9 °C indem ein Solarrücklauf mit anfänglich 36 °C und später mit 27 °C aus Speicher 2 in Intervallen durchströmt wird. Der Solarvorlauf weist in diesem Betriebsfall wie zu erwarten eine Temperatur auf, die der Kollektortemperatur entspricht und niedriger als der Solarrücklauf ist. Zu einer Einspeisung oder wesentlichen Entnahme kommt es an diesem Tag nicht.

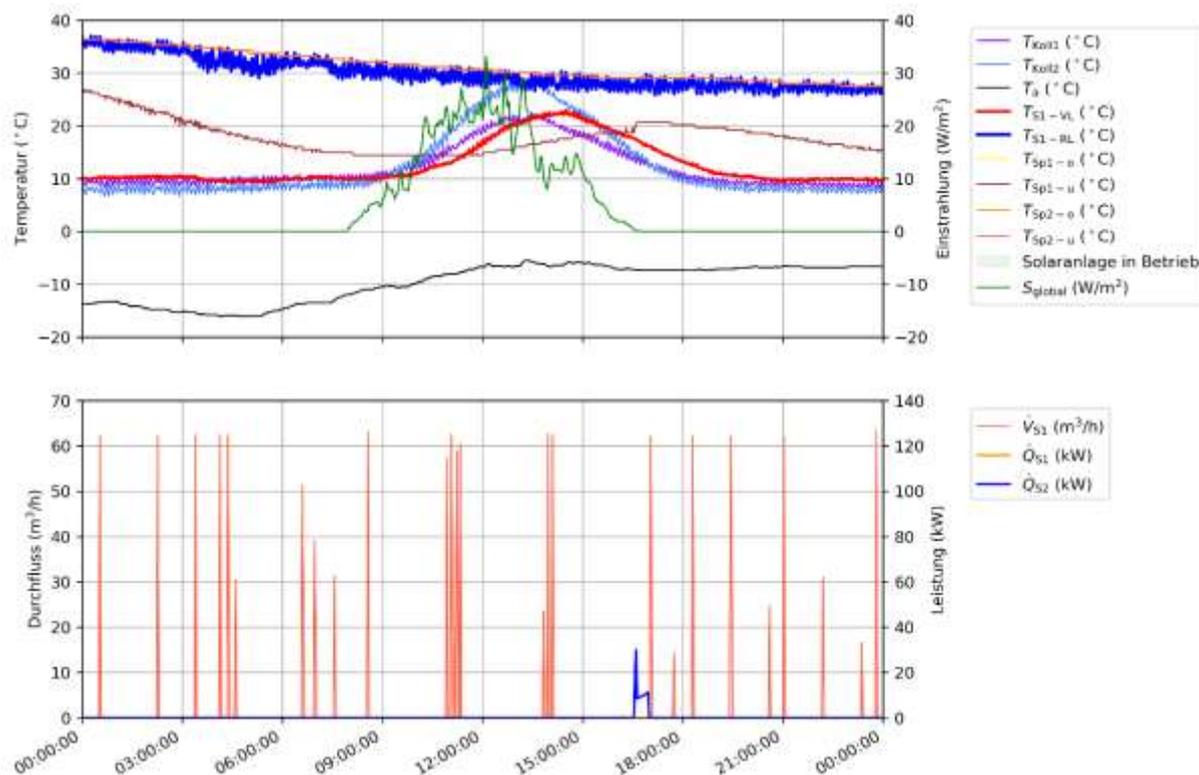


Abbildung 59: Kollektortemperaturen, Außentemperatur, Vor- und Rücklauftemperaturen des Solarkreises, Temperaturen der Pufferspeicher, Betriebszustand der Solaranlage, Globalstrahlung sowie Volumenstrom im Solarkreis, Leistung in Pufferspeicher und Leistung aus Pufferspeicher (7.1.2017)

Abbildung 60 zeigt einen Tag in der Übergangszeit (28.3.2017) an dem die Anlage in Betrieb ist. Es handelt sich um einen Tag mit guter Einstrahlung und beladenen Pufferspeichern (über 60 °C). Um 8:38 Uhr beginnt der Betrieb der Solaranlage mit einer sehr niedrigen Einstrahlung von 37 W/m^2 und steigert sich ab 10:12 Uhr mit einer Einstrahlung von 727 W/m^2 . Zwischen 8:00 Uhr und 10:12 Uhr scheint es standortbedingt zu einer Verschattung zu kommen. Ab 14:08 Uhr erreichen die Pufferspeicher bis zu 95 °C , wodurch die Beladung unterbrochen wird und es zu einer selten beobachteten Stagnation kommt. Die gleichzeitige Entladung der Pufferspeicher ist nicht ausreichend um den Stagnationsfall zu vermeiden.

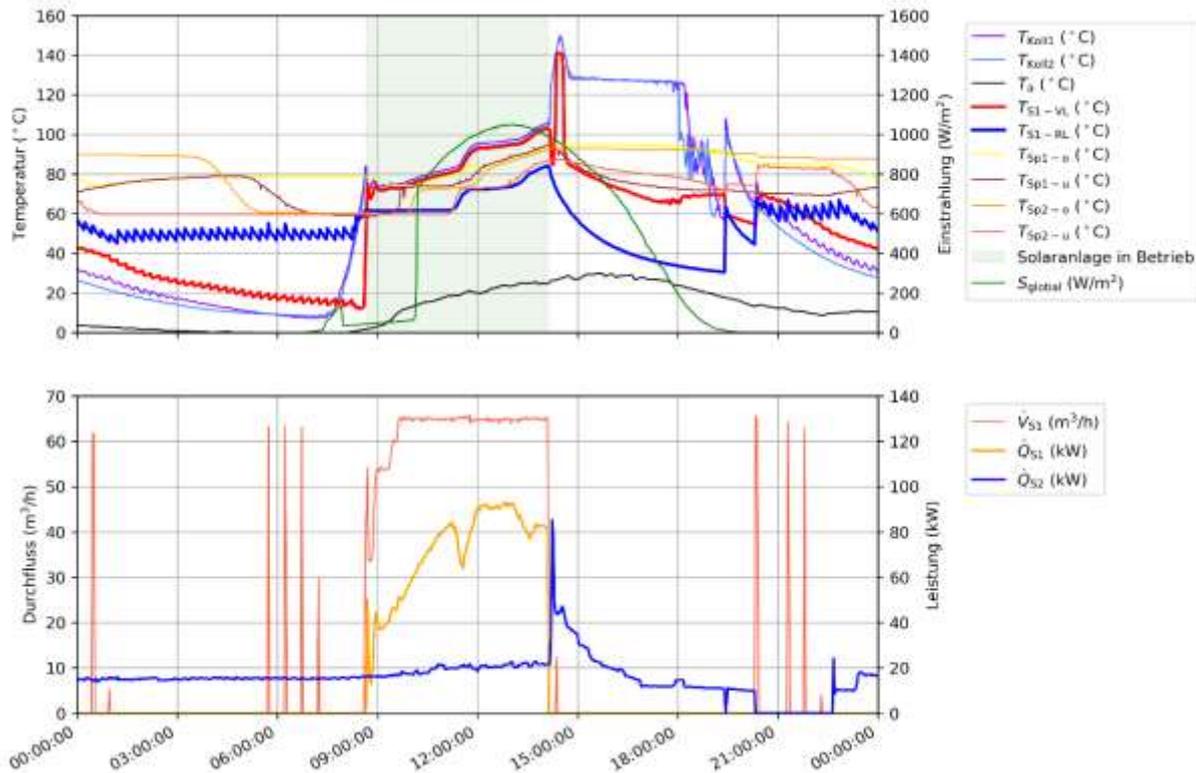


Abbildung 60: Kollektortemperaturen, Außentemperatur, Vor- und Rücklauftemperatur des Solarkreises, Temperaturen der Pufferspeicher, Betriebszustand der Solaranlage, Globalstrahlung sowie Volumenstrom im Solarkreis, Leistung in Pufferspeicher und Leistung aus Pufferspeicher (28.3.2017)

Abbildung 61 zeigt einen durchschnittlichen Tag mit Warmwasserverbrauch (10.10.2016). Die erste Zapfung findet um 6 Uhr statt, gefolgt von einem durchgehenden, wechselhaften Verbrauch mit Spitzen bis 2 m³/h gehäuft um die Mittagszeit. Die letzte Zapfung findet um 21:18 Uhr statt. Die Kaltwassertemperatur hat im Durchschnitt 16 °C während der Zapfungen.

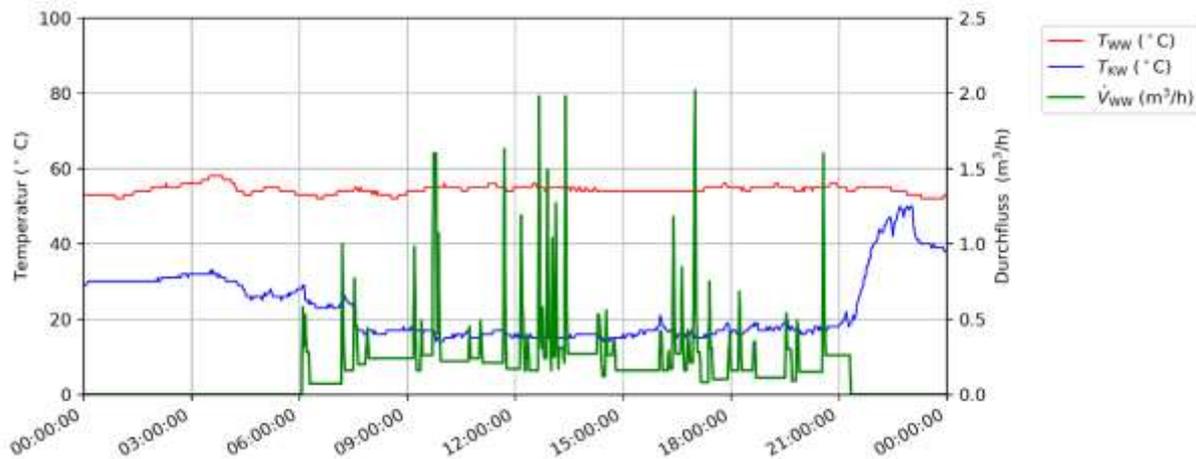


Abbildung 61: Warmwassertemperatur, Kaltwassertemperatur und Volumenstrom Warmwasser (10.10.2016)

Der Betrieb der Zirkulationsleitung 1 ist in Abbildung 62 ersichtlich. Diese weist am 10.10.2016 einen konstanten Volumenstrom von ca. 3 m³/h auf, bei einer Vorlauftemperatur von durchschnittlich 53 °C und einer Differenz von 2 K zwischen Vorlauf und Rücklauf.

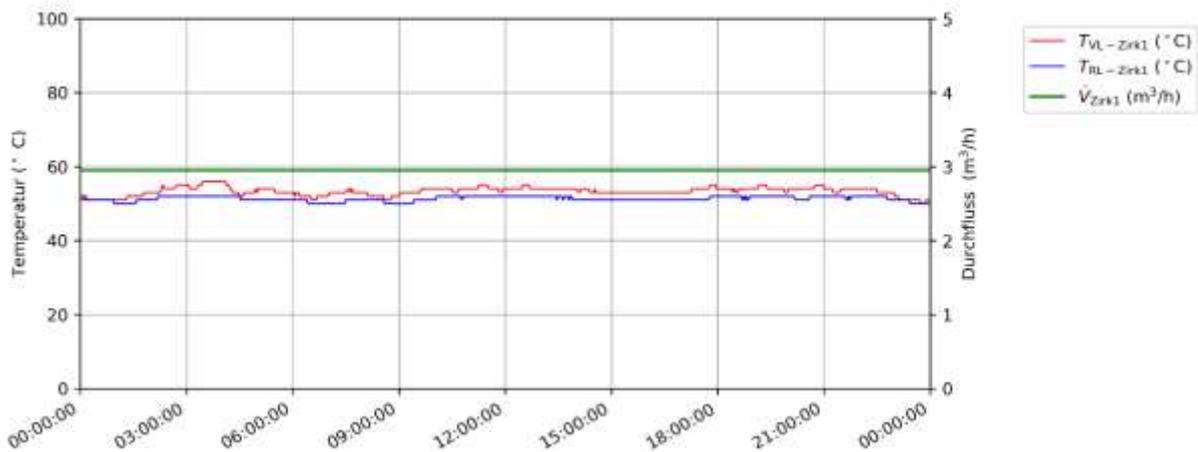


Abbildung 62: Temperatur Zirkulationsleitung 1 im Vorlauf und Rücklauf, Volumenstrom Zirkulationsleitung 1 (10.10.2016)

Der Betrieb der Zirkulationsleitung 2 ist in Abbildung 63 ersichtlich und ähnelt dem der Zirkulationsleitung 1. Zirkulationsleitung 2 weist im Gegensatz zur Zirkulationsleitung 1 am 10.10.2016 einen variablen und niedrigeren Volumenstrom von ca. 0,8 m³/h auf bei einer Vorlauftemperatur von ebenfalls durchschnittlich 53 °C und einer Differenz von 2 K zwischen Vorlauf und Rücklauf während des Betriebs. Durch die geringeren Volumenströme ergibt sich ein entsprechend niedrigerer Verlust durch Zirkulationsleitung 2 (vgl. Abbildung 52).

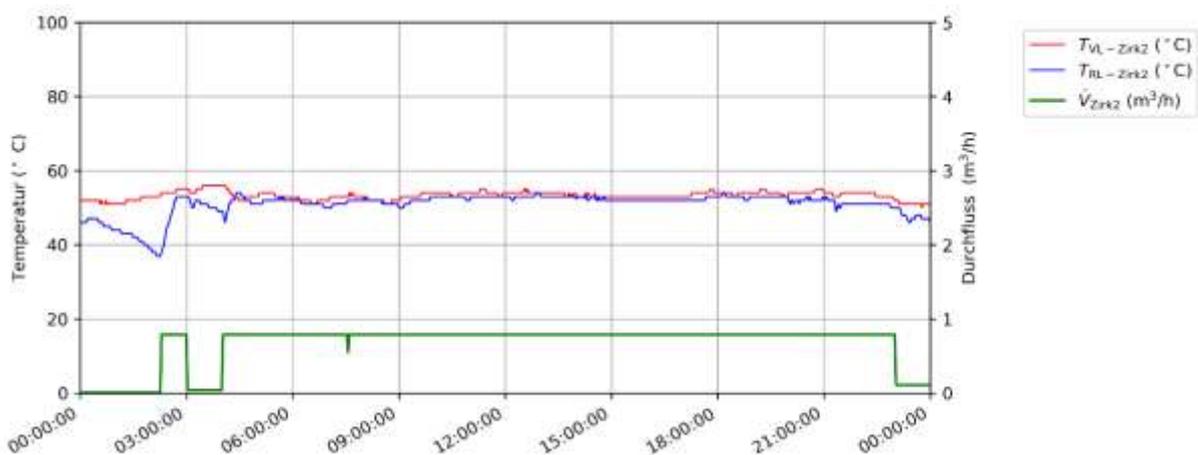


Abbildung 63: Temperatur Zirkulationsleitung 2 im Vorlauf und Rücklauf, Volumenstrom Zirkulationsleitung 2 (10.10.2016)

Abbildung 64 zeigt die mittleren Leistungen der Energiebereitstellung durch die einzelnen Erzeuger (Warmwasser, Zirkulation 1 und Zirkulation 2) sowie den gesamten Energieverbrauch als Tagesmittelwerte, einerseits im Zeitverlauf (oben) und andererseits als Dauerlinie nach dem Energieverbrauch absteigend sortiert (unten). Es ist deutlich erkennbar, dass die Solaranlage speziell in der zweiten Monitoringhälfte Phasen der ausschließlichen Deckung des Wärmebedarfs aufweist. In den Wintermonaten hingegen wird ein großer Teil durch die Nachheizung gedeckt. Die Nachheizung erfolgt fast ausschließlich durch den Erdgaskessel. Die Lücken, speziell im März, sind auf unvollständige Daten zurückzuführen.

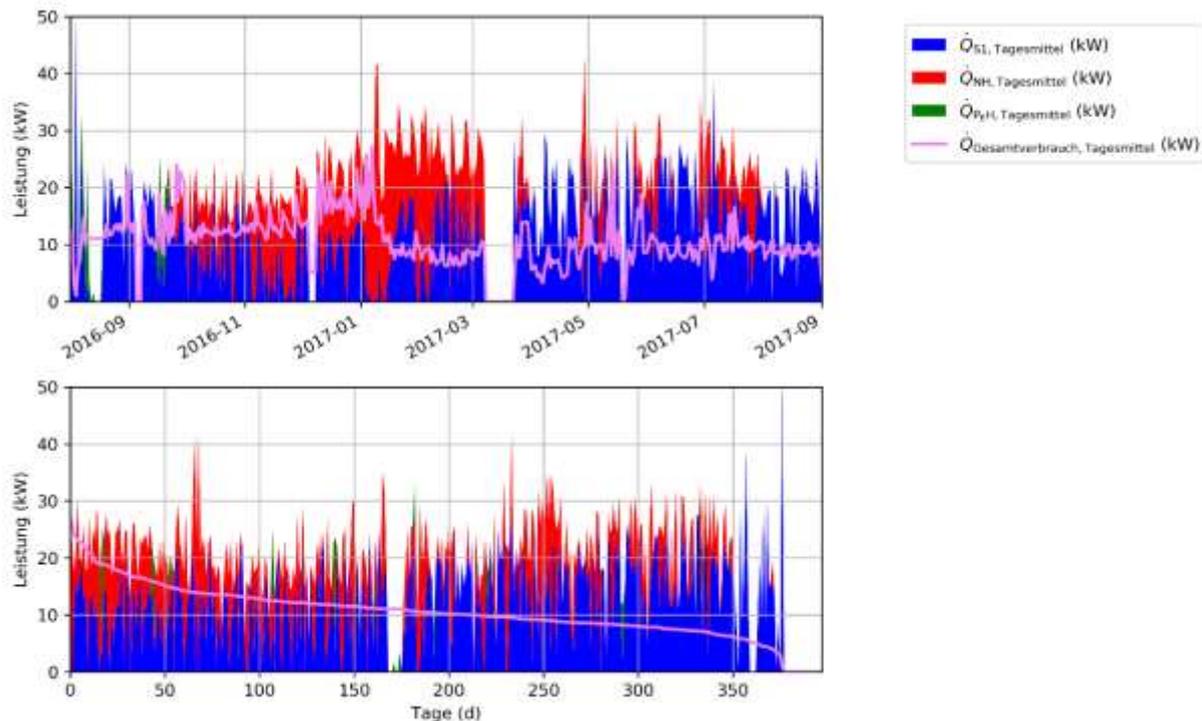


Abbildung 64: Mittlere Leistung der Wärmeerzeuger und mittlere Last der Verbraucher und nach der Last absteigend sortierte Dauerlinie im Monitoringzeitraum für den Flughafen Innsbruck

7.3.6 Anlagen Status Quo

Die Solaranlage vom Flughafen Innsbruck dient zur Einspeisung in die bestehende Warmwasserbereitung des Flughafens und reduziert den Einsatz von Gas und Strom. Mit einer solaren Deckung von 60 % und einem gemessenen spezifischen Jahresertrag von 618 kWh/m² hat die Anlage Flughafen Innsbruck die Planwerte im Monitoringzeitraum erfüllt. Es handelt sich damit um eine relativ ertragreiche Anlage. Die Betrachtungszeit war für den höheren Solarertrag vorteilhaft, da die Einstrahlung um 36 % höher war, als in der Simulation angenommen. Allerdings war gleichzeitig der gemessene Warmwasserverbrauch niedriger, als angenommen. Auffällig waren allerdings die hohen Verluste im Bestand als auch die hohen Verluste durch die Warmwasserzirkulation. Die Verluste der (neuen) Solaranlage inkl. Pufferspeicher waren im Gegensatz niedrig. Die übers Jahr aufgewendete Energie der Frostschutzschaltung beträgt ca. 3,8 MWh auf einem niedrigen Temperaturniveau und entspricht damit einem Anteil an der Gesamtsolarenergie von 3,3 %.

7.4 Geotechnik Tauchmann, OÖ

7.4.1 Allgemeine Anlagenbeschreibung

<u>Projektname:</u>	Geotechnik Tauchmann
<u>Adresse:</u>	4641 Steinhaus
<u>Art der Anwendung:</u>	Hohe solare Deckungsgrade in Gewerbe- und Dienstleistungsbetrieben
<u>Wärmeverbraucher:</u>	Raumheizung und Raumkühlung sowie Warmwasserbereitung
<u>Bruttokollektorfläche:</u>	118 m ² Vakuumröhrenkollektoren (Ritter XL Solar)
<u>Ausrichtung:</u>	243° (Süd-West)
<u>Neigung:</u>	45°
<u>Energiespeichervolumen:</u>	4 m ³ Pufferspeicher, 1,5 m ³ Kältespeicher, 10x125 m Tiefensonden für die Solaranlage und Wärmepumpen, 4x125 m Tiefensonden für die aktive Raumkühlung
<u>Nachheizung</u>	2 Wärmepumpen IS-SW 12-48 und IS-SW 6-24 (Heiz- und Kühlbetrieb)
<u>Solarer Deckungsgrad:</u>	61 % (Messung)
<u>Spezifischer Solarertrag:</u>	670 kWh/(m ² *a) (Messung, bezogen auf die Aperturfläche)
<u>Projektstatus:</u>	Monitoring abgeschlossen mit August 2018
<u>Zuständigkeit Begleitforschung:</u>	AIT

Bei dem Projekt „Geotechnik Tauchmann“ handelt es sich um die Einspeisung einer 118 m² großen solarthermischen Anlage in die Wärmeversorgung eines Betriebs- und Bürogebäudes im Bundesland Oberösterreich, siehe Abbildung 65. Der Neubau besteht aus einem Bürogebäude mit einer Brutto-Grundfläche von 795 m² und einer Halle mit einer Brutto-Grundfläche von 351 m². Die gesamte Brutto-Grundfläche beträgt demnach 1.146 m². Zur Wärmeabgabe stehen Niedertemperaturheizflächen zur Verfügung, die auch für die Raumkühlung verwendet werden und folglich Heiz-/Kühlflächen genannt werden. Zur Warmwasserbereitung wird ein Frischwassermodul eingesetzt. Das 118 m² große Kollektorfeld ist auf dem Dach des Gebäudes montiert und nach Südwest zu West orientiert. Die Neigung der Kollektoren beträgt 45°. Bei den verwendeten Kollektoren handelt es sich um Vakuumröhrenkollektoren mit Reflektoren. Speziell ist bei diesem Projekt, dass neben einem Wasserwärmespeicher (4 m³) eine solare Einspeisung in 10 Tiefensonden (je 125 m) mit dem Ziel der saisonalen Speicherung Verwendung findet („Heizfeld“). Die Abwärme der aktiven Gebäudekühlung (mittels 1,5 m³ Kältespeicher) wird in weitere vier Tiefensonden (je 125 m) eingespeist („Kühlfeld“ als Wärmesenke der Wärmepumpe im Kühlfall). Alle Tiefensonden weisen untereinander einen Abstand von etwa 7 m auf und sind etwa 2,5 m vom Gebäude entfernt entlang der Süd- und der Westfassade angeordnet. Im Heizfall stehen den beiden Wärmepumpen alle Tiefensonden als Wärmequelle zur Verfügung. Bei der Fördereinreichung wurde ein solarer Deckungsgrad von 41 % prognostiziert.



Abbildung 65: Gebäude „Geotechnik Tauchmann“, Quelle: Geotechnik Tauchmann GmbH

7.4.2 Hydraulik- und Messkonzept

Bei dem gewählten hydraulischen Konzept handelt es sich um ein spezielles Betriebssystem des Unternehmens Ritter XL Solar, das auch im Solarkreis auf Wasser als Wärmeträger setzt („Aqua System“). Um einen Frostschutz gänzlich gewährleisten zu können, wird temperaturgesteuert die Solarkreispumpe taktweise in Betrieb genommen und Wärme aus dem Energiespeicher in Richtung Kollektorfeld gepumpt. Laut Aussagen der Techniker von Ritter XL Solar wird die hierfür benötigte Wärmemenge durch die Vorteile einer höheren Wärmekapazität von Wasser im Vergleich zu einem Glykolgemisch kompensiert. Somit speisen die 118 m² Vakuumkollektoren ohne Systemtrennung je nach Temperaturniveau in einen von zwei Vorlaufanschlüssen des 4 m³ fassenden Pufferspeichers. Das vom Anlagenplaner gewählte Energiekonzept ermöglicht der Solaranlage zusätzlich, in ein Tiefensondenfeld (10x125 m) einzuspeisen, wobei das Ziel eine saisonale Speicherung von Solarwärme ist. Auch die Tiefensonden werden mit Wasser anstatt dem sonst üblichen Glykolgemisch betrieben, daher ist kein Wärmeübertrager, sondern lediglich eine hydraulische Weiche zur Energieübertragung aus der Solaranlage nötig.

Die Abwärme der aktiven Gebäudekühlung wird in vier separate Tiefensonden (je 125 m) („Kühlfeld“) eingespeist. Durch die Trennung der Tiefensonden in ein „Heizfeld“ und ein „Kühlfeld“ soll eine niedrige Temperatur im „Kühlfeld“ gewährleistet werden, um einen effizienten Betrieb der Wärmepumpen im Kühlbetrieb zu ermöglichen. Die Einspeisung von Solarenergie soll das Temperaturniveau im „Heizfeld“ längerfristig heben, um die Effizienz der Wärmepumpen im Heizfall zu erhöhen und so den Bedarf an elektrischer Energie zu minimieren. Die Wärmepumpen beladen im Heizfall je nach Anforderung den oberen oder den unteren Bereich des Pufferspeichers. Das Frischwassermodul bezieht den Vorlauf aus dem oberen Pufferbereich. Die Raumheizungskreise entladen den unteren Pufferbereich. Fallen die Temperaturen in den zwei Bereichen des Pufferspeichers unter ihre Sollwerte, stehen zur Nachheizung die beiden Wärmepumpen zur Verfügung, die als Wärmequelle sowohl das „Heizfeld“, als auch das „Kühlfeld“ nutzen.

Im Sommer ist ein Kühlbetrieb der Wärmepumpen vorgesehen, wobei das „Kühlfeld“ als Wärmesenke für die Kühllast (Heiz-/Kühlflächen im gesamten Gebäude) dient. Zur Reduktion der Taktzyklen und zur Verlängerung der Laufzeiten der Wärmepumpen steht ein Kältespeicher (1,5 m³) zur Verfügung.

Abbildung 66 zeigt das Monitoringkonzept der Anlage. Sieben Wärmemengenzähler, zwei Stromzähler, 21 Temperatursensoren, ein Globalstrahlungssensor, sowie ein Drucksensor im Solarkreis bilden in diesem Projekt die gesamte messtechnische Bestückung.

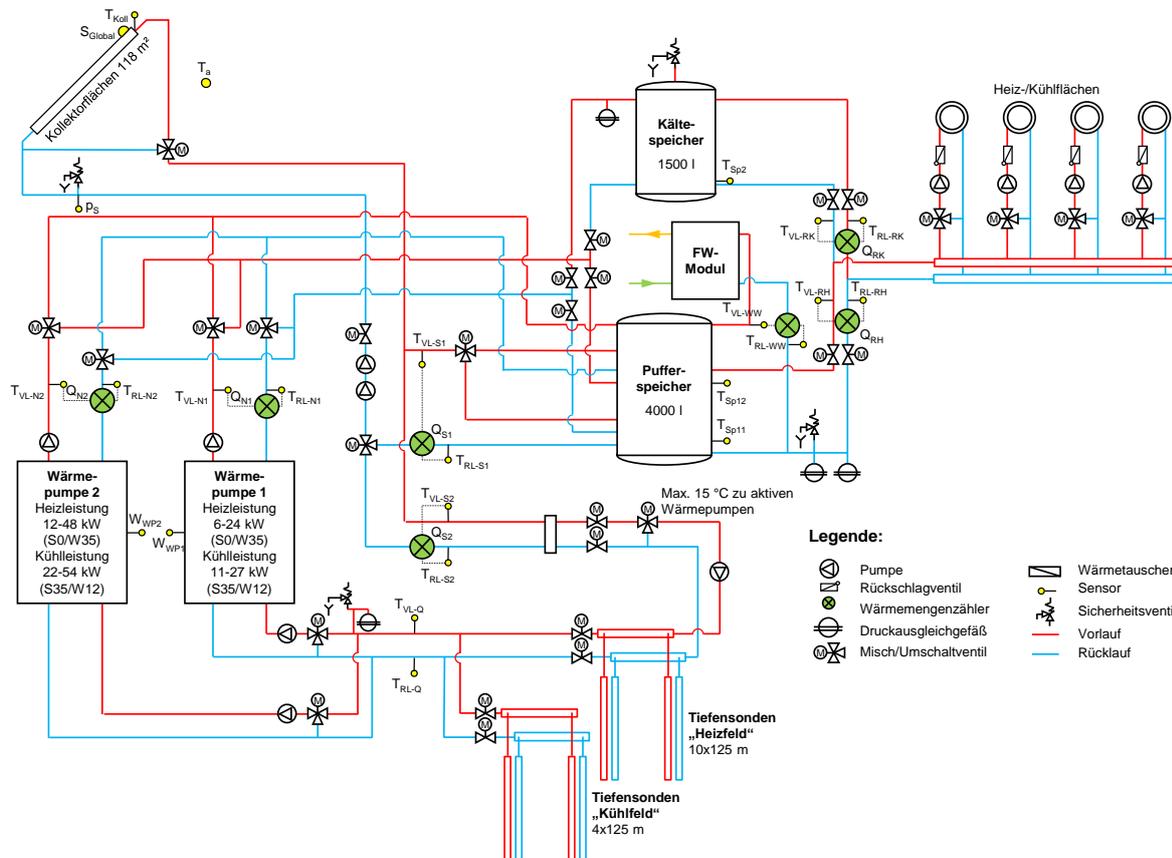


Abbildung 66: Hydraulik- und Messkonzept zum Projekt „Geotechnik Tauchmann“ (grün: Volumenstromzähler; gelb: Temperatur-, Druck- und Einstrahlungssensoren sowie Stromzähler)

Die Beschreibung der einzelnen Messpunkte ist nachfolgend zusammengefasst:

Solaranlage

- T_a Temperatur der Außenluft
- S_{Global} Globalstrahlungssensor in Kollektorebene
- T_{Koll} Kollektortemperatur
- p_s Drucksensor im Solarkreis

- Q_{S1} Wärmehzähler im Solarkreis zum Pufferspeicher
- T_{VL-S1} Solarvorlauftemperatur im Solarkreis zum Pufferspeicher
- T_{RL-S1} Solarrücklauftemperatur im Solarkreis vom Pufferspeicher
- Q_{S2} Wärmehzähler Solarenergie im Solarkreis zum „Heizfeld“
- T_{VL-S2} Solarvorlauftemperatur im Solarkreis zum „Heizfeld“
- T_{RL-S2} Solarrücklauftemperatur im Solarkreis vom „Heizfeld“

Speicher

- T_{Sp11} Temperatur im Pufferspeicher unten
- T_{Sp12} Temperatur im Pufferspeicher Mitte
- T_{Sp2} Temperatur im Kältespeicher

Wärmepumpen

Q_{N1}	Wärmezähler auf der Nutzerseite der Wärmepumpe 1
T_{VL-N1}	Vorlauftemperatur auf der Nutzerseite der Wärmepumpe 1
T_{RL-N1}	Rücklauftemperatur auf der Nutzerseite der Wärmepumpe 1
W_{WP1}	Stromzähler an der Wärmepumpe 1
Q_{N2}	Wärmezähler auf der Nutzerseite der Wärmepumpe 2
T_{VL-N2}	Vorlauftemperatur auf der Nutzerseite der Wärmepumpe 2
T_{RL-N2}	Rücklauftemperatur auf der Nutzerseite der Wärmepumpe 2
W_{WP2}	Stromzähler an der Wärmepumpe 2
T_{VL-Q}	Vorlauftemperatur von den Sondenfeldern zu den Wärmepumpen
T_{RL-Q}	Rücklauftemperatur von den Wärmepumpen zu den Sondenfeldern

Raumheizung

Q_{RH}	Wärmezähler im Raumheizungskreis
T_{VL-RH}	Vorlauftemperatur im Raumheizungskreis
T_{RL-RH}	Rücklauftemperatur im Raumheizungskreis

Raumkühlung

Q_{RK}	Wärmezähler im Raumkühlungskreis
T_{VL-RK}	Vorlauftemperatur im Raumkühlungskreis
T_{RL-RK}	Rücklauftemperatur im Raumkühlungskreis

Warmwasserbereitung

Q_{WW}	Wärmezähler im Kreis zum Frischwassermodul
T_{VL-WW}	Vorlauftemperatur im Kreis zum Frischwassermodul
T_{RL-WW}	Rücklauftemperatur im Kreis zum Frischwassermodul

7.4.3 Energiebilanz

Die in Abbildung 67 dargestellte Energiebilanz des Projekts „Geotechnik Tauchmann“ zeigt einerseits die vier Wärmeinputs in das Gesamtsystem (hellblau: Solarwärme in den Pufferspeicher; dunkelblau: Solarwärme in die Tiefensonden; hellbraun: Nachheizung durch die Wärmepumpe 1; braun: Nachheizung durch die Wärmepumpe 2) und andererseits die den Verbrauchern zur Verfügung gestellte Wärmemenge (grün: Raumheizung; rot: Frischwassermodul; gelbgrün: Frostfreihaltung der Kollektoren) für den Heizfall des Gesamtsystems. Das Frischwassermodul wurde im Monitoringzeitraum kaum genutzt. Im Monitoringzeitraum gab es nie einen Wärmeinput durch Wärmepumpe 1.

Der durch die Frostfreihaltung der Kollektoren hervorgerufene Wärmeverbrauch beträgt mit etwa 2 MWh lediglich 3 % des Gesamtwärmeverbrauchs und deutet damit auf eine geeignete Konfiguration der Regelung der Frostschutzfunktion hin. Diese Funktion kommt hauptsächlich in den Monaten November bis März zum Einsatz.

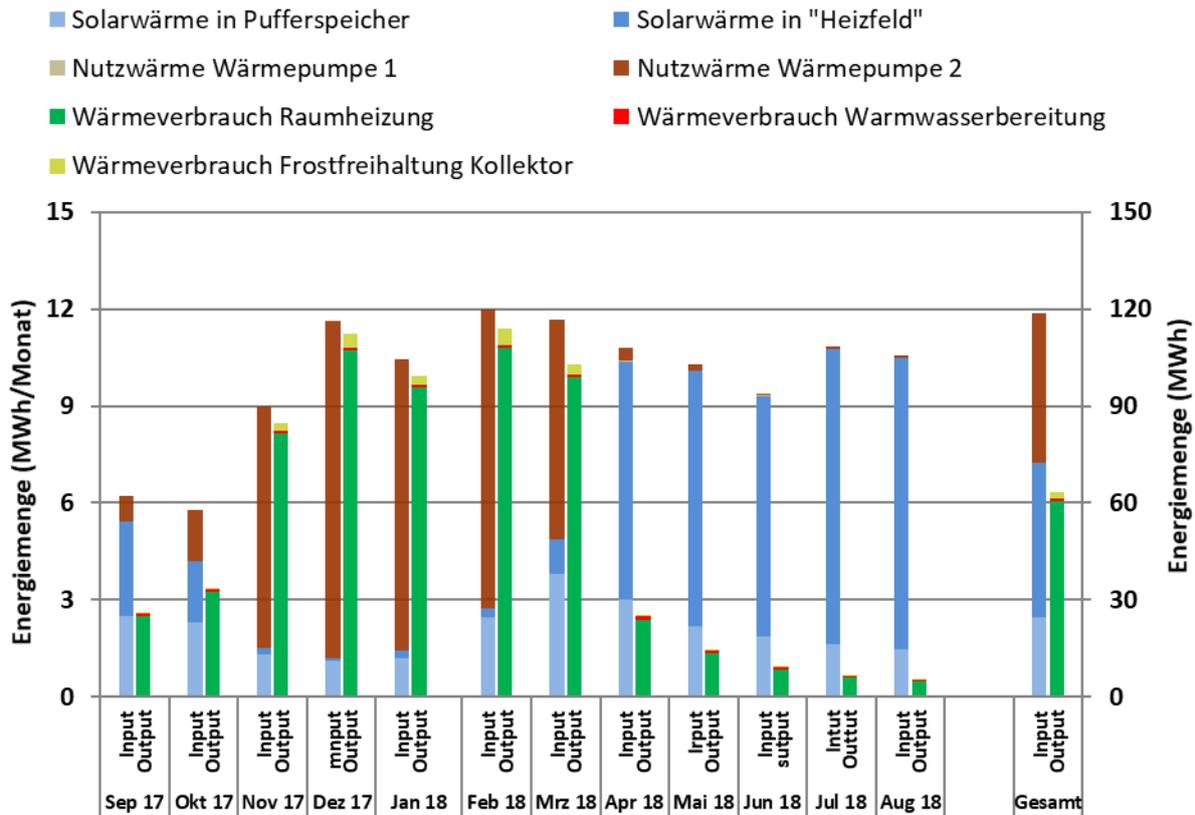


Abbildung 67: Energiebilanz des Gesamtsystems für den Heizfall der Anlage „Geotechnik Tauchmann“ im Monitoringzeitraum

In Abbildung 68 ist die Energiebilanz um den Pufferspeicher für den Heizfall dargestellt. Sie zeigt analog zur zuvor gezeigten Energiebilanz des Gesamtsystems (Abbildung 67) die Wärmeinputs in den Pufferspeicher (hellblau: Solarwärme in den Pufferspeicher; hellbraun: Nachheizung durch die Wärmepumpe 1; braun: Nachheizung durch die Wärmepumpe 2) und andererseits die den Verbrauchern zur Verfügung gestellte Wärmemenge (grün: Raumheizung; rot: Frischwassermodul; gelbgrün: Frostfreihaltung). Da Wärmepumpe 1 im Monitoringzeitraum nicht in Betrieb war, ist wie bei der Energiebilanz des Gesamtsystems für Wärmepumpe 1 im Diagramm kein Wärmeinput ersichtlich. Nachfolgend ist in diesem Berichtsteil (Anlage Geotechnik Tauchmann) daher mit „Wärmepumpe“ immer Wärmepumpe 2 gemeint. Die Differenz zwischen Input und Output wird durch Speicher- und Leitungsverluste hervorgerufen, die etwa 13 % betragen.

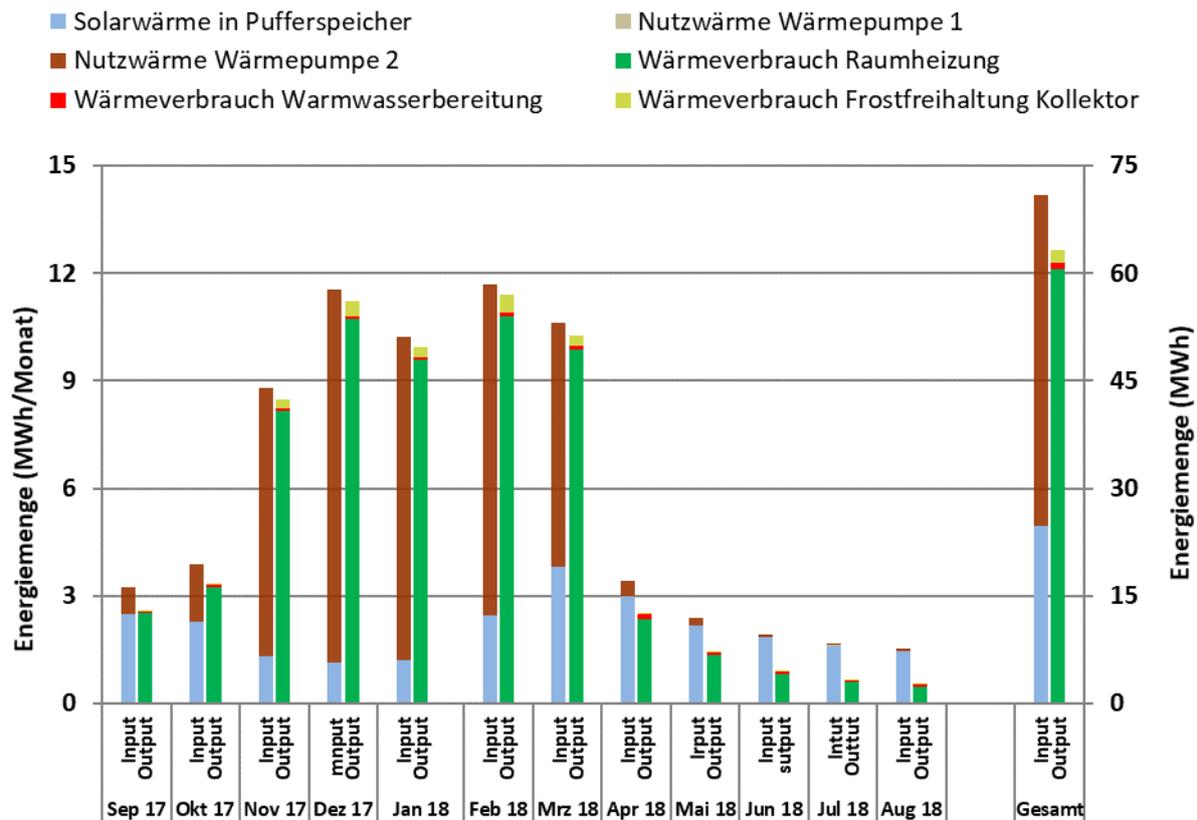


Abbildung 68: Energiebilanz um den Pufferspeicher für den Heizfall der Anlage „Geotechnik Tauchmann“ im Monitoringzeitraum

In Abbildung 69 sind die Wärmeinputs und -outputs aus Abbildung 68 zusammengefasst und gemeinsam mit der zum Monatswechsel gemessenen Pufferspeichertemperatur (Mittelwert aus den in mittlerer Speicherhöhe und unten gemessenen Temperaturwerten) sowie den in einem Monat im Pufferspeicher gemessenen maximalen und minimalen Temperaturen dargestellt. Die mittlere Pufferspeichertemperatur ist im Diagramm jeweils zum Monatswechsel dargestellt, um die Veränderung im Pufferspeicher zu visualisieren. Die maximalen und minimalen Pufferspeichertemperaturen („Extremwerte“) sind als „in dem jeweiligen Monat aufgetreten“ zu verstehen und werden zur Monatsmitte dargestellt. Die mittlere Pufferspeichertemperatur ist Anfang Oktober noch über 55 °C und sinkt durch entsprechende Entladung bis Anfang November auf unter 30 °C. In den Wintermonaten kommt es durch die Einspeisung der Wärmepumpe und der Solaranlage zu einem geringfügigen Anstieg des Ladezustands. Die Maximaltemperatur in diesen Monaten liegt immer über 60°C, was der Funktion der Warmwasserbereitung unter Einsatz des Frischwassermoduls zuzuschreiben ist. Ab April sorgt die fast ausschließlich solar erfolgte Einspeisung zu einem spürbaren Anstieg des Ladezustands auf eine mittlere Temperatur von bis zu 60 °C im Juni.

Die Bandbreite der maximalen und minimalen Temperaturen ist relativ breit. Dies kommt daher, dass es in jedem Monat mehrere Tage mit guter solarer Einstrahlung gibt, an denen der Pufferspeicher auf bis zu 70 °C aufgeheizt wird und es in jedem Monat (auch im Sommer) Tage gibt, an denen die Heizung aktiv ist, wobei der Pufferspeicher unten bis auf 27 °C abkühlt. Die Detailbetrachtung (siehe Abschnitt 7.4.5) hat gezeigt, dass die Heizung im Sommer regelmäßig in Betrieb war.

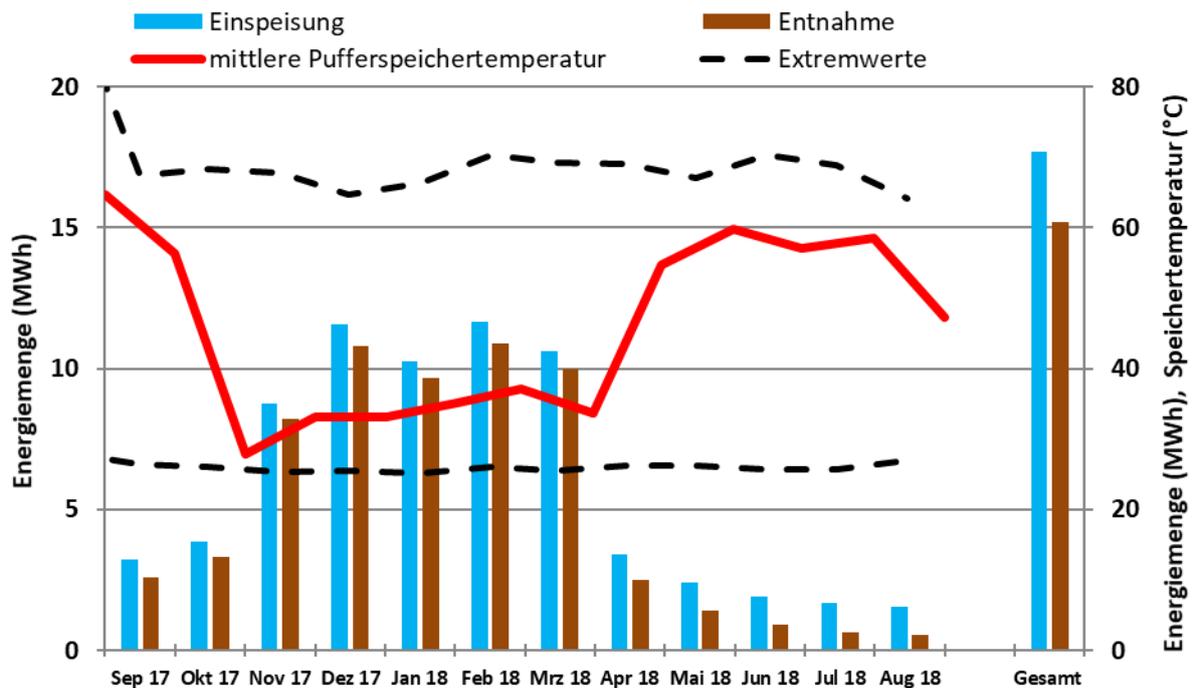


Abbildung 69: Vereinfachte Energiebilanz um den Pufferspeicher der Anlage „Geotechnik Tauchmann“ sowie mittlere, maximale und minimale Pufferspeichertemperaturen

In Abbildung 70 sind der Wärmeeintrag in und die Wärmeabfuhr aus dem Kältespeicher dargestellt. Es ist ersichtlich, dass außerhalb des Betriebs der Kühlung die zum Monatswechsel dargestellte Kältespeichertemperatur und die zur Monatsmitte dargestellten Maximal- und Minimalwerte des jeweiligen Monats, nahe beieinander liegen. Da keine Einspeisung oder Entnahme stattfindet, sind diese Temperaturen ausschließlich von den Umgebungsbedingungen des Aufstellortes des Kältespeichers beeinflusst. Während der Kühlperiode liegen die Maximal- und Minimalwerte weiter auseinander. Die Detailbetrachtung (siehe Seite 83) zeigt, dass dies betriebsbedingt ist, da beim Einschalten der Wärmepumpe die Umwälzpumpen einige Minuten vor dem Verdichter einschalten, sodass der Kältespeicher durch das umgewälzte Wasser aus den Leitungen, (annähernd Umgebungstemperatur) auf bis zu 25 °C erwärmt wird.

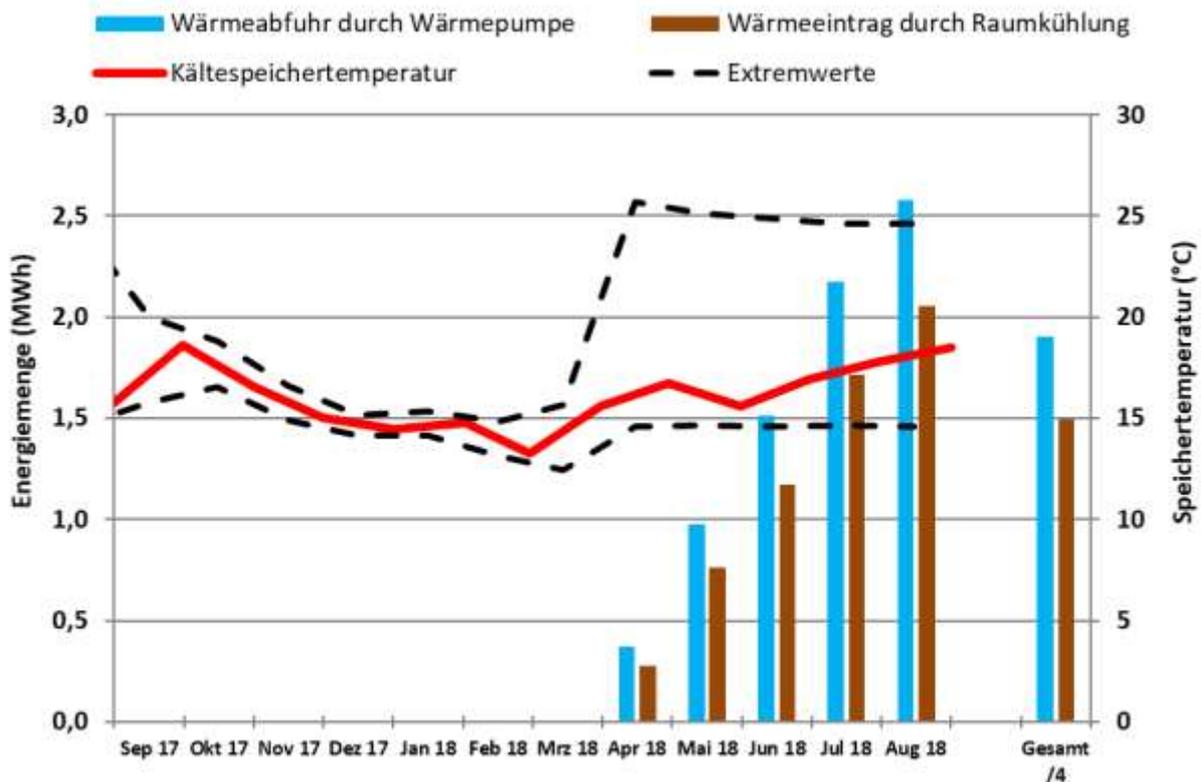


Abbildung 70: Energiebilanz Kältespeicher der Anlage „Geotechnik Tauchmann“ sowie mittlere, maximale und minimale Speichertemperaturen

In Abbildung 71 sind die in das Erdreich eingespeiste Solarwärme und die beim Betrieb der Wärmepumpen dem Erdreich entnommene Wärmemengen dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass die ins Erdreich eingespeiste Solarwärme und Abwärme der Wärmepumpe ausschließlich in das „Heizfeld“ eingespeist wird, während die Wärmeentnahme für den Heizbetrieb der Wärmepumpe sowohl aus dem „Heizfeld“ als auch aus dem „Kühlfeld“ erfolgt. Da in den Kreisen zwischen den Tiefensondenfeldern und der Wärmepumpe bzw. der Solaranlage kein Wärmemengenzähler eingebaut ist, wurden die dargestellten Werte („Entnahme durch die Wärmepumpe im Heizbetrieb“) über die gemessene Nutzwärmemenge (Q_{N2}) auf der Nutzerseite und dem gemessenen Verdichterstromverbrauch berechnet. Der Verdichterstromverbrauch wurde dabei von der gemessenen Nutzwärmemenge in Abzug gebracht.

Die Einspeisung erfolgt erwartungsgemäß hauptsächlich in der warmen Jahreszeit (September 2017 und April bis August 2018), da durch das erhöhte Angebot an Solarenergie die Speicherkapazität des Pufferspeichers (beschränkt bei einer Temperatur in mittlerer Speicherhöhe von 65 bis 70 °C) übersteigt und zu einem Anteil von 54 % (September 2017) bis 86 % (August 2018) in das „Heizfeld“ eingespeist wird. Die Entnahme erfolgt hauptsächlich in der kalten Jahreszeit, da der Heizwärmebedarf der einzige relevante Wärmebedarf ist.

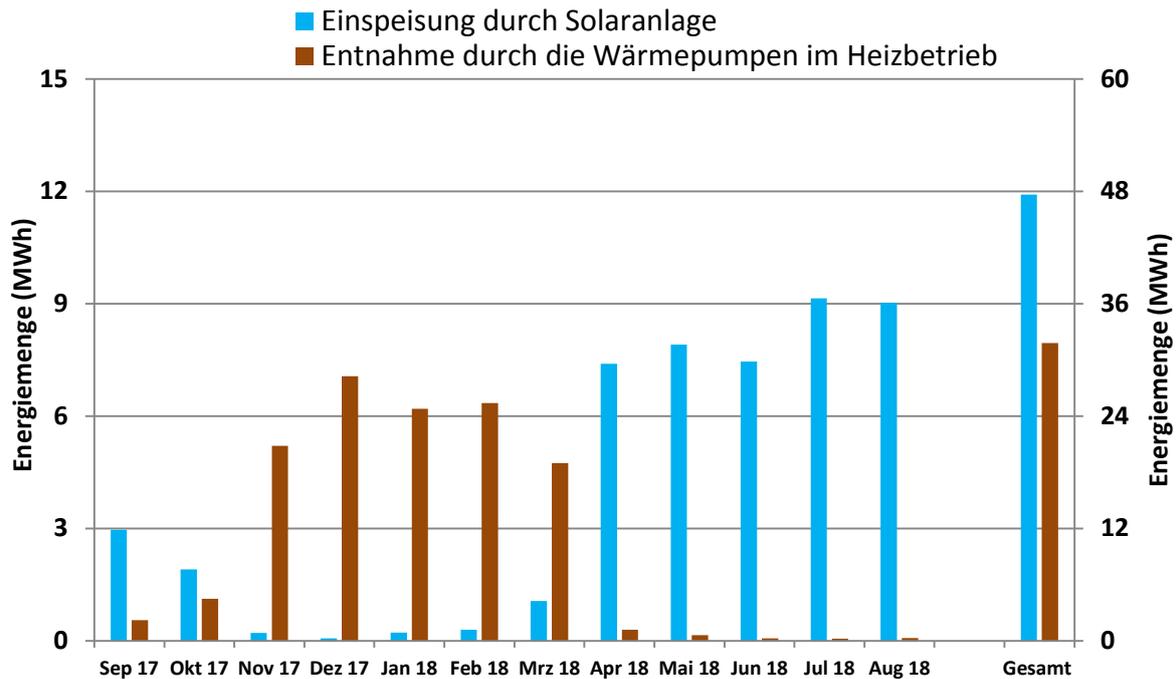


Abbildung 71: Energiebilanz "Erdreich" der Anlage „Geotechnik Tauchmann“

In Abbildung 72 ist die in das „Kühlfeld“ eingespeiste Abwärme der Wärmepumpe dargestellt. Da im Kreis zum „Kühlfeld“ kein Wärmemengenzähler eingebaut ist, wurden die dargestellten Werte über die gemessene Kältemenge auf der Nutzerseite und dem gemessenen Verdichterstromverbrauch berechnet. Die gemessene Kältemenge wurde mit dem Verdichterstromverbrauch addiert.

Die Einspeisung erfolgt erwartungsgemäß hauptsächlich in der warmen Jahreszeit (April bis August 2018), also in den Monaten, in denen die Gebäudekühlung in Betrieb ist. In der Grafik können ausschließlich Inputs dargestellt werden, weil beim „Kühlfeld“ keine Nutzwärmeentnahme stattfindet. Aufgrund der sich im Erdreich durch die Wärmeeinspeisung ergebenden Temperaturgradienten dissipiert die eingespeiste Wärme an das umgebende Erdreich.

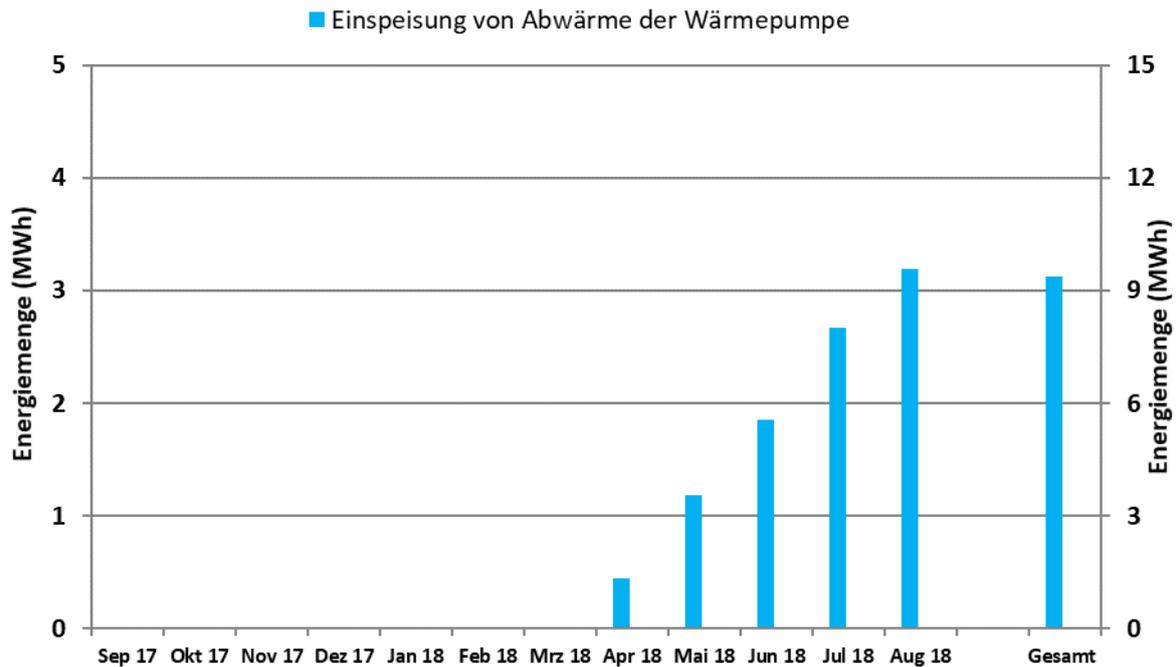


Abbildung 72: Energiebilanz Tiefensonden „Kühlfeld“ der Anlage „Geotechnik Tauchmann“

Die in Abbildung 73 dargestellten Energieströme an der Wärmepumpe umfassen einerseits die elektrisch zugeführte Energie des Verdichters und andererseits den messbaren Nutzen (Wärme und Kälte auf der Nutzerseite). Aus dem Verhältnis von Nutzen zu elektrischem Aufwand ergeben sich die Arbeitszahlen für Heiz- und Kühlbetrieb. Die Arbeitszahl einer Wärmepumpe hängt hauptsächlich vom Temperaturunterschied zwischen Quelle (im Heizfall „Heizfeld“ und „Kühlfeld“, im Kühlfall der Kältespeicher) und Senke (im Heizfall das Wärmeabgabesystem, im Kühlfall das „Kühlfeld“) und von der Anzahl der Starts (wg. ineffizientem Betrieb beim Hochfahren) ab. Über den dargestellten Beobachtungszeitraum ergeben sich Jahresarbeitszahlen für den Heizbetrieb von 3,2 bis 4,0 und für den Kühlbetrieb von 4,2 bis 4,6. Auch in den Sommermonaten (Juni bis August 2018) arbeitet die Wärmepumpe in Zeiten geringen Solarertrags wegen der Warmwasserbereitung zeitweise im Heizbetrieb. Die dabei gemessenen Wärmemengen ergeben wegen den kurzen Laufzeiten der Wärmepumpe (instationärer Betrieb) unplausible Arbeitszahlwerte, die daher im Diagramm nicht dargestellt sind.

Durch die Anhebung der Erdspeichertemperatur in den Monaten März bis Mai 2018 steigt die Effizienz der Wärmepumpe im Heizbetrieb. Da sich das „Kühlfeld“ durch die Einspeisung der Abwärme der Wärmepumpe zwischen April und August 2018 kontinuierlich erwärmt, sinkt damit die Effizienz der Wärmepumpe im Kühlbetrieb.

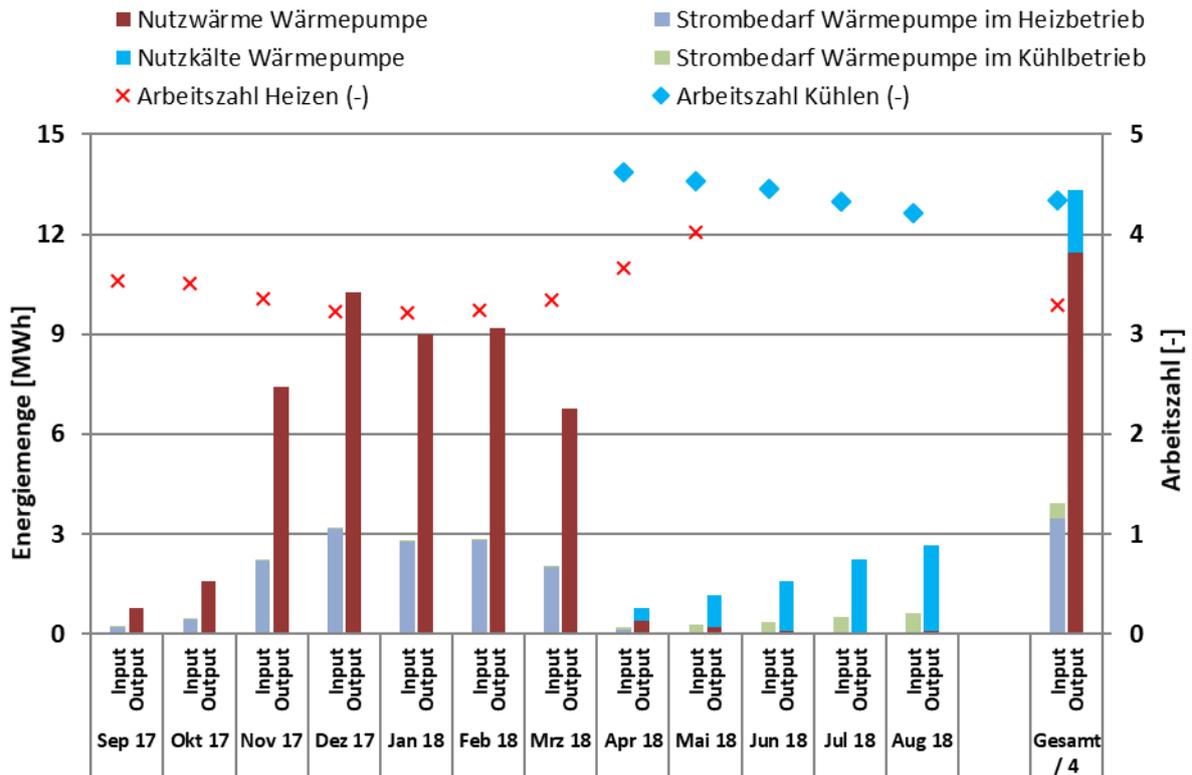


Abbildung 73: Elektrischer Aufwand und Nutzenergie an der Wärmepumpe sowie Arbeitszahlen der Anlage „Geotechnik Tauchmann“ (September 2017 bis August 2018)

7.4.4 Vergleich Simulation – Messwerte

Um den Solarertrag in der Monitoringphase richtig einschätzen zu können (Vergleichswert), wurde die Simulation des Förderwerbers aus der Einreichphase herangezogen. Die mit dem Programm T*SOL durchgeführte Simulation basiert auf einem durchschnittlichen Klimadatensatz für den Standort, besteht allerdings lediglich aus dem Kollektorfeld, einem Wärmeübertrager und einer konstanten Wärmeabnahme („Prozesswärme“). Da im Bericht der bestehenden Simulationsrechnung der Wärmeverbrauch nicht enthalten ist, wurde der Wärmeverbrauchswert (Jahreswert) aus dem technischen Datenblatt der Fördereinreichung herangezogen und dessen monatliche Verteilung in einer vereinfachten Simulationsrechnung durch das Team der Begleitforschung ermittelt. Die ebenfalls nicht in ausreichendem Detailierungsgrad vorhandenen monatlichen Einstrahlungswerte wurden mit dem Programm Meteonorm prognostiziert. Abbildung 54 zeigt jeweils kumuliert die mittels Meteonorm prognostizierten Einstrahlungswerte (gelbe Linie), den prognostizierten Ertrag laut Simulationsrechnung (blaue Linie), sowie die jeweils tatsächlich gemessenen Werte (gelb gestrichelte bzw. rote Linie).

Die gemessene Einstrahlung weist im Herbst und Winter einen deutlich flacheren Verlauf, als die prognostizierten Werte auf. Dies erklärt sich dadurch, dass in diesem Zeitraum der Himmel unverhältnismäßig oft bedeckt war. Ab März sind die beiden Linien wieder annähernd parallel.

Der gemessene spezifische Jahresertrag liegt mit $670 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ um 43 % über dem simulierten Wert von $470 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$. Dies ist einerseits auf den geringen Detailierungsgrad der Simulation des Förderwerbers und andererseits auf den hohen Anteil an in das Erdreich eingespeister Wärme von 66 % des Gesamtertrags zurückzuführen.

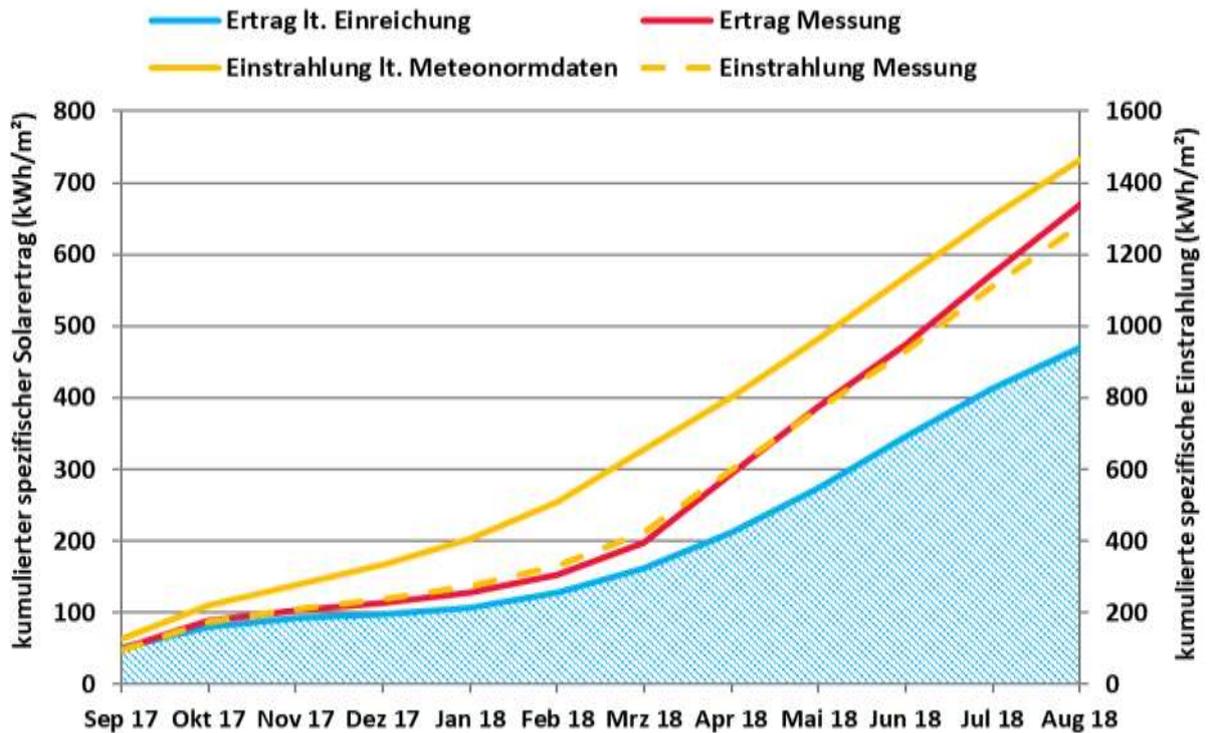


Abbildung 74: Prognostizierte und gemessene Werte für die spezifische Einstrahlung und den spezifischen Solarertrag der Anlage „Geotechnik Tauchmann“

Der prognostizierte und der gemessene Verbrauch sind in Abbildung 75 kumuliert dargestellt. Der Jahresverbrauch wurde im technischen Datenblatt zum Förderansuchen mit 123 MWh angegeben. Der dargestellte Zeitverlauf (kumuliert) basiert auf vereinfachten Simulationsrechnungen des Teams der Begleitforschung. Es wurde ein Nutzwärmebedarf von etwa 60 MWh gemessen.

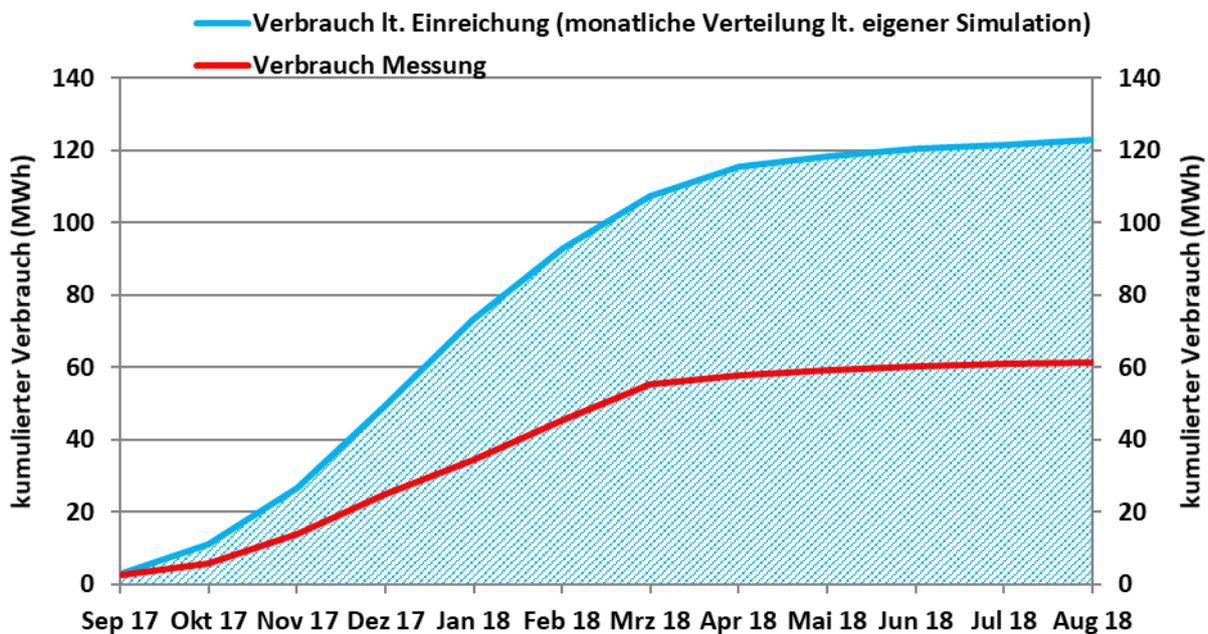


Abbildung 75: Verbrauch lt. Einreichung und gemessen der Anlage „Geotechnik Tauchmann“

Mit den prognostizierten monatlichen Verbrauchswerten wurde ein prognostizierter solarer Deckungsgrad berechnet (Solarertrag bezogen auf Verbrauch) und in Abbildung 56 solaren Deckungsgraden gegenübergestellt, welche aus Messwerten berechnet

wurden. Letztere werden in einer Weise berechnet, die einheitlich für alle in der Begleitforschung befindlichen Anlagen definiert wurde. In der Grafik sind einerseits der „solare Deckungsgrad – gesamt“ (Definition: „Solarertrag – gesamt“ bezogen auf den Gesamtwärmeinput der Solaranlage und der Wärmepumpe) sowie der „solare Deckungsgrad – direkt“ (Definition: „Solarertrag in die Pufferspeicher“ bezogen auf denselben Gesamtwärmeinput) angeführt.

Aus den Prognosewerten ergibt sich ein jährlicher solarer Deckungsgrad von 41 %. Der gemessene „Solare Deckungsgrad – gesamt“ liegt mit 61 % deutlich darüber. Diese Abweichung ist auf den bei der Einreichung sehr hoch angesetzten Nutzwärmebedarf zurückzuführen. Außerdem ist die Aussagekraft dieses Vergleichs vermindert, da der Prognosewert nicht entsprechend der Definition des „Solaren Deckungsgrad – gesamt“ ermittelt werden konnte. Für die Berechnung des Prognosewertes standen lediglich Werte für den simulierten Solarertrag und den erwarteten jährlichen Nutzwärmebedarf anstatt der definitionsgerechten Inputwerte zur Verfügung. Wird nur die in den Pufferspeicher eingespeiste Solarwärme, nicht aber die in das Erdreich eingespeiste Solarwärme berücksichtigt, ergibt sich ein gemessener „Solarer Deckungsgrad – direkt“ von 35 %.

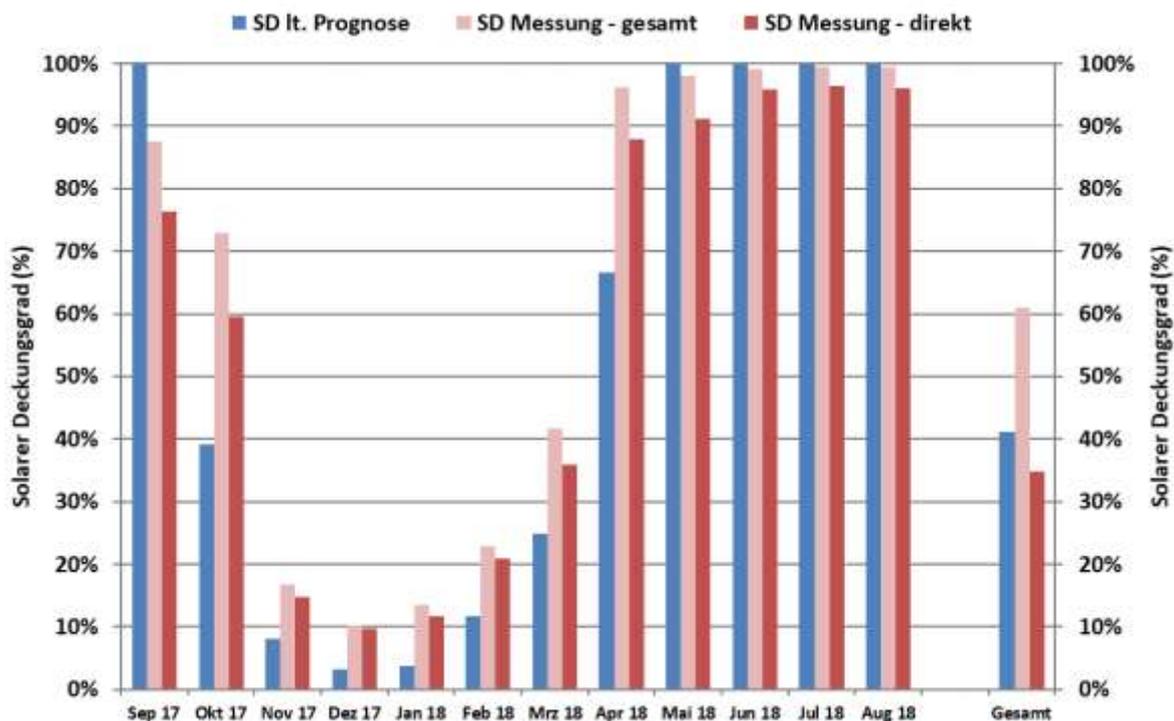


Abbildung 76: Solarer Deckungsgrad lt. Einreichung und gemessen der Anlage „Geotechnik Tauchmann“

7.4.5 Detailbetrachtung und Optimierungspotenziale

Die Betriebsweisen der Solaranlage im Winter (28.02.2018, Abbildung 77 und Abbildung 78) und jene im Sommer (17.08.2018, Abbildung 79 und Abbildung 80) sind bei ähnlichen Einstrahlungsverhältnissen annähernd ident.

Die Kollektortemperatur übersteigt nur selten 70 °C, da nach dem Durchladen des Pufferspeichers, überschüssige Solarwärme in das „Heizfeld“ eingespeist wird.

Die „Umleitung“ von Solarwärme in das „Heizfeld“ erfolgt bereits bei einer Pufferspeichertemperatur in mittlerer Speicherhöhe T_{Sp12} von etwa 65 bis 70 °C. Weil auch die Wärmepumpe nicht mit höheren Temperaturen einspeisen kann, übersteigt die maximale Temperatur im Pufferspeicher selten 70 °C (gemessen auf mittlerer Speicherhöhe). Dies hat zur Folge, dass die Solaranlage Wärme zum größten Teil in das „Heizfeld“ einspeist (siehe 7.4.4). Die Anlage arbeitet so häufiger auf einem niedrigeren

Temperaturniveau, was sich positiv auf Leitungs- und Speicherverluste auswirkt und höhere Wirkungsgrade zur Folge hat. Der Solarwirkungsgrad, der Quotient aus Einspeiseleistung und Einstrahlungsleistung, liegt bei Einspeisung in den Pufferspeicher bei 55 % und bei Einspeisung in den Erdspeicher bei 65 % (jeweils stationärer Betrieb vorausgesetzt). Aufgrund der Westausrichtung der Solarkollektoren und der typischen Charakteristik von Vakuumröhrenkollektoren hat der Wirkungsgrad sein Maximum nicht zur Tagesmitte, sondern im Laufe der zweiten Tageshälfte.

Da die im Pufferspeicher gespeicherte Solarwärme von Wärmeverbrauchern direkt genutzt werden kann, könnte eine Anhebung der maximalen mittleren Speichertemperatur den Anteil der direkt genutzten Solarwärme erhöhen und damit den Stromverbrauch der Wärmepumpe reduzieren. Ob die gegebene oder eine modifizierte Strategie der Regelung besser wäre bleibt unklar, da eine Beurteilung der Langzeitspeicherwirkung der in das „Heizfeld“ eingespeisten Solarwärme und deren Auswirkungen auf die Effizienz der Wärmepumpe den Umfang des Monitorings überschritten hätte und daher nicht Teil der Betrachtung war.

Wie auch bei anderen Anlagen beobachtet wurde, liegt die Solarkreisvorlauftemperatur zeitweise über der Kollektortemperatur. Dies ist wahrscheinlich auf eine ungünstige Positionierung bzw. Einbausituation (z.B. vertrocknete Wärmeleitpaste) des Kollektortemperaturfühlers zurückzuführen. Eine Überprüfung der Einbausituation wurde dem Anlagenbetreiber empfohlen. Zu Betriebsbeginn und -ende weist die Solaranlage solange Einschaltversuche auf, bis die durch die Kollektoren aufgenommene Solarleistung für einen durchgehenden Betrieb ausreicht.

Dem Anlagenbetreiber wurde empfohlen, die Machbarkeit und die Relevanz der genannten Optimierungsmaßnahmen gemeinsam mit dem Lieferanten der Solaranlage näher zu untersuchen.

Außerhalb des Solarbetriebs kommt es bei den Temperaturmesswerten zu Fluktuationen geringer Amplitude. Diese kommen durch thermisch induzierte Strömungen im Pufferspeicher und in den Rohrleitungen zustande, liegen jedoch im normalen Bereich und wirken sich nicht negativ auf den Betrieb der Anlage aus. Des Weiteren kommt es ebenfalls außerhalb des Solarbetriebs zu einer sehr raschen Annäherung der unten und jener in Speichermitte gemessenen Temperaturwerte. Dies deutet auf Optimierungspotenzial bei der Schichtung des Speichers hin. Ein Grund für das rasche Zusammenbrechen der Schichtung ist der hohe Durchfluss im Kreis der Wärmepumpe, der doppelt so hoch ist, als notwendig (vgl. Seite 81 ff.). Da jedoch keine weiteren Speichertemperaturen gemessen werden (fehlende Temperaturmesswerte im Pufferspeicher oben) ist eine entsprechende Beurteilung nur eingeschränkt möglich. Da die Warmwasserbereitung bei diesem Objekt von geringer Priorität ist, keine Hochtemperatur-Wärmeverbraucher vorhanden sind und die Solaranlage aufgrund der Vakuumröhrenkollektoren auch bei geringer Einstrahlung ausreichend hohe Kollektortemperaturen erreicht, ist bei dieser Anlage eine optimale Schichtung nicht von größter Priorität. Durch eine bessere Schichtung könnte noch mehr Solarwärme in den Pufferspeicher eingespeist werden.

Am 28.02.2018 werden 261 kWh Solarwärme ausschließlich in den Pufferspeicher eingespeist, da die im Pufferspeicher gemessenen Temperaturen relativ niedrig sind und somit noch freie Speicherkapazität vorliegt. In Abbildung 78 ist neben der in den Pufferspeicher eingespeisten Solarleistung und dem Solarwirkungsgrad auch eine „negative“ Solarleistung erkennbar. Dies ist jene Wärme, mit der die Frostfreihaltung der Kollektoren betrieben wird. An diesem Tag wurde hierfür eine Wärmemenge von 30 kWh aufgewendet, die Außentemperatur lag in der Nacht meist unter -10 °C. Die Frostfreihaltung könnte zumindest zeitweise aus dem „Heizfeld“ versorgt werden, was eine Energieeinsparung zur Folge haben könnte. Da die zur Frostfreihaltung aufgewendete Wärmemenge nur 3 % der gesamten Nutzwärme betrug (vgl. Kapitel Energiebilanzen), kann die derzeitige Konfigurierung beibehalten werden. Am 17.08.2018

werden in den Pufferspeicher lediglich 106 kWh, dafür in das „Heizfeld“ 334 kWh eingespeist. Dies liegt daran, dass der Pufferspeicher bereits um 10:30 Uhr durchgeladen ist und daher die Solarerträge in das „Heizfeld“ umgeleitet werden (siehe Abbildung 80).

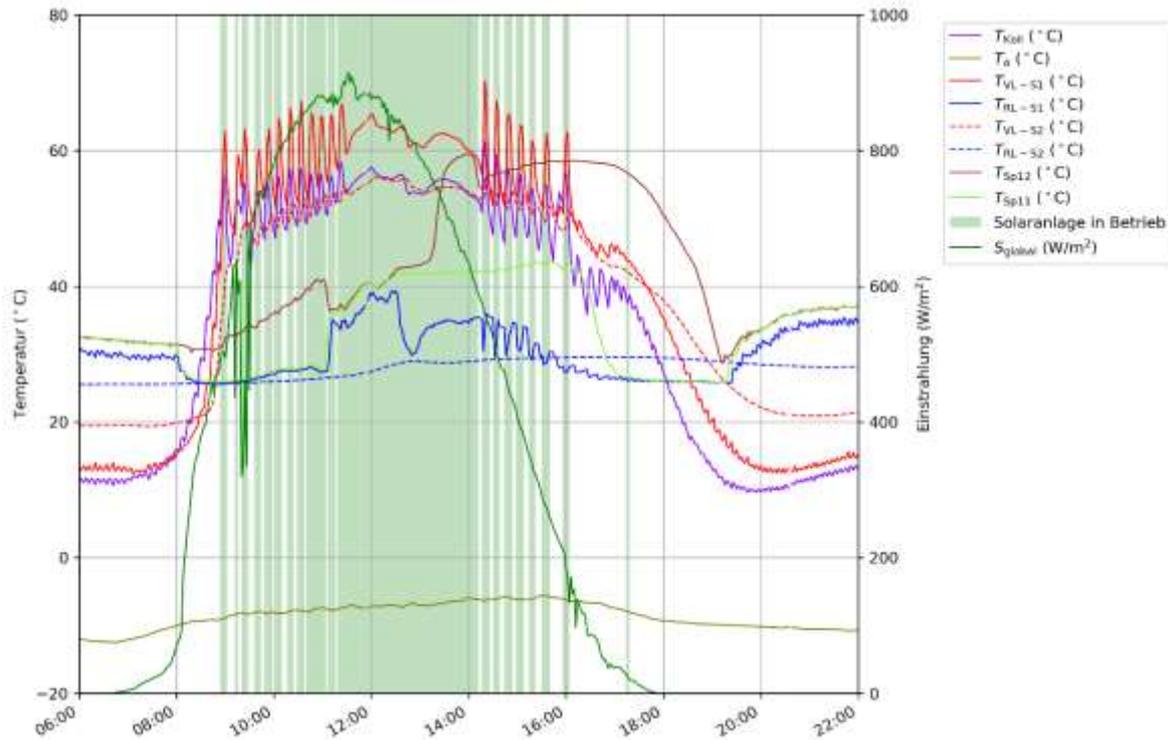


Abbildung 77: Für den Winterbetrieb beispielhafte Kollektortemperatur, Außentemperatur, Vor- und Rücklauftemperaturen des Solarsystems und Pufferspeichertemperaturen, Markierung des Betriebs der Solaranlage, Globalstrahlung (28.02.2018)

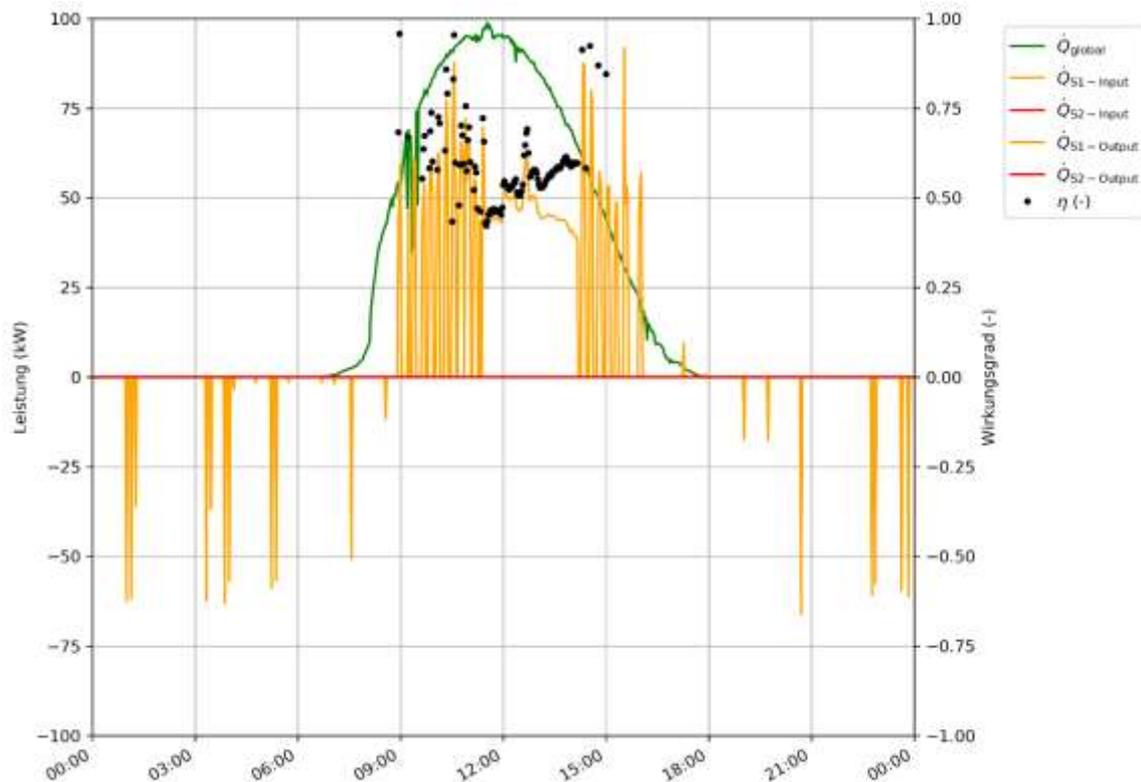


Abbildung 78: Positive und negative Leistungen in den Solarkreisen, sowie Einstrahlungsleistung und Solarwirkungsgrad (28.02.2018)

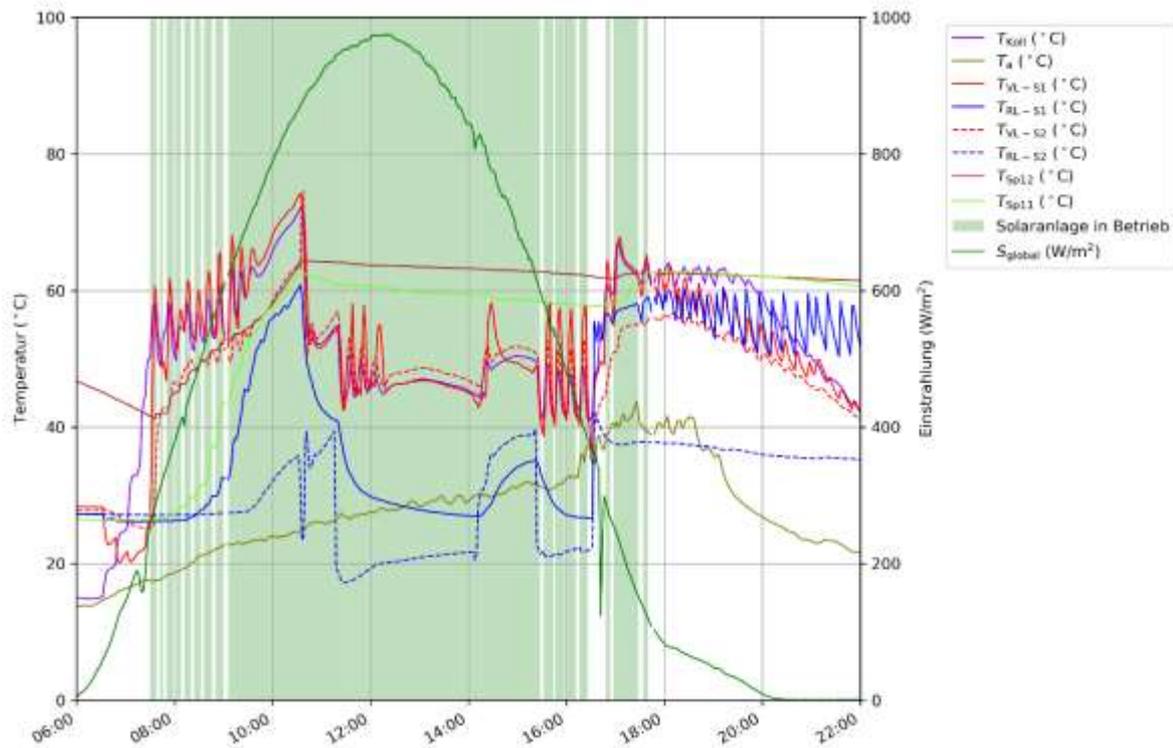


Abbildung 79: Für den Sommerbetrieb beispielhafte Kollektortemperatur, Außentemperatur, Vor- und Rücklauftemperaturen des Solarsystems und Pufferspeichertemperaturen, Markierung des Betriebs der Solaranlage, Globalstrahlung (17.08.2018)

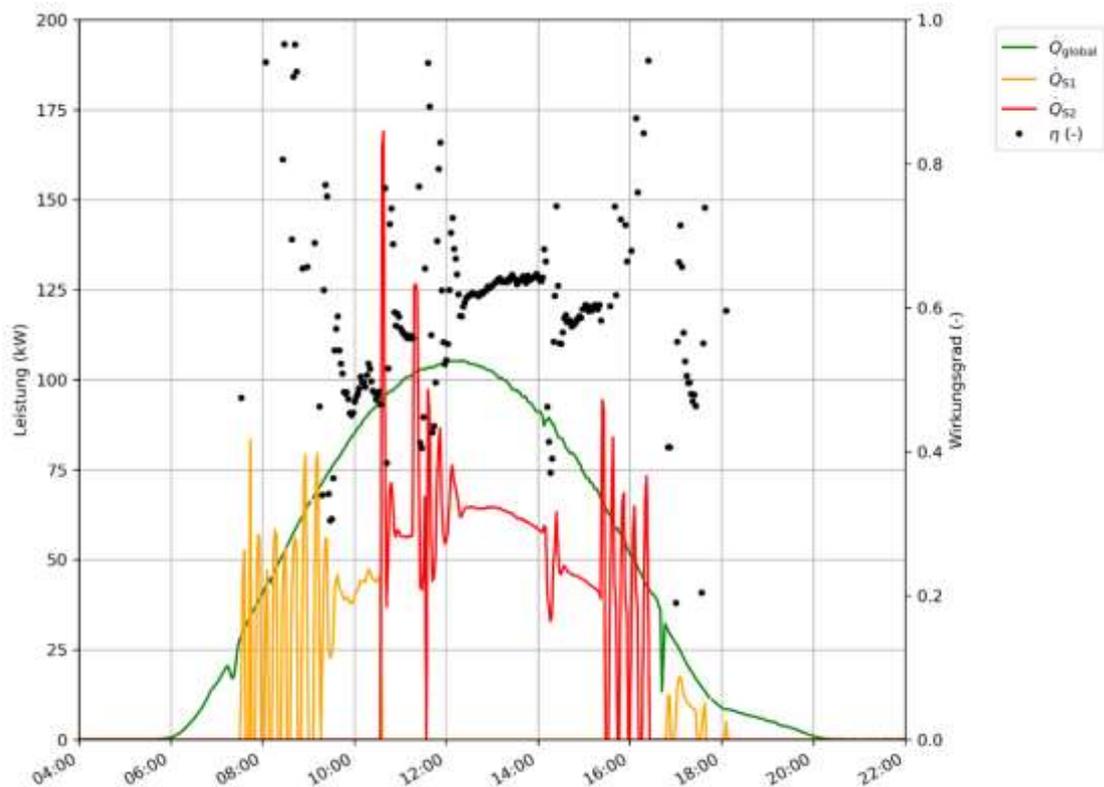


Abbildung 80: Leistungen in den Solarkreisen sowie Einstrahlungsleistung und Solarwirkungsgrad (17.08.2018)

Abbildung 81 und Abbildung 82 zeigen das Betriebsverhalten der Solaranlage im Winter bei geringer bzw. sehr geringer solarer Einstrahlung beispielhaft für den 27.02.2018 bzw. den 12.01.2018. Am 27.02.2018 werden immerhin 53 kWh in den Pufferspeicher, dafür

in das „Heizfeld“ nur 4 kWh eingespeist. Da der Pufferspeicher in der Früh lediglich eine Temperatur von 35 °C (Speichermitte) aufweist und die Kollektortemperatur gegen 9:45 Uhr beinahe 60 °C erreicht, ist die Beladung des Pufferspeichers möglich (siehe Abbildung 81). Während des Betriebs der Solaranlage kühlt der Kollektor aufgrund der geringen Einstrahlung von maximal 353 W/m² schnell ab, sodass der Betrieb nach längstens zehn Minuten unterbrochen wird. Die Anlage arbeitet erst wieder, wenn die Kollektortemperatur die mittlere Pufferspeichertemperatur erneut übersteigt. Trotz der geringen Einstrahlung ist die Solaranlage dank der Vakuumröhrenkollektoren in der Lage, den Pufferspeicher mit einer durchschnittlichen Leistung von 10 kW zu beladen. Dabei treten jedoch Leistungsspitzen von bis zu 109 kW auf. Wegen des diskontinuierlichen Betriebs ist die Aussagekraft dieser Spitzenwerte eingeschränkt. Die Beladung des „Heizfeld“ erfolgt um 14:00 Uhr für nur zehn Minuten (nicht dargestellt). Da die Raumheizung dem Pufferspeicher durchgehend mit einer Leistung von etwa 23 kW Wärme entnimmt, hat die Solarenergieeinspeisung in den Pufferspeicher keinen Temperaturanstieg im Pufferspeicher zur Folge. Die Differenz zwischen Solareinspeisung und Raumheizung wird durch die Wärmepumpe ausgeglichen, die beinahe durchgehend mit einer fixen Leistung von 25 kW in den Pufferspeicher einspeist (im Diagramm nicht dargestellt).

Während am 27.02.2018 die fehlende Einspeisung in den Erdspeicher plausibel erscheint, ist dies am 12.01.2018 (siehe Abbildung 82) nicht der Fall: Die Kollektortemperatur ist zwar für eine Einspeisung von Solarwärme in den Pufferspeicher nicht hoch genug, jedoch liegt sie mit bis zu 45 °C weit über der Temperatur im Erdreich. Dennoch erfolgt keine Solareinspeisung ins „Heizfeld“. Laut Auskunft des Lieferanten der Solaranlage sei in der Solarregelung eine Einspeisung ins „Heizfeld“ nur dann vorgesehen, wenn der Pufferspeicher bereits durchgeladen sei. Aus den oben beschriebenen Gründen sei eine Anpassung der Regelung, sofern dies bei diesem Regler überhaupt möglich wäre, nicht vorgesehen.

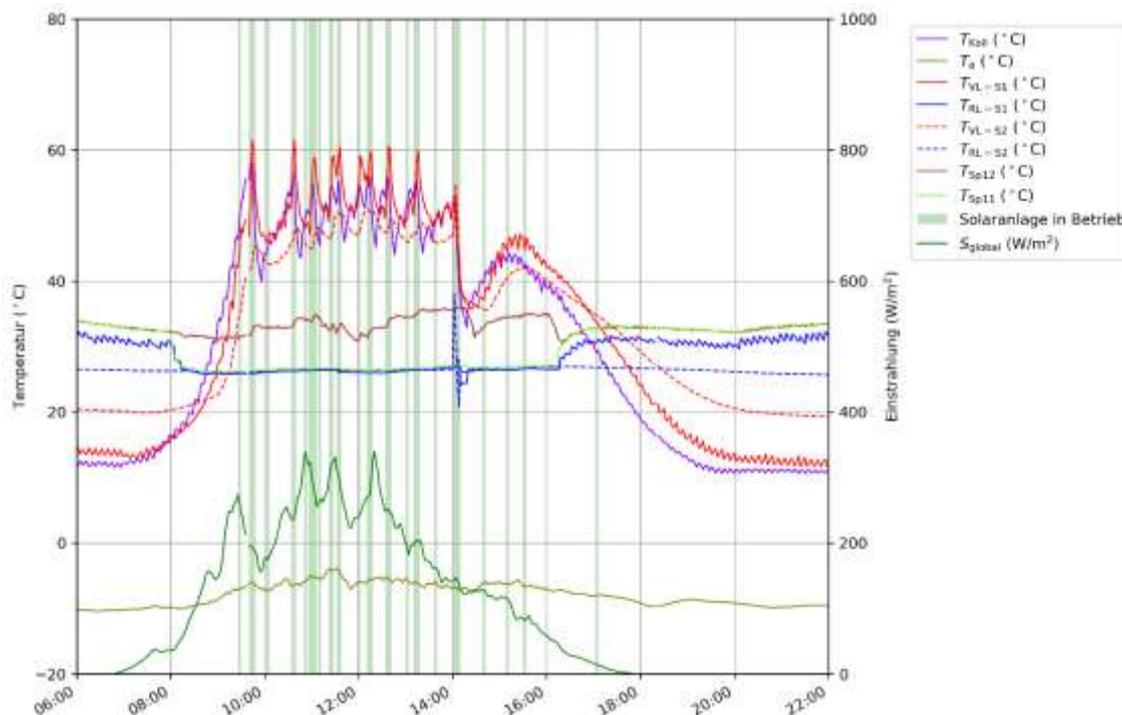


Abbildung 81: Für den Winterbetrieb bei geringer Einstrahlung beispielhafte Kollektortemperatur, Außentemperatur, Vor- und Rücklauftemperaturen des Solarsystems und Pufferspeichertemperaturen, Markierung des Betriebs der Solaranlage, Globalstrahlung (27.02.2018)

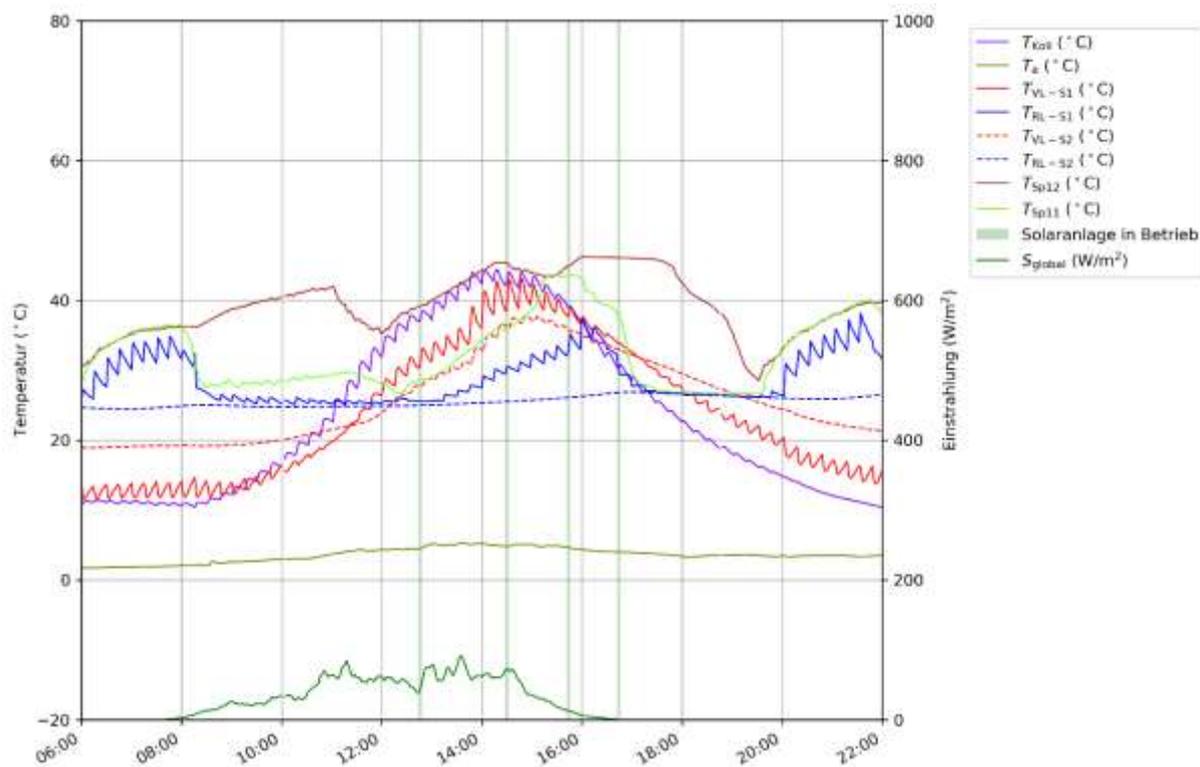


Abbildung 82: Für den Winterbetrieb bei sehr geringer Einstrahlung beispielhafte Kollektortemperatur, Außentemperatur, Vor- und Rücklauftemperaturen des Solarsystems und Pufferspeichertemperaturen, Markierung des Betriebs der Solaranlage, Globalstrahlung (12.01.2018)

Abbildung 83 und Abbildung 84 zeigen für den Monitoringzeitraum die Energiemengen der Wärmemengenzähler der beiden Solarkreise bei der jeweils auftretenden Vorlauf-, Rücklauftemperatur, dem Mittelwert von Vor- und Rücklauftemperatur und der Temperaturdifferenz zwischen dem Mittelwert von Vor- und Rücklauftemperatur und der Außentemperatur. Es ist ersichtlich, dass die Kollektoren auf einem relativ niedrigen Temperaturniveau betrieben werden. Es bestätigt sich erneut, dass dank der Vakuumröhrenkollektoren auch bei geringer Einstrahlung so hohe Kollektortemperaturen erreicht werden, sodass eine Einspeisung in den Pufferspeicher möglich ist (siehe Abbildung 83). Durch die Begrenzung der Einspeisung bei einer Puffertemperatur in mittlerer Pufferhöhe von 65 bis 70 °C erfolgt die Einspeisung bei sehr konstanten Vor- und Rücklauftemperaturen der Solaranlage.

Die Einspeisung in das „Heizfeld“ (siehe Abbildung 84) erfolgt hauptsächlich bei einer Vorlauftemperatur von 45 bis 55 °C, die Temperaturbandbreite, insbesondere bei der Rücklauftemperatur ist viel breiter, als bei der Einspeisung in den Pufferspeicher. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Einspeisetemperaturen keine Mindestgröße aufweisen müssen und auch nach oben hin nicht begrenzt sind. Da das „Heizfeld“ sich aber aufgrund seiner großen Wärmekapazität nie so stark aufheizen kann, wie der Pufferspeicher, bleibt der Rücklauf kühler als bei der Einspeisung in den Pufferspeicher, was auch niedrigere Vorlauftemperaturen zur Folge hat.

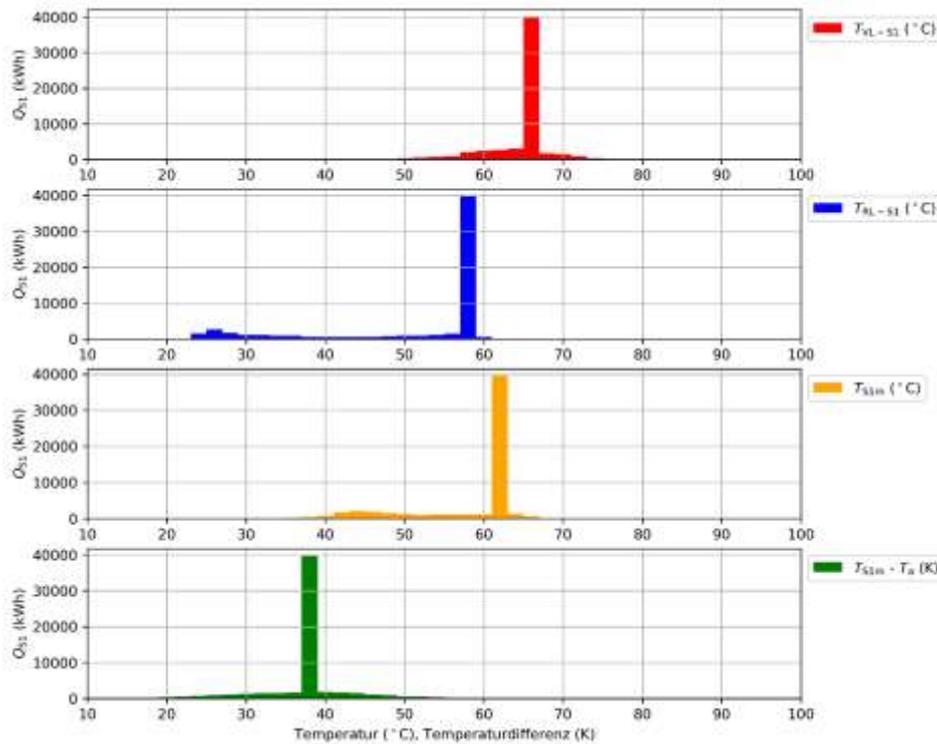


Abbildung 83: Energiemengen des Solarkreis 1 je Vorlauf-, Rücklauf-, Mittelwert Vor-/Rücklauf-temperatur und Temperaturdifferenz zwischen Mittelwert Vor-/Rücklauf-temperatur und Außentemperatur (Zeitraum: 01.09.2017 bis 01.09.2018)

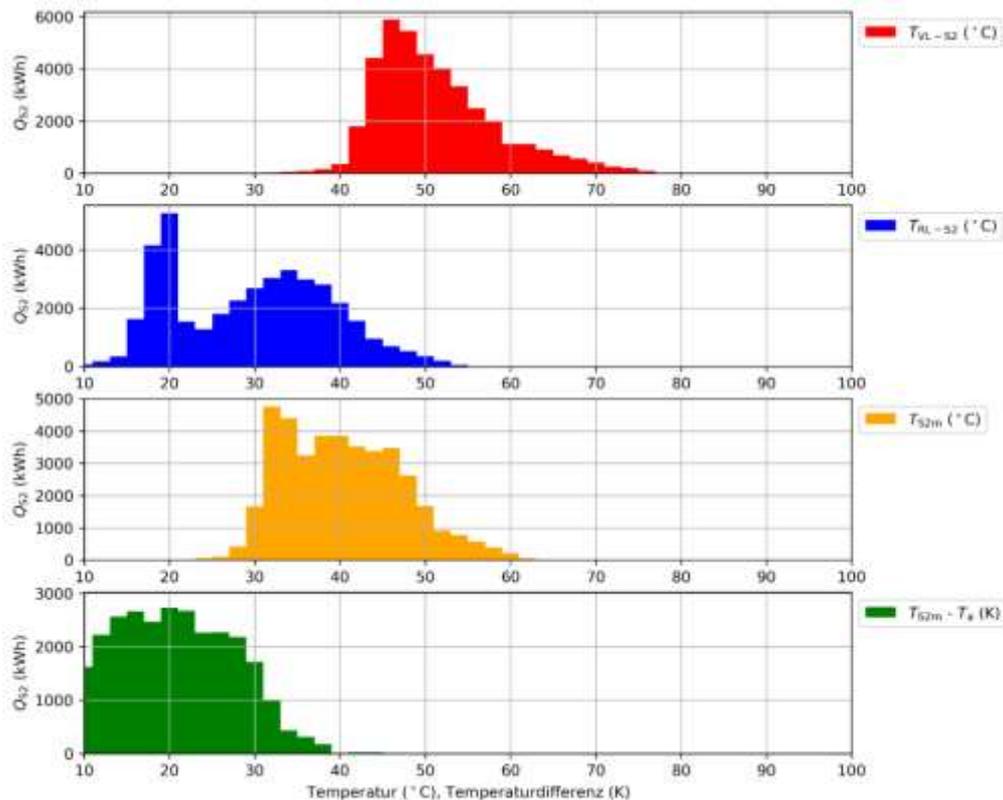


Abbildung 84: Energiemengen des Solarkreis 2 je Vorlauf-, Rücklauf-, Mittelwert Vor-/Rücklauf-temperatur und Temperaturdifferenz zwischen Mittelwert Vor-/Rücklauf-temperatur und Außentemperatur (Zeitraum: 01.09.2017 bis 01.09.2018)

Den Betrieb der Wärmepumpe im Heizbetrieb zeigt Abbildung 85 exemplarisch für den 17.02.2018. In Abbildung 86 sind des Weiteren die Leistung auf der Nutzerseite der Wärmepumpe und die Leistung der Raumheizung dargestellt. Um einen Einfluss der Solaranlage auf die Messwerte auszuschließen, wurde ein Tag mit sehr geringer Einstrahlung gewählt. Am Verlauf der dargestellten Leistungen ist zu erkennen, dass die Wärmepumpe insgesamt sechs Mal außer Betrieb ist, während die Raumheizung dem Pufferspeicher durchgehend Wärme entnimmt. Dies liegt daran, dass die Wärmepumpe mit einer konstanten Heizleistung von 25 kW betrieben wird. Die Pufferspeichertemperatur (mittlere Höhe) schwankt dadurch zwischen 28 °C und 41 °C. Die Wärmeentnahme aus dem Pufferspeicher für die Raumheizung erfolgt bei einer durchschnittlichen Leistung von 15 kW (über 24 Stunden gerechnet). Wie bereits oben erwähnt, ist der Durchfluss im Kreis der Wärmepumpe etwa doppelt so hoch, wie notwendig, was daran zu erkennen ist, dass die Spreizung zwischen Vor- und Rücklauf des Kreises der Wärmepumpe nur 3 K anstatt eines üblichen Wertes um 7 K beträgt. Dies ist ein wesentlicher Grund für das rasche Zusammenbrechen der Schichtung im Pufferspeicher. Eine Reduktion des Durchflusses würde sich nicht nur positiv auf die Schichtung im Pufferspeicher auswirken, sondern auch zu reduziertem Pumpenstromverbrauch führen.

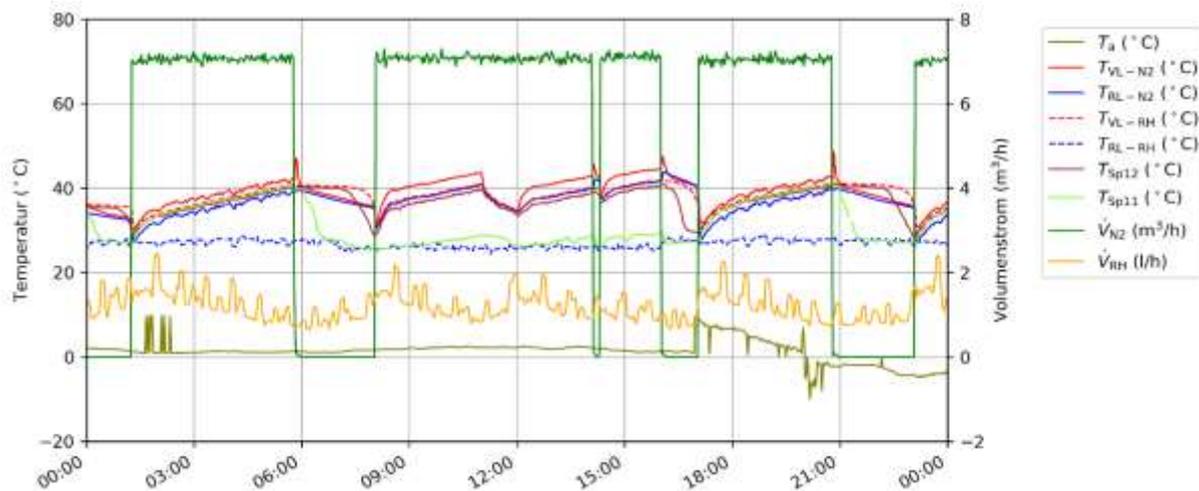


Abbildung 85: Vor- und Rücklaufemperatur auf der Nutzerseite der Wärmepumpe und der Raumheizung, Durchfluss der Nutzerseite der Wärmepumpe und der Raumheizung (17.02.2018)

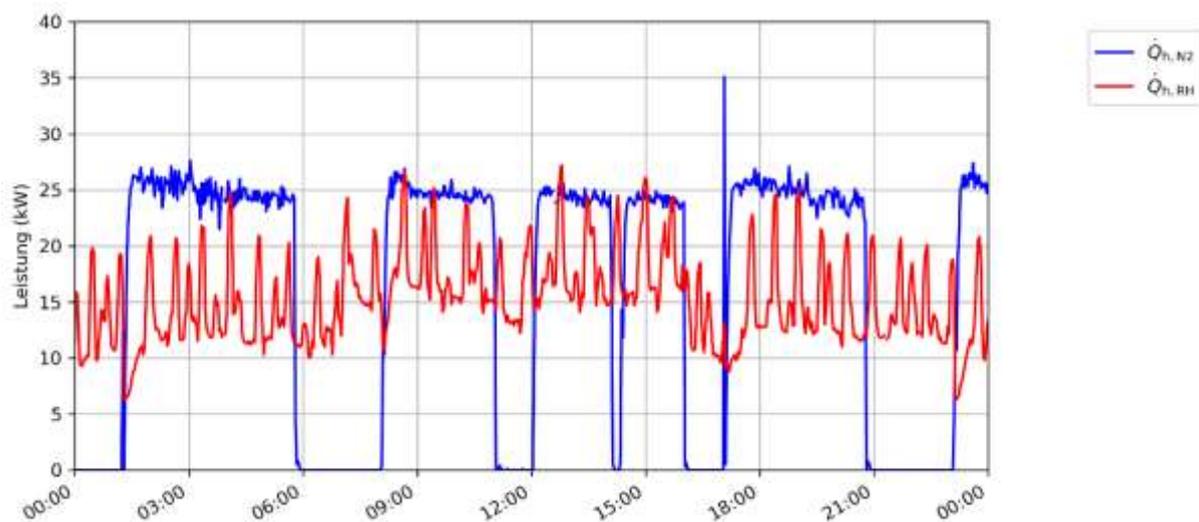


Abbildung 86: Leistung auf der Nutzerseite der Wärmepumpe und Leistung der Raumheizung (17.02.2018)

Den Betrieb der Wärmepumpe im Kühlbetrieb und den Kühlbetrieb selbst zeigt Abbildung 87 exemplarisch für den 17.08.2018. Des Weiteren zeigt Abbildung 88 die Kühlleistungen der Wärmepumpe und des Kühlkreises. Es ist ersichtlich, dass die Gebäudekühlung zwischen 11:00 und 22:00 Uhr durchgehend in Betrieb ist, während die Wärmepumpe mehrere Male aus- und einschaltet.

Die Vor- und Rücklauftemperaturen auf der Nutzerseite der Wärmepumpe weisen einen bemerkenswerten Verlauf auf und beeinflussen merklich die Temperatur im Kältespeicher und damit die Kühlleistung im Kühlkreis. Die Vorlauftemperatur steigt kurz vor 0:00 Uhr (im Diagramm nicht dargestellt) ohne Betrieb der Umwälzpumpe innerhalb einer halben Stunde von 20 °C (Umgebungstemperatur im Technikraum) auf etwa 50 °C an, die Rücklauftemperatur folgt diesem Verlauf, liegt jedoch wenige K darunter. Bis 8:30 Uhr erfolgt eine Abkühlung auf etwa 30 °C. Mit ansteigender Temperatur im Heizungspufferspeicher aufgrund solarer Einspeisung steigt auch die Vorlauftemperatur auf der Nutzerseite der Wärmepumpe in wenigen Minuten auf annähernd 40 °C an. Mit Beginn des Kühlbetriebs der Wärmepumpe gegen Mittag sinkt die Vorlauftemperatur auf knapp unter 20 °C und bleibt bis zum Ende des Kühlbetriebs in diesem Bereich. Nach dem Ende des Kühlbetriebs kurz vor Mitternacht steigt die Vorlauftemperatur ähnlich zum Vortag rasant auf etwa 60 °C an, die Rücklauftemperatur folgt diesem Verlauf wieder einige Kelvin darunter.

Diese Beobachtungen lassen auf ungewünschte thermisch induzierte Strömungen vom Pufferspeicher in Richtung der Wärmepumpe schließen. Zur Unterbindung dieser Strömungen sollten Thermosyphone zum Einsatz kommen. Der Anlagenbetreiber ist über diese Optimierungsmöglichkeit informiert, da die erzielbare Energieersparnis jedoch begrenzt ist, wird der Umbau voraussichtlich nicht umgesetzt.

Eine erste signifikante Auswirkung dieses Verhaltens lässt sich ab 11:20 Uhr beobachten. Die Umwälzpumpe der Wärmepumpe geht in Betrieb, während der Verdichter noch bis 12:00 Uhr außer Betrieb bleibt. Aufgrund des dadurch erfolgenden Wärmeeintrags aus dem Rohrleitungssystem steigt die Temperatur im Kältespeicher auf etwa 25 °C an. Dies führt zu einem Einbruch der Leistung der Raumkühlung auf beinahe Null. Dieser Effekt wiederholt sich in abgeschwächtem Maße bei jedem Einschaltvorgang der Wärmepumpe. Weitere Untersuchungen haben gezeigt, dass die Heizung im Sommer regelmäßig in Betrieb war (in den Diagrammen nicht dargestellt). Die Heizung geht im Sommer immer dann in Betrieb, wenn die Außentemperatur 15 °C unterschreitet, was meist in den frühen Morgenstunden der Fall ist. Da die eingesetzte Wärme fast ausschließlich durch die Solaranlage aufgebracht wird, kommt es zu keinen nicht-erneuerbaren Wärmeverbräuchen oder Wärmegestehungskosten. Setzt man jedoch voraus, dass die eingebrachte Wärme in der Praxis nicht durch Fensterlüftung abgeführt wird und die höhere Temperatur in der Früh nicht in Kauf genommen wird, müsste die Kühlung im Juli 2018 aufgrund des zusätzlichen Wärmeeintrags etwa 600 kWh (etwa 1/3 des gesamten Kühlbedarfs) abführen, was einen zusätzlichen Stromverbrauch von etwa 200 kWh für die Wärmepumpe bedeuten würde.

Die Außentemperatur lag am 17.08.2018 zwar laut Wetterstatistik über 30 °C, die in Abbildung 87 dargestellten Außentemperatur-Messwerte sind jedoch mit teilweise über 40 °C unrealistisch hoch. Dies weist auf einen unzureichenden Strahlungsschutz des Fühlers hin und sollte überprüft werden.

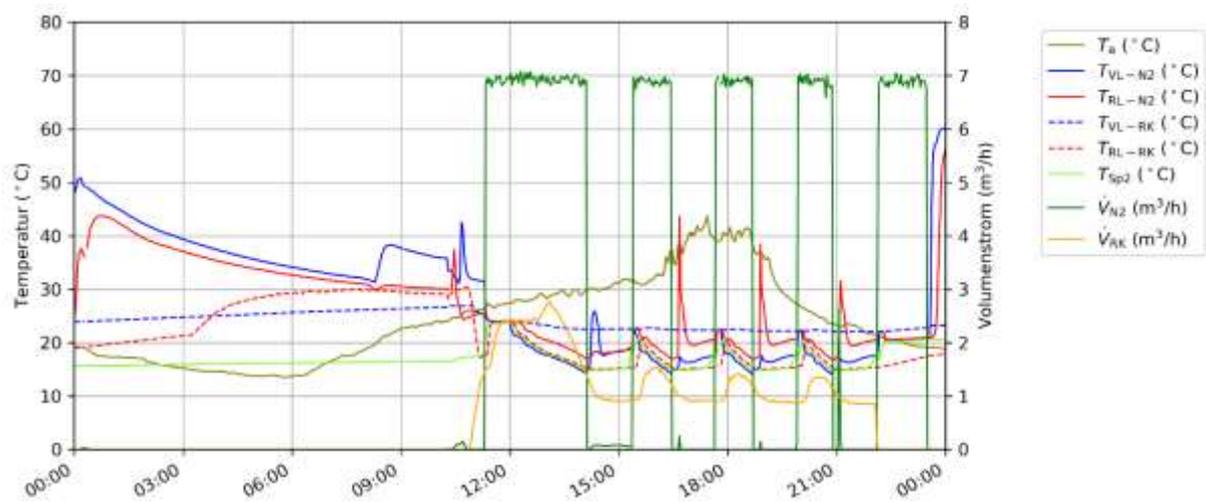


Abbildung 87: Außentemperatur, Vor- und Rücklauf­temperatur auf der Nutzerseite der Wärmepumpe und der Raumkühlung, Durchfluss der Nutzerseite der Wärmepumpe und der Raumkühlung (17.08.2018)

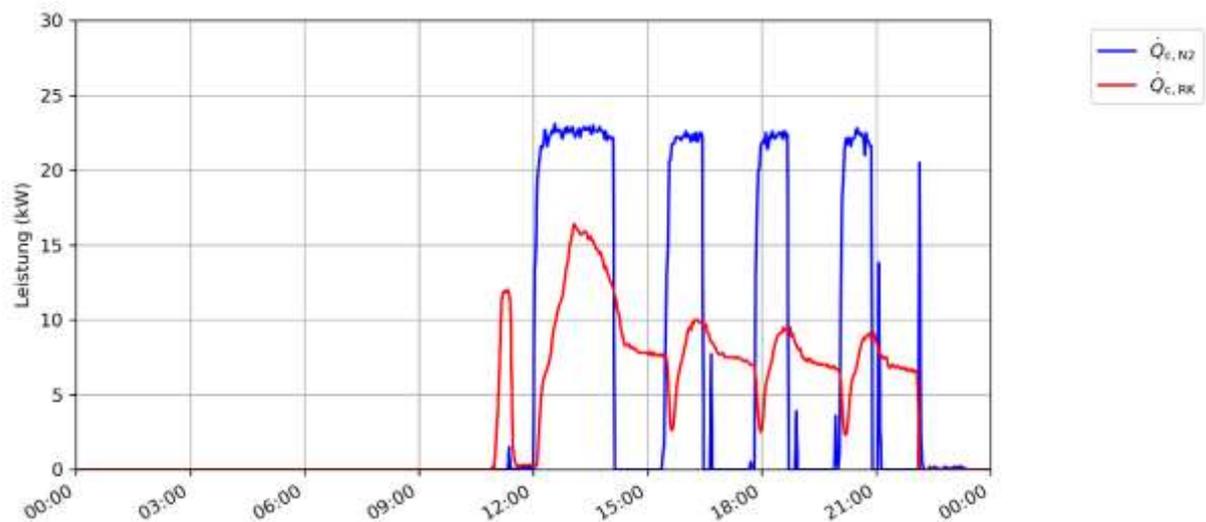


Abbildung 88: Leistung auf der Nutzerseite der Wärmepumpe und Leistung der Raumkühlung (17.08.2018)

Abbildung 89 zeigt die Aufteilung der Energiebereitstellung durch die einzelnen Erzeuger (S1, S2 und WP2) sowie den gesamten Energieverbrauch als Tagesmittelwerte, einerseits im Zeitverlauf (oben) und andererseits als Dauerlinie nach dem Energieverbrauch absteigend sortiert (unten). Es ist ersichtlich, dass die Solarwärme im Winter fast vollständig in den Pufferspeicher eingespeist werden kann, während es in der warmen Jahreszeit aufgrund des geringen Wärmebedarfs zu deutlichen solaren Wärmeüberschüssen kommt. Ein Großteil der Solarwärme wird in der warmen Jahreszeit in das „Heizfeld“ eingespeist.

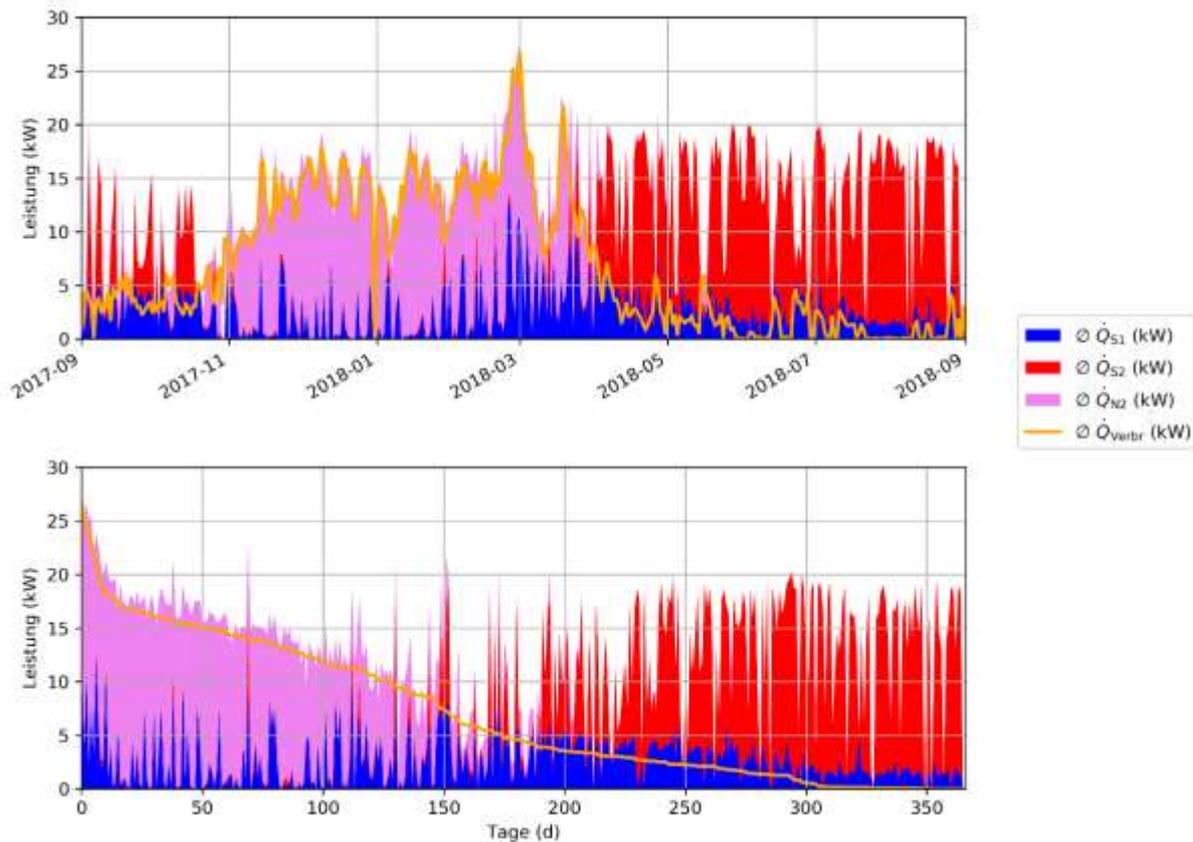


Abbildung 89: Mittlere Bereitstellung der Wärmeerzeuger und mittlere Last der Verbraucher und nach der Last absteigend sortierte Dauerlinie im Monitoringzeitraum

Abbildung 90 zeigt die Anzahl der Starts der Wärmepumpe pro Tag und die durchschnittliche Laufzeit je Start im Monitoringzeitraum. Die roten Punkte beziehen sich auf den Heizbetrieb, die blauen Punkte auf den Kühlbetrieb. Im Heizbetrieb liegt die Anzahl der Starts je Tag zwischen eins und zehn und die durchschnittliche Laufzeit meist zwischen etwa 25 und 200 Minuten. Über die gesamte Heizperiode beträgt die durchschnittliche Laufzeit je Einschaltzyklus etwa 100 Minuten. Im Kühlbetrieb liegt die durchschnittliche Laufzeit zwischen etwa 20 und 100 Minuten. Über die gesamte Kühlperiode beträgt die durchschnittliche Laufzeit je Einschaltzyklus etwa 50 Minuten. Die Laufzeiten sind im Kühlbetrieb kürzer als im Heizbetrieb, da der Kältespeicher mit $1,5 \text{ m}^3$ merklich kleiner ist als der Pufferspeicher mit 4 m^3 .

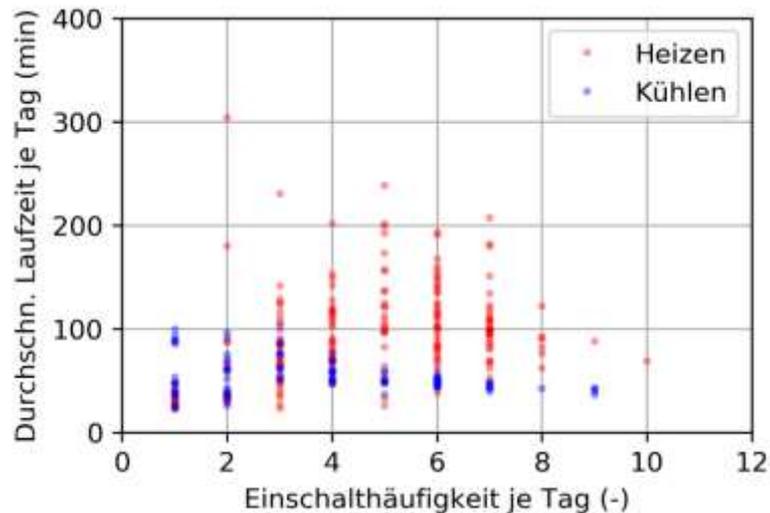


Abbildung 90: Einschalthäufigkeit je Tag und durchschnittliche Laufzeit je Start für den Heiz- und Kühlbetrieb der Wärmepumpe im Monitoringzeitraum. Hinweis: Wo sich die teiltransparenten Punkte häufen, erscheinen sie dunkler.

Für den Heizfall wurde der Monat Jänner 2018 anhand der Abbildung 91 genauer betrachtet. In dieser sogenannten „Heatmap“ sind die relative Laufzeit und die Schaltheufigkeit der Wärmepumpe für jeden Tag des Monats im 15-Minuten-Raster dargestellt. Da im Jänner zeitweise Auslegungsbedingungen herrschen, sollte die Wärmepumpe bei optimaler Auslegung in diesen Zeiten annähernd durchgehend laufen, was laut Abbildung 91 auch großteils der Fall ist. Tatsächlich liegen drei bis neun Einschaltzyklen vor. Die durchschnittliche Laufzeit je Einschaltzyklus beträgt etwa 100 Minuten. Die im Heizfall beobachteten Schaltheufigkeiten und Laufzeiten sind für die Lebensdauer der Komponenten und die Effizienz der Wärmepumpe als förderlich anzusehen.

Die Laufzeiten und Einschaltzyklen der Wärmepumpe (Kühlbetrieb) im August 2018 sind in Abbildung 92 dargestellt. Im Gegensatz zum Heizbetrieb im Jänner kommt es beim Kühlbetrieb im August nicht zu längeren Zeiten durchgehenden Betriebs. Es liegen drei bis neun Einschaltzyklen vor. Die durchschnittliche Laufzeit je Einschaltzyklus liegt im Kühlfall mit etwa 50 Minuten bei der Hälfte der durchschnittlichen Laufzeit im Heizfall. Die Laufzeiten und Einschaltzyklen der Wärmepumpe im Kühlbetrieb sind dennoch nicht als kritisch zu betrachten, bei der Dimensionierung von Kältespeicher und Kühlleistung der Wärmepumpe besteht kein Optimierungspotenzial.

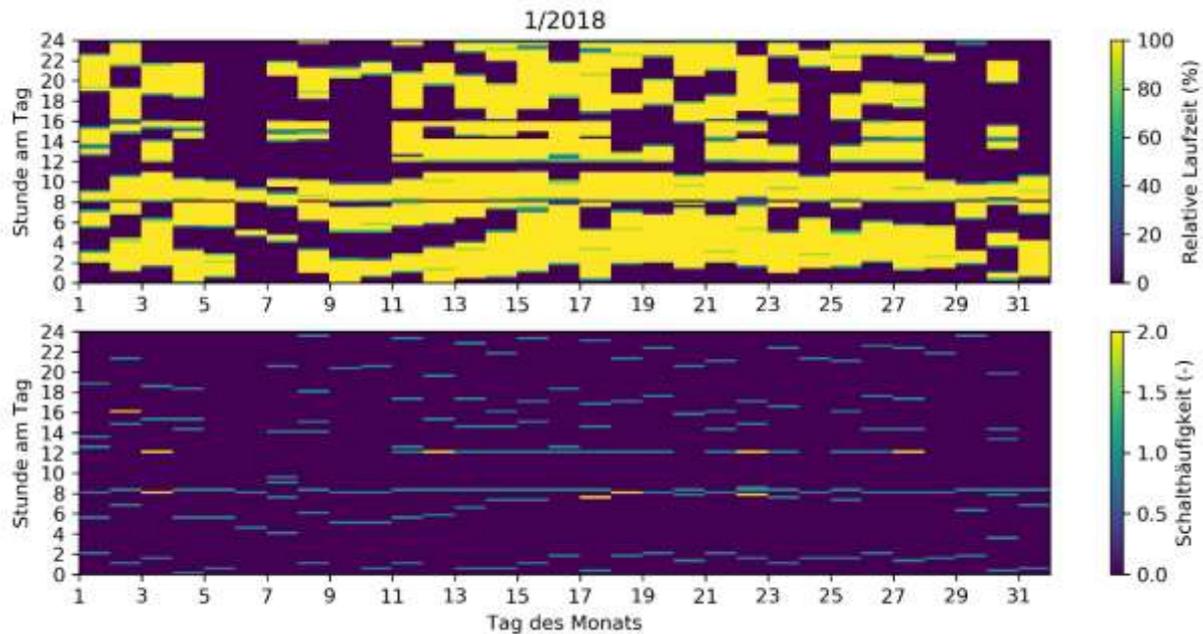


Abbildung 91: „Heatmap“ – Laufzeiten und Einschaltzyklen der Wärmepumpe im Heizbetrieb (Jänner 2018)

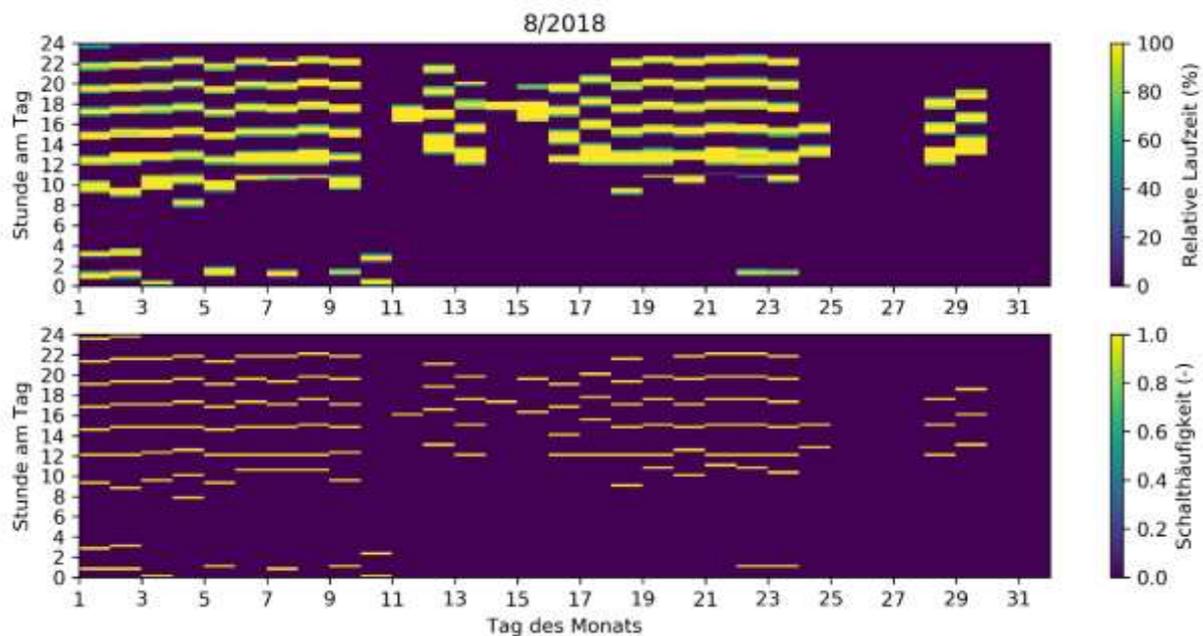


Abbildung 92: „Heatmap“ – Laufzeiten und Einschaltzyklen der Wärmepumpe im Kühlbetrieb (August 2018)

Für die im Monitoringzeitraum in Betrieb gewesene Wärmepumpe wurde für alle Betriebszustände der thermodynamische Gütegrad f_0 berechnet und in Abbildung 93 sowie Abbildung 94 graphisch dargestellt. Der thermodynamische Gütegrad f_0 gibt an, wie nahe die gemessene Leistungszahl des realen Kreisprozesses an die maximal mögliche Leistungszahl eines idealen Kreisprozesses, der unter den gleichen Randbedingungen abläuft, herankommt.

Die Leistungszahl COP für Heizbetrieb und für Kühlbetrieb (engl. Coefficient of Performance) des realen Kreisprozesses ist bei dieser Wärmepumpe das Verhältnis der thermischen Leistung \dot{Q}_{WP} auf der Nutzerseite zur elektrischen Leistungsaufnahme P_{WP} (Absolutbeträge wg. etwaig negativer Zählrichtungen):

$$\text{COP} = \left| \frac{\dot{Q}_{\text{WP}}}{P_{\text{WP}}} \right|$$

$$\text{COP}_k = \left| \frac{\dot{Q}_{\text{WP,k}}}{P_{\text{WP}}} \right|$$

Als idealer Vergleichsprozess dient der Carnot-Prozess, dessen Leistungszahlen $\text{COP}_{\text{carnot,h}}$ und $\text{COP}_{\text{carnot,k}}$ für Heiz- und Kühlbetrieb unterschiedlich definiert sind und nur von Verdampfungs- und Kondensationstemperatur (T_0 und T_c) bzw. dem Temperaturhub (ΔT) abhängen:

$$\text{COP}_{\text{carnot,h}} = \frac{T_c}{T_c - T_0} = \frac{T_c}{\Delta T}$$

$$\text{COP}_{\text{carnot,k}} = \frac{T_0}{T_c - T_0} = \frac{T_0}{\Delta T} = \text{COP}_{\text{carnot,h}} - 1$$

Um die idealen Leistungszahlen $\text{COP}_{\text{carnot,h}}$ und $\text{COP}_{\text{carnot,k}}$ ermitteln zu können, werden Verdampfungs- und Kondensationstemperatur der Wärmepumpe (T_0 und T_c) aus verfügbaren Messwerten wie folgt abgeschätzt:

$$\text{WP Heizen: } T_c \approx T_{\text{VL-N2}} \text{ und } T_0 \approx T_{\text{RL-Q}} - 3$$

$$\text{WP Kühlen: } T_c \approx T_{\text{RL-Q}} + 2 \text{ und } T_0 \approx T_{\text{VL-N2}} - 2$$

Die Unterschiede bei der Berechnung von T_c und T_0 für den Heiz- und den Kühlbetrieb ergeben sich durch den gewählten Ansatz, dem Umschalten von Heizbetrieb auf Kühlbetrieb Rechnung zu tragen. Da die Wärmepumpe für den Heizbetrieb optimiert ist, sind Kondensator und Verdampfer entsprechend ausgelegt. Durch das Umschalten auf Kühlbetrieb wird der kleiner dimensionierte Verdampfer zum Kondensator (Wärmeabgabe zum Erdreich) und der größer dimensionierte Kondensator zum Verdampfer (Wärmeaufnahme aus dem Kältespeicherkreis). Beim für den Kühlbetrieb zu klein dimensionierten „Kondensator“ wird daher von einer größeren Grädigkeit (Annahme: +2 K anstatt +0 K), beim für den Kühlbetrieb überdimensionierten „Verdampfer“ hingegen von einer geringeren Grädigkeit (Annahme -2 K anstatt -3 K) ausgegangen. Da jedoch vom Kältekreis keine Messdaten verfügbar sind, kann es sich hierbei nur um eine grobe Annäherung handeln.

Der thermodynamische Gütegrad f_0 ergibt sich für den Heiz- und für den Kühlbetrieb jeweils aus dem Verhältnis von realer Leistungszahl zu idealer Leistungszahl des Vergleichsprozesses (im jeweiligen Betriebsmodus):

$$f_0 = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{carnot}}}$$

Die Auswertung erfolgt über den gesamten Monitoringzeitraum aufgeteilt nach Heiz- und Kühlbetrieb. Abbildung 93 und Abbildung 94 zeigen als 2D-Histogramm (Farbskala), wie oft ein bestimmter Gütegrad f_0 bei einem bestimmten Temperaturhub ΔT zwischen Verdampfungs- und Kondensationstemperatur aufgetreten ist. Weiße Bereiche im 2D-Histogramm bedeuten, dass bei diesem bestimmten Temperaturhub dieser bestimmte Gütegrad kein einziges Mal festgestellt worden ist. Im darüber liegenden Histogramm ist die Häufigkeitsverteilung des Temperaturhubs ΔT dargestellt (rot). Das Histogramm auf der rechten Seite zeigt die Häufigkeitsverteilung des Gütegrads (hellbraun).

Die Wärmepumpe hat im Heizbetrieb vorwiegend mit einem Gütegrad f_0 zwischen 0,3 und 0,4 bei einem Temperaturhub ΔT zwischen 30 K und 40 K gearbeitet (Abbildung 93).

Im Kühlbetrieb hat die Wärmepumpe vorwiegend mit einem Gütegrad f_0 um 0,1 bei einem Temperaturhub ΔT zwischen 4 K und 12 K gearbeitet (Abbildung 94).

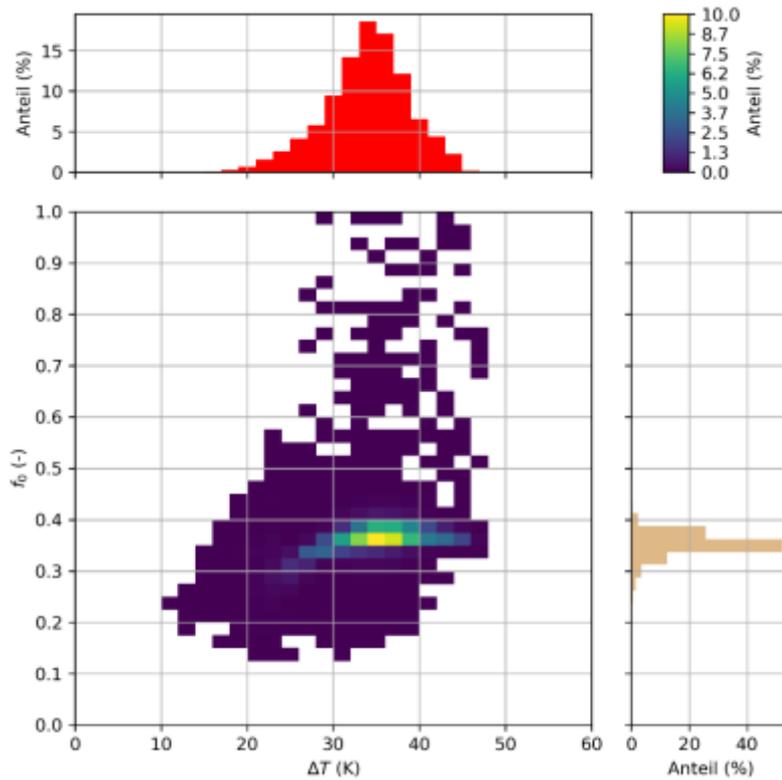


Abbildung 93: Wärmepumpe im Heizbetrieb: 2D-Histogramm des thermodynamischen Gütegrads f_0 samt Histogrammen des Temperaturhubs ΔT (rot) und des thermodynamischen Gütegrads (hellbraun) (September 2017 bis August 2018)

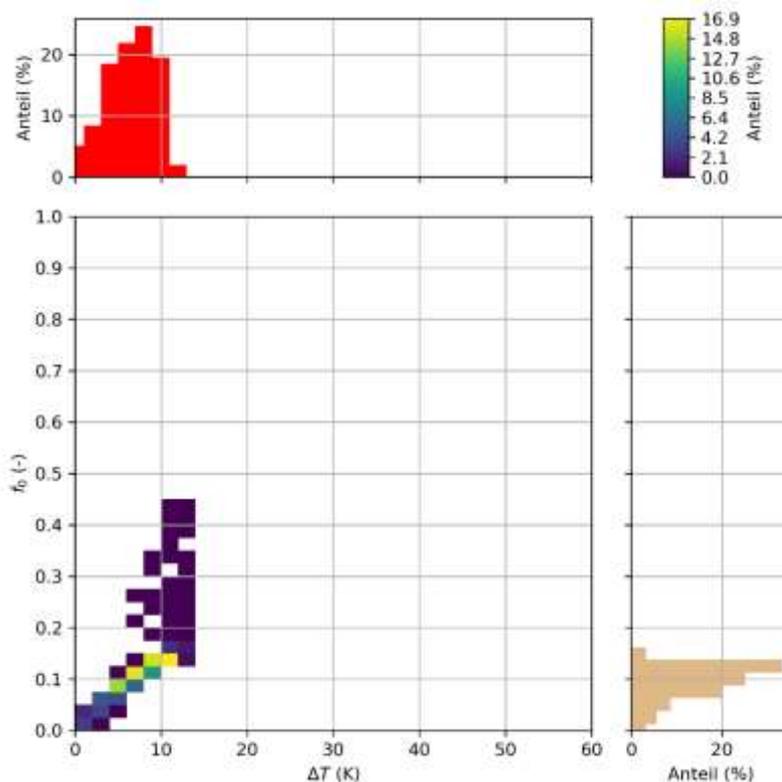


Abbildung 94: Wärmepumpe im Kühlbetrieb: 2D-Histogramm des thermodynamischen Gütegrads f_0 samt Histogrammen des Temperaturhubs ΔT (rot) und des thermodynamischen Gütegrads (hellbraun) (September 2017 bis August 2018)

Die Betrachtung der Wärmeverbraucher wurde anhand Abbildung 95 bis Abbildung 98 durchgeführt. Abbildung 95 und Abbildung 96 zeigen die Versorgung des Raumheizungsverteilers exemplarisch für den 07.02.2018. Die Rücklauftemperatur zum Pufferspeicher liegt zwischen 24 und 29 °C. Wenn keine Beladung durch die Wärmepumpe erfolgt, nähert sich die Temperatur im unteren Pufferbereich dem Niveau der Rücklauftemperatur an. In den Beladungszeiten steigt die Temperaturdifferenz zwischen unterer Pufferspeichertemperatur und Heizungsrücklauftemperatur auf bis zu 18 K an. Im Mittel beträgt die Temperaturdifferenz zwischen der Rücklauftemperatur und der unteren Speichertemperatur 7 K. Auffällig ist die große Temperaturdifferenz zwischen dem Vorlauf und dem Rücklauf der Raumheizung, die bis zu 19 K beträgt. Die Vorlaufauftemperatur von bis zu 43 °C wird vor dem Eintritt in die Heiz-/Kühlflächen in jedem Kreis durch Beimischung aus dem Rücklauf reduziert (vgl. Hydraulik in Abbildung 66).

Der Verlauf der Messwerte der Außentemperatur in Abbildung 95 bzw. Abbildung 97 weist unerklärliche Ausreißer auf. Da die Einstrahlung an diesem Tag gering war, ist der oben erwähnte fehlende Einstrahlungsschutz als Ursache für diese Ausreißer auszuschließen. Eine Überprüfung der Position und der Einbausituation des Außentemperaturfühlers wurde dem Anlagenbetreiber empfohlen.

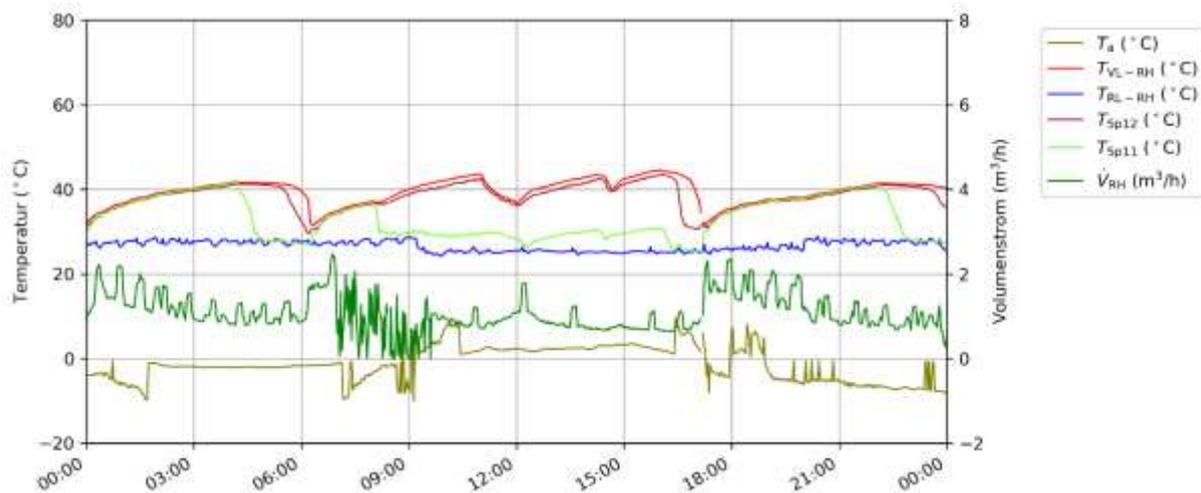


Abbildung 95: Außentemperatur, Vor- und Rücklauftemperaturen, Durchfluss der Raumheizung, sowie Speichertemperaturen und Globalstrahlung (07.02.2018)

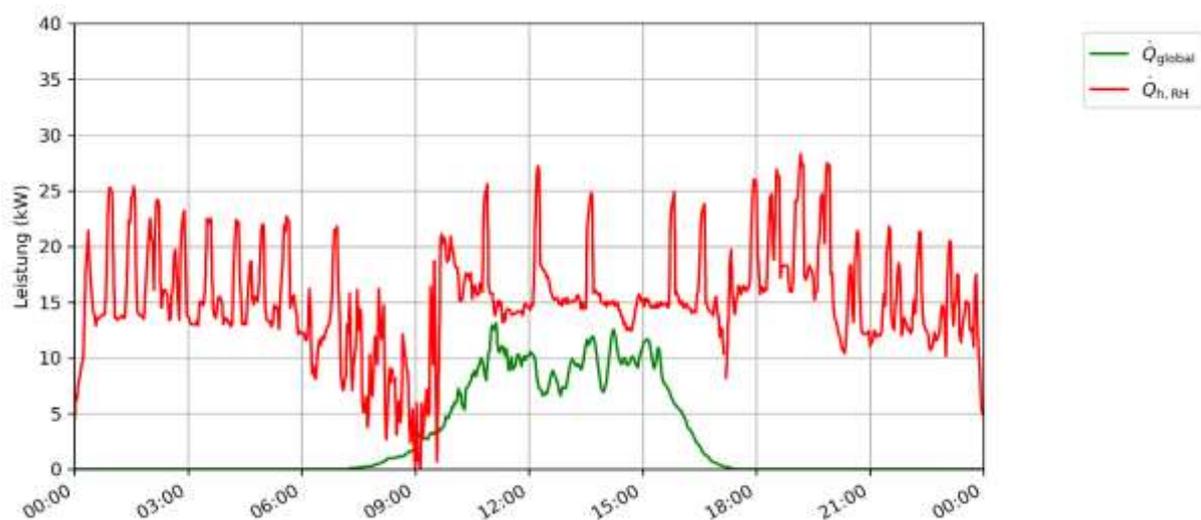


Abbildung 96: Leistung der Raumheizung und Globalstrahlungsleistung (07.02.2018)

Abbildung 97 und Abbildung 98 zeigen die Versorgung der Warmwasserbereitung (Frischwassermodul) exemplarisch für den 07.02.2018. Es kommt hauptsächlich am Nachmittag zu wenige Minuten langen Warmwasserzapfungen. Die Temperaturwerte im Vor- und Rücklauf zum bzw. vom Frischwassermodul weisen zwischen 7:00 und 18:30 Uhr, auch außerhalb der Zapfzeiten, merkliche Fluktuationen auf. Die Vorlauftemperatur weist dabei Werte zwischen 36 °C und 44 °C, die Rücklauftemperatur Werte zwischen 25 °C und 36 °C auf. Der Beginn und das Ende dieser Periode lassen sich mit keinen in den Messdaten erfassten Ereignissen in Verbindung bringen. Vermutlich unterbinden in der Nacht geschlossene Ventile thermisch induzierte Einrohrströmungen, die tagsüber durch messtechnisch nicht erfasste Änderungen bei Ventilstellungen erlaubt werden.

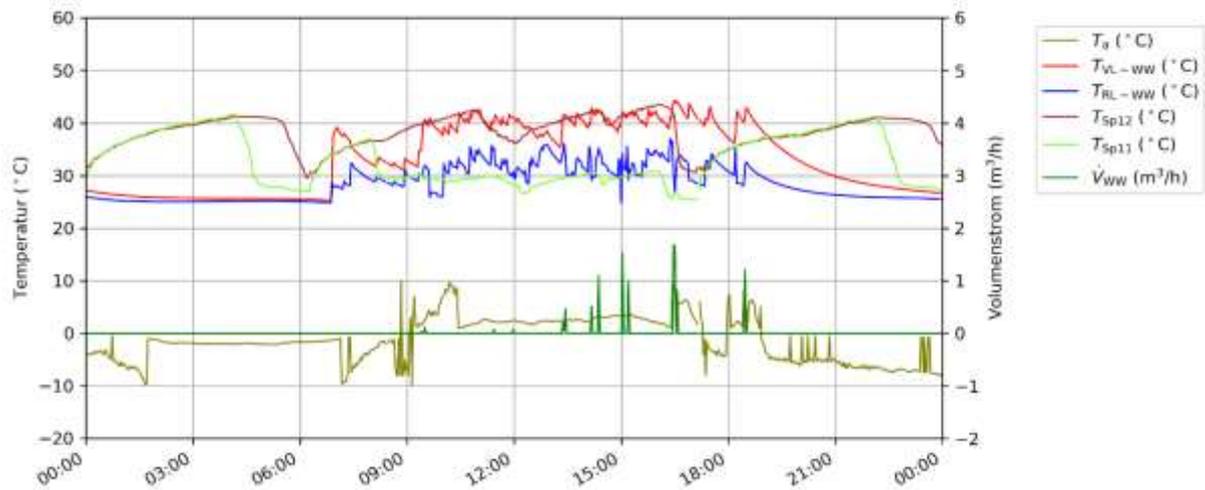


Abbildung 97: Außentemperatur, Vor- und Rücklauftemperaturen und Durchfluss der Warmwasserbereitung, sowie Speichertemperaturen und Globalstrahlung (07.02.2018)

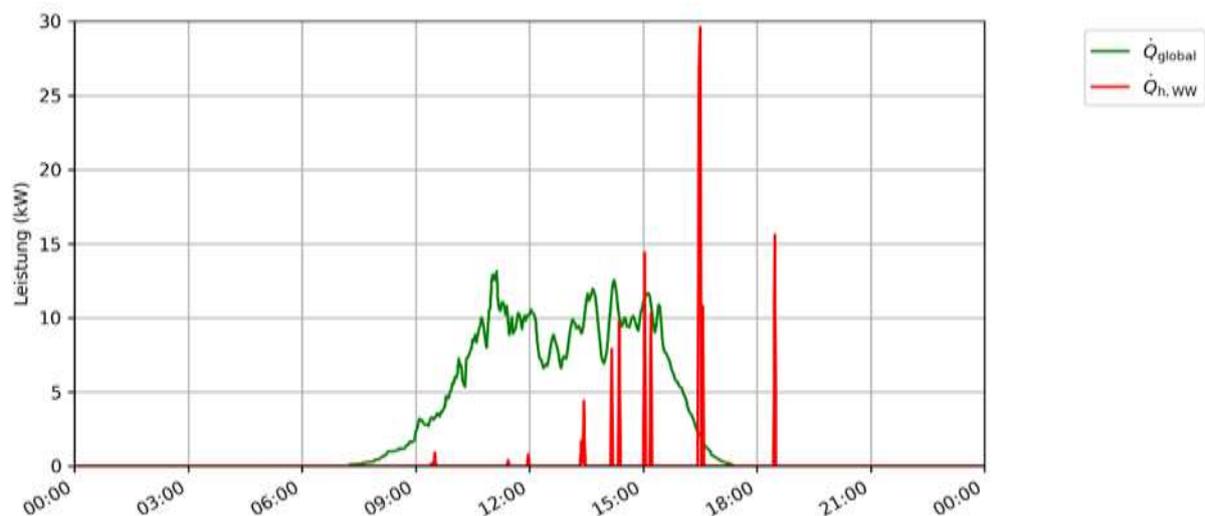


Abbildung 98: Leistung der Warmwasserbereitung und Globalstrahlungsleistung (07.02.2018)

7.4.6 Anlagen Status Quo

Die Solaranlage ist in Betrieb, das Monitoring wurde mit 31.08.2018 abgeschlossen. Der gemessene solarthermische Jahresertrag beträgt 670 kWh/(m²*a) und kann als hoch angesehen werden.

Da die Datenlage hinsichtlich der Anlagensimulation wenig umfangreich war, gibt es merkliche Abweichungen zwischen den bei der Einreichung angegebenen Prognosewerten

und den tatsächlich gemessenen Werten. So war der prognostizierte Nutzwärmebedarf etwa doppelt so groß, wie der gemessene.

Aus den Solarertrags- und Wärmeverbrauchswerten ergibt sich ein solarer Deckungsgrad von 61 % bzw. 35 % (letzter Wert ohne Berücksichtigung der ins Erdreich eingespeisten Solarwärme). Der Prognosewert liegt mit 41 % dazwischen.

Anhand des Monitorings konnte die effiziente Funktionsweise des eingesetzten speziellen Betriebssystems, bei dem ausschließlich Wasser ohne Frostschutzmittel als Wärmeträger zum Einsatz kommt, nachgewiesen werden. Der für die Frostfreihaltung aufgewendete Wärmeverbrauch beträgt lediglich 3 % des Gesamtwärmeverbrauchs. Unter Verwendung von im Erdreich gespeicherter Solarwärme könnte dieser Wert weiter verringert werden, die erzielbaren Einsparungen würden den regeltechnischen Aufwand jedoch nicht rechtfertigen.

Dass ein Großteil des Solarertrags ins Erdreich und nicht in den Pufferspeicher eingespeist wird, liegt u.a. daran, dass die „Umleitung“ der Solarwärme in das „Heizfeld“ bereits bei einer Pufferspeichertemperatur in mittlerer Speicherhöhe von etwa 65 bis 70 °C erfolgt. Durch das niedrige Temperaturniveau werden höhere Systemwirkungsgrade erzielt sowie Leitungs- und Speicherverluste reduziert. Eine Anhebung des oberen Grenzwertes bei der Speichertemperatur könnte den Stromverbrauch der Wärmepumpe reduzieren, da ein größerer Anteil der benötigten Raumwärme direkt aus dem Puffer gedeckt wäre.

Optimierungspotenzial gibt es bei dieser Anlage bzgl. der Außentemperaturmessung, thermisch induzierter Strömungen, bei den Durchflüssen im Solar- und Nachheizungskreis, bei der Einspeisung ins Erdreich bei sehr geringer Einstrahlungsleistung sowie bei der Heizungsregelung im Sommer.

Die Messwerte der Außentemperatur weisen im Winter an mehreren Tagen Ausreißer und im Sommer zeitweise unrealistisch hohe Temperaturen auf. Dem Anlagenbetreiber wurden eine Überprüfung des Einbauorts und der Einbausituation empfohlen.

Durch thermisch induzierte Strömungen vom Puffer in die Leitungen kommt es in den Kreisen zu Temperaturschwankungen und Temperaturanstiegen. Als Optimierungsmaßnahme wurden Thermosyphone empfohlen.

Da der Durchfluss im Solarkreis konstant ist, kommt es bei geringer Einstrahlung und/oder hohen Pufferspeichertemperaturen zu einem fluktuierenden Betrieb der Solaranlage. Als mögliche Abhilfe wurde eine einstrahlungsabhängige Anpassung des Durchflusses im Solarkreis genannt.

Der Durchfluss im von der Wärmepumpe versorgten Nachheizungskreis ist doppelt so groß, wie nötig, was sich ungünstig auf die Schichtung im Pufferspeicher auswirkt und zu höheren Pumpenstromkosten führt. Eine Reduktion des Durchflusses auf etwa die Hälfte wäre anzudenken.

Solarwärme wird nur dann ins Erdreich gespeist, wenn der Pufferspeicher bereits durchgeladen ist. An Tagen mit sehr geringer Einstrahlung, an denen keine Pufferbeladung möglich ist, wird vorhandene Solarwärme nicht ins Erdreich eingespeist. Das Potenzial einer entsprechenden Anpassung der Regelung wird als eher gering erachtet.

Eine weitere Verbesserungsmöglichkeit besteht bei der Einstellung der Heizungsregelung im Sommer, da in dieser Jahreszeit die Raumheizung unnötigerweise regelmäßig in Betrieb ist. Als Optimierungsmaßnahme wurde für die warme Jahreszeit eine Blockierung der Heizung empfohlen.

Der Anlagenbetreiber ist über die genannten Optimierungsmöglichkeiten informiert und behält sich offen, ob bzw. welche Maßnahmen er umsetzen wird.

7.5 HABAU Hoch- und TiefbaugmbH, OÖ

7.5.1 Allgemeine Anlagenbeschreibung

<u>Projektname:</u>	HABAU Hoch- und TiefbaugmbH
<u>Adresse:</u>	4320 Perg
<u>Art der Anwendung:</u>	Hohe solare Deckungsgrade
<u>Wärmeverbraucher:</u>	Beheizung von Produktionshallen und Prozesswärme bei der Produktion von Stahlbetonfertigteilen
<u>Bruttokollektorfläche:</u>	1.411 m ² Flachkollektoren (Gasokol - gigaSol OR)
<u>Ausrichtung:</u>	180° Süden
<u>Neigung:</u>	55°
<u>Energiespeichervolumen:</u>	80 m ³ Pufferspeicher, 2.560 m ³ Betonteilaktivierung der Bodenplatte
<u>Nachheizungssystem:</u>	Gaskessel (Bestand, 300 kW)
<u>Solarer Deckungsgrad:</u>	94,3 % (Messung)
<u>Spezifischer Solarertrag:</u>	434,6 kWh/(m ² a) (Messung, bezogen auf die Aperturfläche)
<u>Projektstatus:</u>	Monitoringphase beendet mit Juli 2016
<u>Zuständigkeit Begleitforschung:</u>	AEE INTEC

Die Firma HABAU Hoch- und TiefbaugmbH betreibt in Perg, Oberösterreich, eine Produktionsstätte für konstruktive Betonfertigteile mit einem jährlichen Produktionsvolumen von rund 35.000 m³ (Abbildung 99). Aufgrund notwendig gewordener Anpassungen an bestehende Produktionsbedingungen wurde 2013 die Neuerrichtung von insgesamt vier Produktionshallen beschlossen. Im Herbst 2014 konnte, nach umfangreichen Planungen und unter Einbeziehung ökonomischer Überlegungen, die erste von vier Produktionshallen, mit einer gesamten Fläche von 7.315 m², nach einem Monat Bauzeit die Produktion aufnehmen (Abbildung 100). Insgesamt wurden auf den Dächern der neuen Produktionshalle Flachkollektoren mit einer Bruttokollektorfläche von 1.411 m² installiert (Abbildung 101). Als Energiespeicher dienen beim Projekt „HABAU Hoch- und TiefbaugmbH“ ein Pufferspeicher mit einem Volumen von 80 m³ sowie die solar aktivierbare Fundamentplatte der Fertigungshalle mit einem Betonspeichervolumen von 2.560 m³ Beton (26°C/20°C) und einem Gesamtgewicht von rund 6.145 Tonnen bzw. einer Speicherkapazität von rund 10.000 kWh (Wasseräquivalent von rund 150 m³ - 30°C/90°C).

Die Wärmeabgabe erfolgt direkt über die solarthermisch aktivierten Bauteile wodurch einerseits eine gleichmäßige Temperierung der Hallenböden in den Fertigungshallen und andererseits ein Entfall des Wärmeabgabesystems erreicht werden konnte. In den Monaten April bis Oktober wird solare Wärme des Weiteren zur Unterstützung der Prozesswärme verwendet. Substituiert wird der Energieträger Gas.



Abbildung 99: Ansicht des Firmengeländes der Fa. HABAU (Bildquelle: HABAU)



Abbildung 100: Ansicht der Fertigungshalle mit den aufgeständerten Kollektoren (Bildquelle: www.kuster.co.at)



Abbildung 101: Aufständigung der Kollektorreihen am Dach der Fertigungshalle (Bildquelle: Linke Abbildung: www.gasokol.at, Rechte Abbildung: HABAU)

7.5.2 Hydraulik- und Messkonzept

Kernstück der Wärmeversorgung des Gebäudes ist die solarthermische Großflächenkollektoranlage, welche in drei Felder von jeweils rund 470 m² aufgeteilt ist und die gewonnene Wärme je nach Temperaturniveau auf drei unterschiedlichen Höhen in einen 80 m³ großen Pufferspeicher einspeist. Aus dem Pufferspeicher erfolgt die Versorgung des Wärmespeichers Beton (Fundamentplatte, 26°C/20°C). Zudem wird in den Sommermonaten die gewonnene Solarenergie zur Unterstützung der Prozesswärme für die Trocknung der Hohldielen (50°C/40°C) und zur Vorwärmung des Trägeröls der Kipptische (90°C/70°C) herangezogen. In den Wintermonaten wird des Weiteren die angrenzende Zimmerei (70°C/55°C) mit Wärme für Raumheizung versorgt. Als Back-Up-System wurde eine Anbindung an das Gesamtwärmeverteilsystem der Bestandszentralheizungsanlage (Gaskessel) an den Pufferspeicher realisiert. Solare Überschüsse können des Weiteren vom Pufferspeicher über eine Energiezentrale zurück ins Verteilersystem verschoben werden.

Das gesamte Wärmeversorgungssystem zur Anlage „HABAU Hoch- und TiefbaugmbH“ ist als Blockschaltbild in Abbildung 102 dargestellt.

Sechs Wärmemengenzähler, 25 Temperatursensoren, ein Globalstrahlungssensor, ein Drucksensor im Solarprimärkreis und die Erfassung von Ventilstellungen zwischen Bestandszentralheizungsanlage und Pufferspeicher bilden in diesem Projekt die gesamte messtechnische Bestückung.

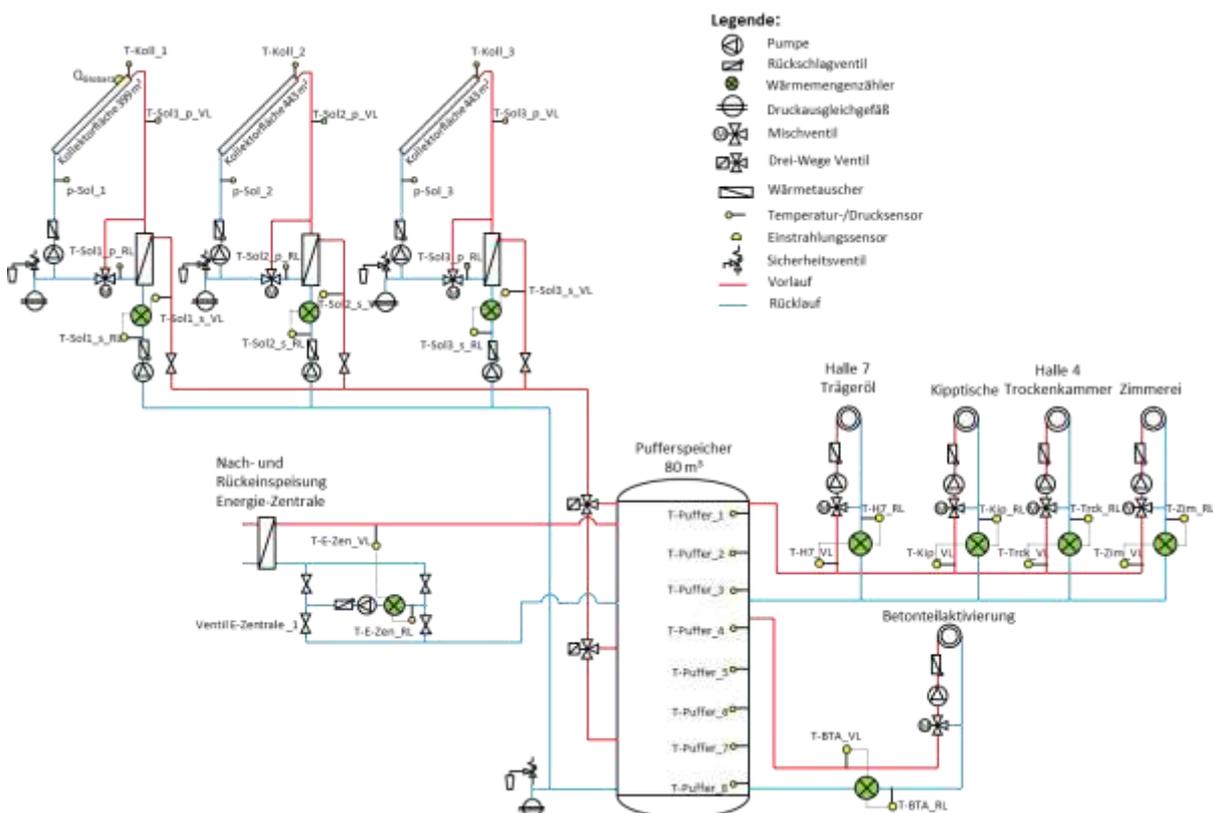


Abbildung 102: Hydraulik- und Messkonzept zum Projekt „HABAU Hoch- und TiefbaugmbH“ (grün: Volumenstromzähler; gelb: Temperatur-, Druck- und Einstrahlungssensoren sowie Stromzähler und Statusmeldungen)

Die Beschreibung der einzelnen Messpunkte ist nachfolgend zusammengefasst:

Solarkreis Kollektorfeld 1

- S_{Global} Globalstrahlungssensor in Kollektorebene
- T_{Koll_1} Kollektortemperatur – Kollektorfeld 1

P_{Sol1}	Drucksensor im Solar-Primärkreis – Kollektorfeld 1
$T_{Sol1_p_VL}$	Solarvorlauftemperatur primär – Kollektorfeld 1
$T_{Sol1_p_RL}$	Solarrücklauftemperatur primär – Kollektorfeld 1
P_{Sol1}	Wärmemengenzähler im Solar-Sekundärkreis – Kollektorfeld 1
$T_{Sol1_p_VL}$	Solarvorlauftemperatur sekundär – Kollektorfeld 1
$T_{Sol1_p_RL}$	Solarrücklauftemperatur sekundär – Kollektorfeld 1

Solarkreis Kollektorfeld 1

T_{Koll_2}	Kollektortemperatur – Kollektorfeld 2
P_{Sol2}	Drucksensor im Solar-Primärkreis – Kollektorfeld 2
$T_{Sol2_p_VL}$	Solarvorlauftemperatur primär – Kollektorfeld 2
$T_{Sol2_p_RL}$	Solarrücklauftemperatur primär – Kollektorfeld 2
P_{Sol2}	Wärmemengenzähler im Solar-Sekundärkreis – Kollektorfeld 2
$T_{Sol2_p_VL}$	Solarvorlauftemperatur sekundär – Kollektorfeld 2
$T_{Sol2_p_RL}$	Solarrücklauftemperatur sekundär – Kollektorfeld 2

Solarkreis Kollektorfeld 3

T_{Koll_3}	Kollektortemperatur – Kollektorfeld 3
P_{Sol3}	Drucksensor im Solar-Primärkreis – Kollektorfeld 3
$T_{Sol3_p_VL}$	Solarvorlauftemperatur primär – Kollektorfeld 3
$T_{Sol3_p_RL}$	Solarrücklauftemperatur primär – Kollektorfeld 3
P_{Sol3}	Wärmemengenzähler im Solar-Sekundärkreis – Kollektorfeld 3
$T_{Sol3_p_VL}$	Solarvorlauftemperatur sekundär – Kollektorfeld 3
$T_{Sol3_p_RL}$	Solarrücklauftemperatur sekundär – Kollektorfeld 3

Speicher

$T_{_Puffer_1}$	Temperatur in Pufferspeicher 1
$T_{_Puffer_2}$	Temperatur in Pufferspeicher 2
$T_{_Puffer_3}$	Temperatur in Pufferspeicher 3
$T_{_Puffer_4}$	Temperatur in Pufferspeicher 4
$T_{_Puffer_5}$	Temperatur in Pufferspeicher 5
$T_{_Puffer_6}$	Temperatur in Pufferspeicher 6
$T_{_Puffer_7}$	Temperatur in Pufferspeicher 7
$T_{_Puffer_8}$	Temperatur in Pufferspeicher 8

Nachheizung

Q_{NH}	Wärmemengenzähler Nachheizung
T_{NH-VL}	Vorlauftemperatur Nachheizung
T_{NH-RL}	Rücklauftemperatur Nachheizung

Prozesswärme

Q_{Kipp}	Wärmemengenzähler Kipptische
$T_{Kipp-VL}$	Vorlauftemperatur Kipptische
$T_{Kipp-RL}$	Rücklauftemperatur Kipptische
Q_{Trck}	Wärmemengenzähler Trockenkammer, Halle 4
$T_{Trck-VL}$	Vorlauftemperatur Trockenkammer, Halle 4
$T_{Trck-RL}$	Rücklauftemperatur Trockenkammer, Halle 4
Q_{Zim}	Wärmemengenzähler RH Zimmerei
T_{Zim-VL}	Vorlauftemperatur RH Zimmerei
T_{Zim-RL}	Rücklauftemperatur RH Zimmerei

Q_{H7}	Wärmemengenzähler Halle 7, Trägeröl
T_{H7-VL}	Vorlauftemperatur Halle 7, Trägeröl
T_{H7-RL}	Rücklauftemperatur Halle 7, Trägeröl

Betonteilaktivierung

Q_{BKA}	Wärmemengenzähler Betonteilaktivierung
T_{BKA-VL}	Vorlauftemperatur Betonteilaktivierung
T_{BKA-RL}	Rücklauftemperatur Betonteilaktivierung

7.5.3 Energiebilanz

Abbildung 103 zeigt die Input-Output-Bilanz des Projekts „HABAU Hoch- und TiefbaugmbH“. Der Wärmeeintrag findet über die Solaranlage (gelb) und mittels der Nachheizung durch die angrenzende Energie-Zentrale der Bestandsgebäude (rot) statt. Verbraucher sind die einzelnen Fertigungshallen bzw. Prozesse (Kipptische – violett, Trocknungskammern – dunkelblau, Trägeröl – grün), die Raumheizung der Zimmerei (grau) sowie die Einspeisung in die Bauteilaktivierung (hellblau). Des Weiteren können etwaig vorhandene Überschüsse in die Energie-Zentrale der Bestandsgebäude rückeingespeist werden (rosa). Die Schwankungen im Jahresverlauf spiegeln neben dem jahreszeitlich bedingten Wärmebedarf, das jeweilige Produktionsvolumen der entsprechenden Monate wieder. Versuchsweise wurden in den Sommermonaten 2015 (insbesondere im Juli und August) solare Überschüsse in Zeiten mit geringeren Produktionsvolumen (bspw. Betriebsurlaub) zur Verringerung von Stagnationszeiten eingespeist. Sie stellen dementsprechend keinen für das Wärmeversorgungssystem direkt verwendeten Solareintrag dar. Da durch diese sommerliche Einspeisung die Temperaturen in den Hallen im Sommer zu hoch anstiegen, wurden die solaren Überschüsse im Sommer 2016 (ab Juni 2016) nicht mehr in den Boden gespeist, was einen geringeren solaren Eintrag zur Folge hatte.

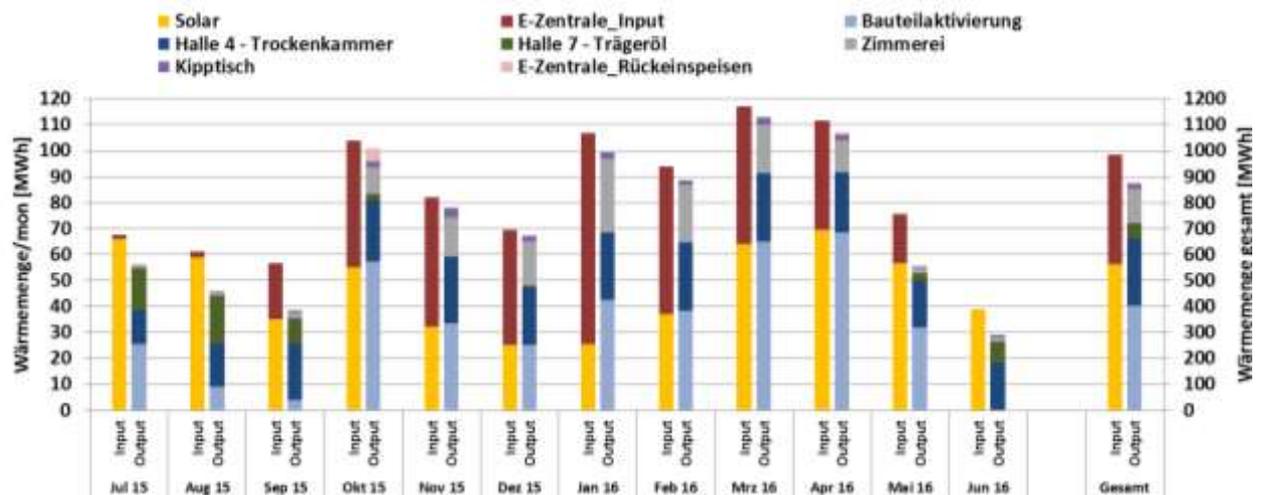


Abbildung 103: Energiebilanz der Anlage „HABAU Hoch- und TiefbaugmbH“ (Juli 2015 bis Juni 2016)

7.5.4 Vergleich Simulation – Messwerte

Folgende Abbildungen (Abbildung 104 bis Abbildung 107) geben einen Überblick über die, bei der Einreichung angegebenen Simulationsergebnisse sowie über die Messergebnisse im betrachteten Zeitraum Juli 2015 bis Juni 2016. Verglichen werden im Rahmen des einjährigen Anlagenmonitorings die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen der relevanten Kennzahlen (spezifischer Solarertrag, solarer Deckungsgrad sowie der

Wärmeverbrauch). Da eine Abbildung der Bauteilaktivierung nicht mit einem herkömmlichen Simulationsprogramm möglich war, entschied sich der Betreiber eine Berechnung auf Basis Wasseräquivalent durchzuführen. Des Weiteren wurden für die Simulation prozessseitige Verbräuche als auch die Aktivierung der Bauteile zur Verringerung der Stagnationszeiten nicht berücksichtigt. Die daraus entstehenden Ungenauigkeiten der Simulationsergebnisse müssen dementsprechend bei der Interpretation des Vergleichs mit den Messergebnissen berücksichtigt werden.

Ein Vergleich des gemessenen mit dem prognostizierten spezifischen Solarertrags sowie der Globalstrahlung ist in Abbildung 104 angeführt. Laut der Anlagensimulation des Betreibers zum Zeitpunkt der Fördereinreichung wurde ein Jahressolarertrag von 266 kWh/m²a prognostiziert. Der Messwert liegt deutlich über den Erwartungen. Insbesondere in den Monaten April bis August konnten im Vergleich zum Prognosewert deutlich höhere solare Erträge generiert werden. Die Gründe hierfür liegen, wie bereits angeführt, in den zum Zeitpunkt der Einreichung verwendeten Simulationsannahmen, in welcher prozessseitige Verbräuche als auch die Aktivierung der Bauteile zur Stagnationsvermeidung nicht berücksichtigt wurden. Das Ergebnis der Simulation lieferte dementsprechend deutlich geringe solare Erträge im Vergleich zum tatsächlichen Messwert. Die Einstrahlungswerte lagen größtenteils im zu erwartendem Bereich, wobei im Sommer ein wenig mehr und im Winter etwas weniger Einstrahlung gemessen wurde. Diese Abweichungen von maximal 25% vom prognostizierten Wert nehmen nur geringfügig Einfluss auf den Solarertrag.

Abbildung 105 zeigt den Vergleich des spezifisch gemessenen Solarertrags der einzelnen Kollektorfelder. Alle drei Kollektorfelder arbeiten in etwa gleich gut.

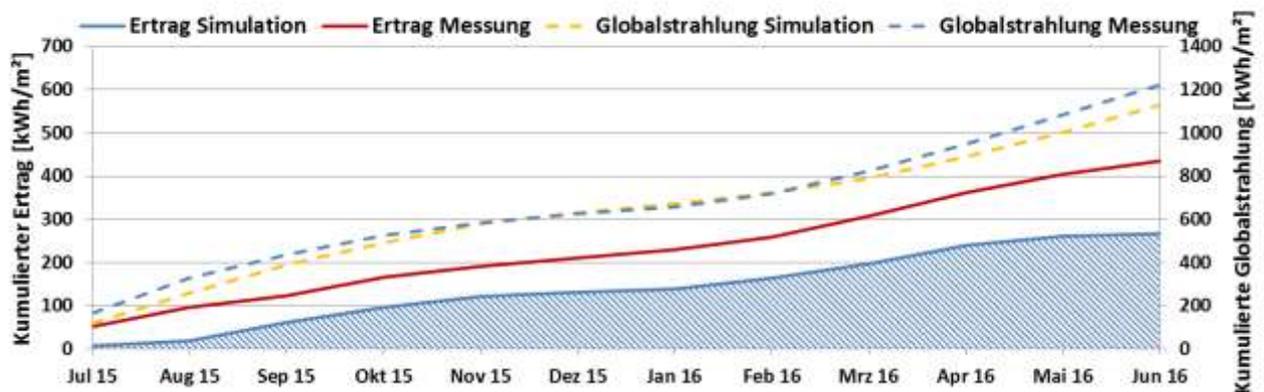


Abbildung 104: Prognostizierter und gemessener Verlauf des spezifischen Solarertrags für die Anlage „HABAU Hoch- und TiefbaugmbH“ (Juli 2015 bis Juni 2016)

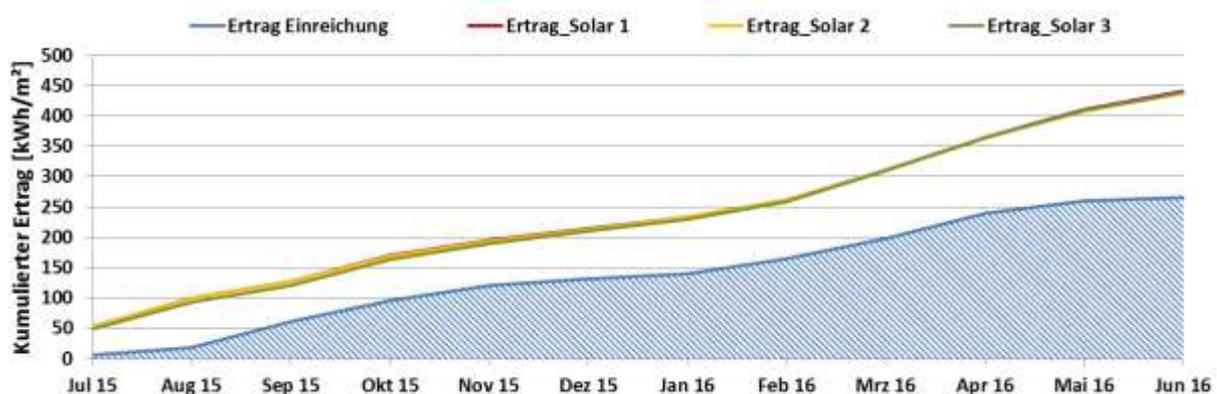


Abbildung 105: Vergleich des spezifischen Kollektorereintrags der drei Kollektorfelder

Der Vergleich des Messwertes als auch des prognostizierten solaren Deckungsgrades ist in Abbildung 106 dargestellt. Da die Verbräuche zur prozesstechnischen Nutzung in der Simulation nicht berücksichtigt wurden, werden zwei verschiedene gemessene solare Deckungsgrade dargestellt. Der prognostizierte Wert (blau) liegt bei 73% und berücksichtigt nur die Raumheizung der Hallen. Der gemessene solare Deckungsgrad der Raumheizung liegt bei 94,3% und überschreitet den Erwartungswert damit weit. Da der Verbrauch der Raumheizung richtig angenommen wurde (vgl. Abbildung 106), zeigt der hohe solare Deckungsgrad, dass die Simulation das Speicherpotential des Betons nicht komplett berücksichtigt hat. Der gesamte solare Deckungsgrad (rot) liegt bei 57%. In den Monaten April bis September konnte trotz zusätzlicher Prozesswärmenutzung ein gesamter solarer Deckungsgrad von über 60% erreicht werden – in den Monaten Juli und August sogar über 90%.

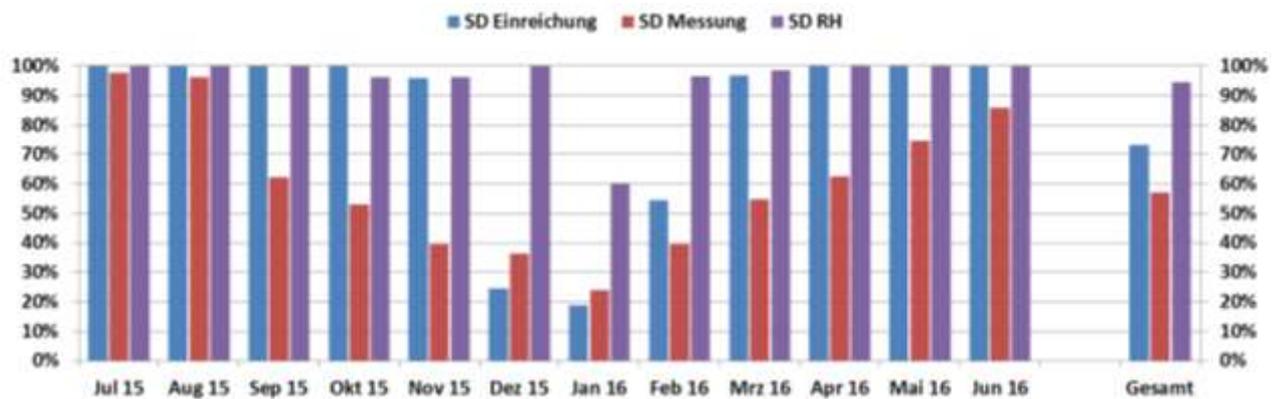


Abbildung 106: Prognostizierter und gemessener monatlicher solarer Deckungsgrad für die Anlage „HABAU Hoch- und TiefbaugmbH“ (Juli 2015 bis Juni 2016)

Der kumulierte Verlauf von prognostiziertem und gemessenem Wärmeverbrauch ist Abbildung 107 zu entnehmen. Die Prognose ist in blau dargestellt, der gemessene Gesamtverbrauch in rot und der Wärmeverbrauch der Raumheizung rot strichliert. Wie in der Darstellung erkennbar liegt der gemessene Gesamtverbrauch deutlich über dem Prognosewert, welcher jedoch nur die Raumheizung berücksichtigt. Der Verbrauch der Raumheizung deckt sich sehr gut mit dem simulierten Wert.



Abbildung 107: Prognostizierter und gemessener monatlicher Verbrauch für die Anlage „HABAU Hoch- und TiefbaugmbH“ (Juli 2015 bis Juni 2016)

7.5.5 Detailbetrachtung und Optimierungspotenziale

Im Betrachtungszeitraum wurden Analysen und Plausibilitätsprüfungen der Betriebsweise der einzelnen hydraulischen Kreise und des Gesamtsystems durchgeführt. Bei der Analyse der Anlage kann dabei insbesondere das Zusammenspiel der solarthermischen

Anlage mit der Betonteilaktivierung als interessant angesehen werden. So wird folgend einerseits auf die Betriebsweise bzw. etwaige Optimierungen und im weiteren Verlauf auf die Effekte der Bauteilaktivierung auf die solarthermische Anlage eingegangen.

Abbildung 108 bis Abbildung 110 zeigen die Temperaturverläufe des primären und sekundären Solarkreislaufs, die Kollektortemperaturen, die Volumenströme jeweils der drei Teilkollektorfelder sowie die Globalstrahlungswerte und die Pufferspeichertemperaturen. Die Messwerte des Primärkreises werden in durchgezogenen Linien dargestellt (Vorlauf rot, Rücklauf blau), jene des Sekundärkreises in strichlierten Linien. Es handelt sich bei den dargestellten Zeiträumen um den 22.07.2015, einen einstrahlungsreichen Tag.

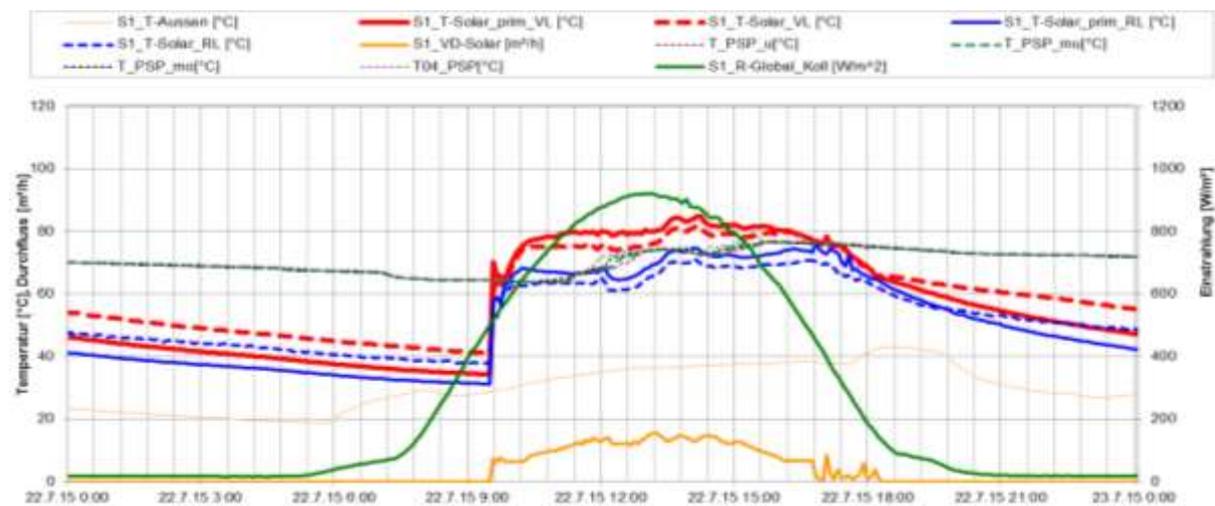


Abbildung 108: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises (Kollektorteilfeld 1) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms, der Puffertemperaturen und der Globalstrahlung (22.07.2015)

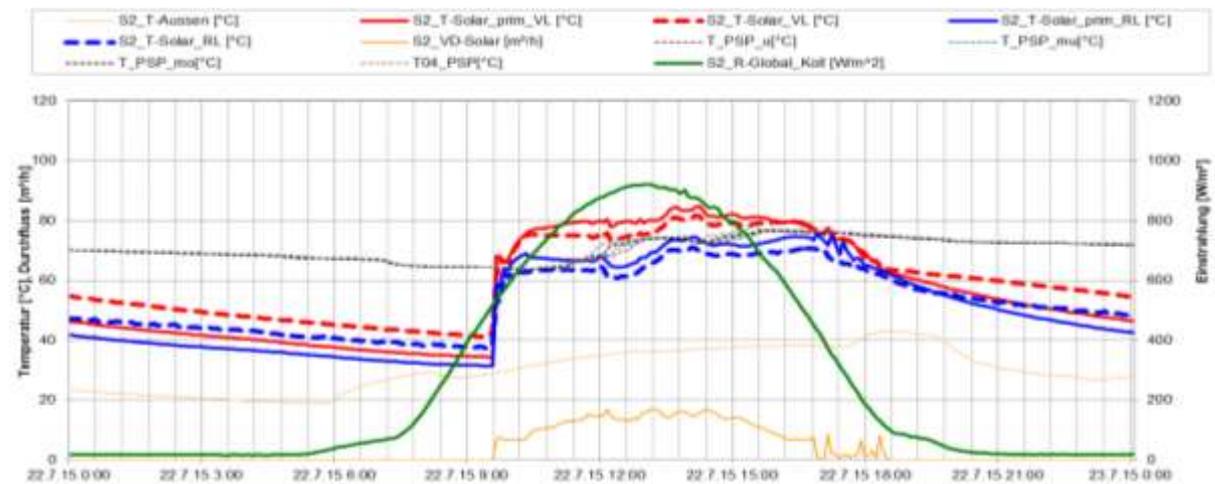


Abbildung 109: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises (Kollektorteilfeld 2) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms, der Puffertemperaturen und der Globalstrahlung (22.07.2015)

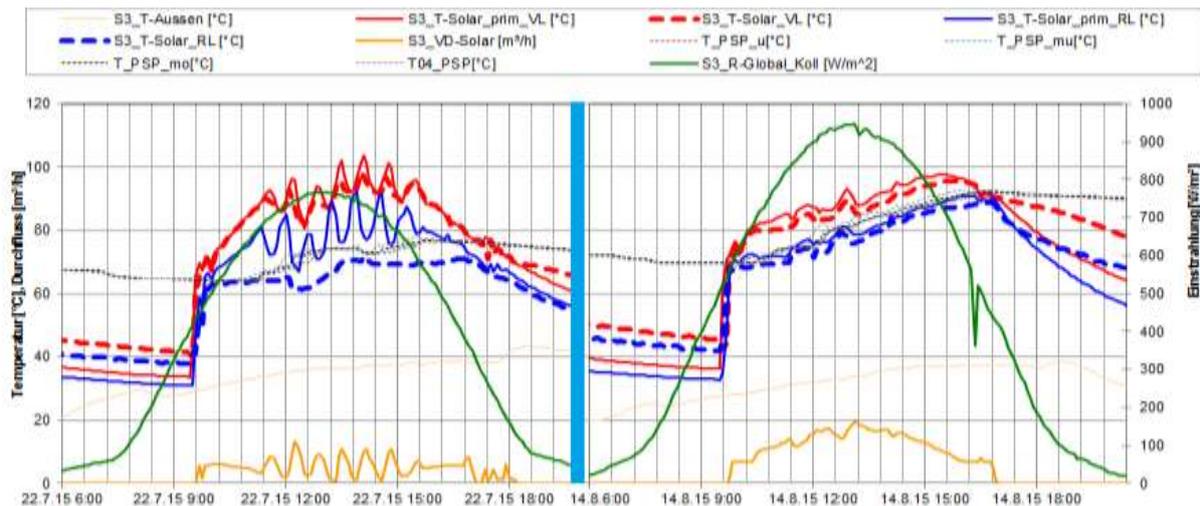


Abbildung 110: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises (Kollektorteilfeld 3) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms, der Puffertemperaturen und der Globalstrahlung vor gesetzter Optimierung (linke Darstellung 22.07.2015) bzw. nach gesetzter Optimierung (rechte Darstellung 15.08.2015)

Bei der Analyse der einzelnen Teilkollektorfelder konnten speziell bei einem Teilkollektorfeld Auffälligkeiten in der Betriebsweise detektiert werden. Während der Anlagenbetrieb des Teilkollektorfelds 1 (Abbildung 108) und des Teilkollektorfelds 2 (Abbildung 109) im Tagesverlauf als stabil bezeichnet werden kann, zeigte sich bei dem Teilkollektorfeld 3 (Abbildung 110 – linke Darstellung) Optimierungspotential. So konnten zu Beginn der Monitoringphase deutliche Schwankungen der Solarkreistemperaturen als auch des Volumenstroms im Betrieb detektiert werden. Laut Auskunft des Betreibers bzw. den verantwortlichen Personen war das Verhalten auf Luft einschüsse im Kollektorkreis zurückzuführen. Das Teilkollektorfeld wurde infolge dessen erneut gespült, entlüftet und abgeglichen. Wie in der Abbildung 110 – rechte Darstellung (Kollektorfeld 3 nach gesetzter Optimierung am 12.08.2015) ersichtlich, konnte durch diese Maßnahme das Problem zur Gänze behoben werden.

Weitere Auffälligkeiten bzw. Optimierungen konnten nicht detektiert werden. Das Betriebsverhalten der solarthermischen Anlage kann dementsprechend als zufriedenstellend bezeichnet werden.

Bei dem Betrieb der solarthermischen Anlage konnten in Abhängigkeit der Jahreszeit zwei unterschiedliche Betriebsweisen festgestellt werden. In den Monaten mit erhöhter Einstrahlungsleistung (April bis Oktober) ist grundsätzlich keine Beladung der Bauteile vorgesehen. Eine Einspeisung in die Bauteilaktivierung erfolgte in diesen Monaten überwiegend zu Zeiten geringeren Produktionsvolumens (Betriebsurlaub) sowie zur Verringerung von Stagnationszeiten. Die solarthermische Anlage wurde in diesem Zeitraum im Allgemeinen auf einem höheren Temperaturniveau betrieben und solare Wärme wurde unmittelbar zur Trocknung der Hohldielen und zur Vorwärmung des Trägeröls der Kipptische herangezogen werden.

Im Gegensatz dazu, wurde das Kollektorfeld ab Oktober auf einem, im Vergleich zum Sommerbetrieb, niedrigen Temperaturniveau betrieben. Das Kollektorfeld wurde also in einem deutlich günstigeren Wirkungsgradbereich betrieben. Des Weiteren musste die in diesem Zeitraum generierte solare Wärme zur Aktivierung der Bauteile, exergetisch günstig, nicht von einem höheren auf ein niedrigeres Temperaturniveau heruntergemischt werden.

Gut erkennbar sind die unterschiedlichen Betriebsweisen, beispielhaft jeweils anhand des Kollektorteilfelds 1, bei dem Vergleich der Abbildung 108, Abbildung 111 und Abbildung 112. In Abbildung 108 ist, wie bereits angeführt, ein einstrahlungsreicher Julitag dargestellt. Im Betrieb steigt das Vorlauftemperaturniveau auf über 80 °C. Der Volumenstrom ist drehzahl geregelt und betrug im Durchschnitt rund 9,5 m³/h, das Maximum lag bei 15 m³/h. Das Temperaturniveau des Pufferspeichers liegt in diesem Zeitraum über alle Höhen hinweg durchgehend auf über 60 °C, mit einem Maximum um ca. 18:00 Uhr von knapp 80 °C. Wie bereits angeführt, fand ein Eintrag in die Betonteilaktivierung in diesem Zeitraum nur begrenzt, zu Zeiten geringeren Produktionsvolumens (Betriebsurlaub) sowie zur Verringerung von Stagnationszeiten statt.

Abbildung 111 zeigt einen Tag in der Übergangszeit, den 12. Oktober 2015. Das Temperaturniveau im Betrieb ist im Vergleich zu Abbildung 108 deutlich reduziert. Das maximale Vorlauftemperaturniveau beträgt an dem dargestellten Tag rund 44 °C. Der Volumenstrom liegt nahezu durchgehend bei 20 m³/h. Eine vergleichbare Betriebsweise ist in Abbildung 112, einen Dezembertag in der Kernheizperiode, dargestellt. Das Vorlauftemperaturniveau steigt dabei im Betrieb nicht über 45 °C. Die Aktivierung der Betonteile kann direkt, ohne Beimischung, erfolgen und durch das vergleichsweise niedrigere Temperaturniveau kann das Kollektorfeld in einem für den Wirkungsgrad günstigen Bereich betrieben werden.

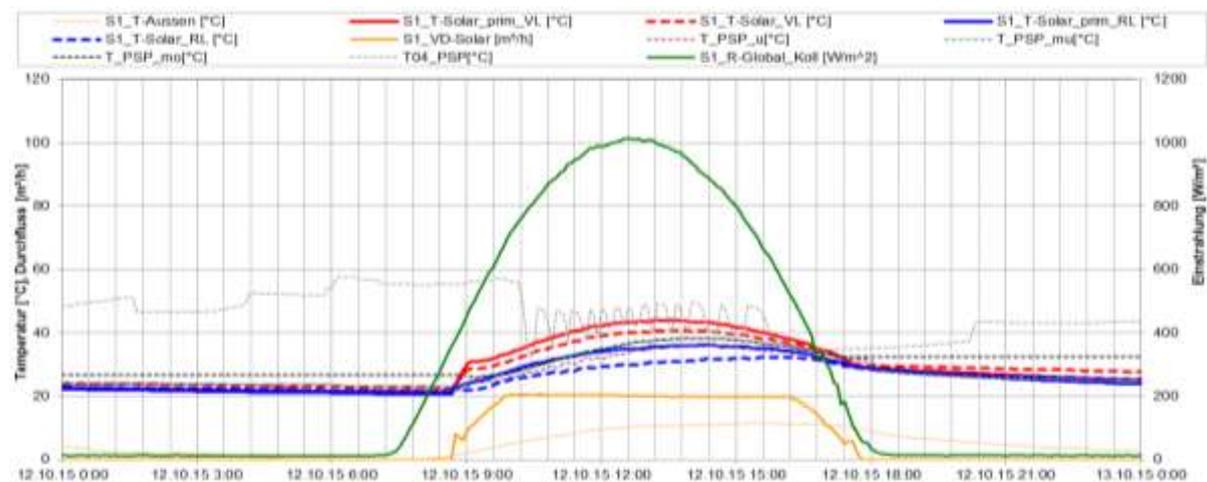


Abbildung 111: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises (Kollektorteilfeld 1) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms, der Puffertemperaturen und der Globalstrahlung (12.10.2015)

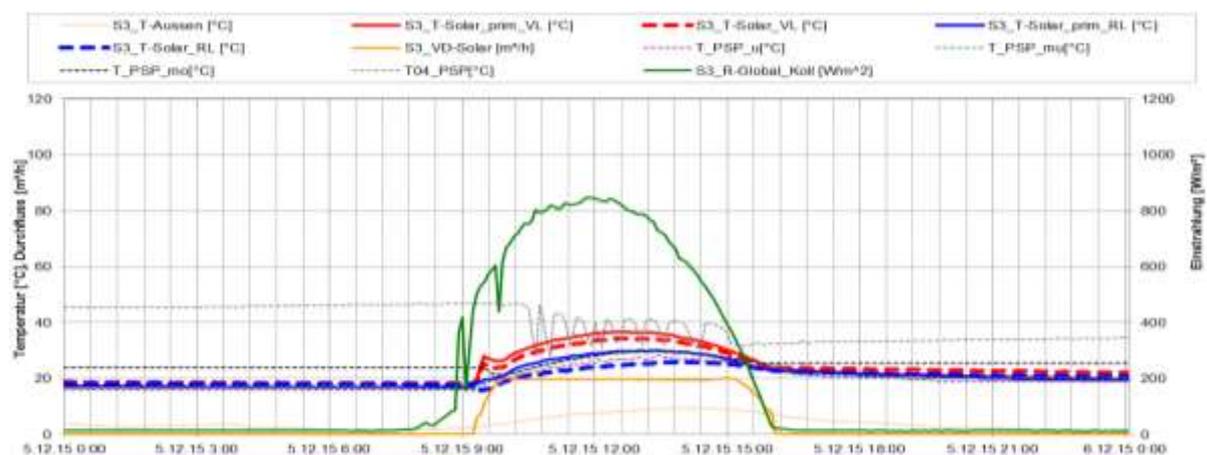


Abbildung 112: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises (Kollektorteilfeld 1) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms, der Puffertemperaturen und der Globalstrahlung (05.12.2015)

Eine Betrachtung der täglichen Wärmemengen der solarthermischen Anlage, der Nachheizung über die Energie-Zentrale, dargestellt als positive Werte der x-Achse, als auch der Bauteilaktivierung und weiterer Verbraucher, negative Werte der x-Achse, ist zur Vervollständigung der vorangegangenen Ausführungen in Abbildung 113 dargestellt. Des Weiteren sind in der Darstellung die mittleren täglichen Pufferspeichertemperaturen angeführt. Wie in der Abbildung 113 erkennbar (bzw. vgl. Abbildung 106), konnten in den Monaten Juli 2015 und August 2015 hohe solare Sommerdeckungsgrade erreicht werden. Es fand nur eine geringe Nachheizung über die bestehende Energiezentrale (dunkelblau) statt. Wärme wurde in diesem Zeitraum sowohl in die Bauteilaktivierung (orange) (vornehmlich in Zeiten mit verringerter Produktion und zur Vermeidung von Stagnationszeiten) eingebracht als auch direkt für die div. Verbraucher verwendet (hellblau). Zwischen den einzelnen Höhen im Pufferspeicher sind nur geringe Temperaturunterschiede erkennbar, alle Pufferspeichertemperaturen (Oben, Mitte und Unten) liegen in diesem Zeitraum durchgehend auf über 60 °C. Ab Mitte August bis Anfang Oktober wird keine Wärme in die Betonteile abgegeben, die Pufferspeichertemperaturen bleiben relativ hoch und Nachheizung über die Energiezentrale findet geringfügig statt. Der Großteil des Wärmebedarfs wird in diesem Zeitraum durch die solarthermische Anlage gedeckt. Ab Oktober wird wieder Wärme vermehrt in die Betonteile eingebracht, die Pufferspeichertemperaturen sinken deutlich ab bzw. es ist eine deutliche Schichtung im Speicher erkennbar. Ende Dezember bis Anfang Jänner ist der Betriebsurlaub zu beobachten (keine Prozesswärme „Verbraucher“). In dieser Zeit wird auch der Puffer fast komplett entladen (alle Puffertemperaturen unter 40°C). Eine Rückeinspeisung in die Bestandswärmeversorgung konnte nur im Monat Oktober festgestellt werden (vgl. Bilanz in Abbildung 103).

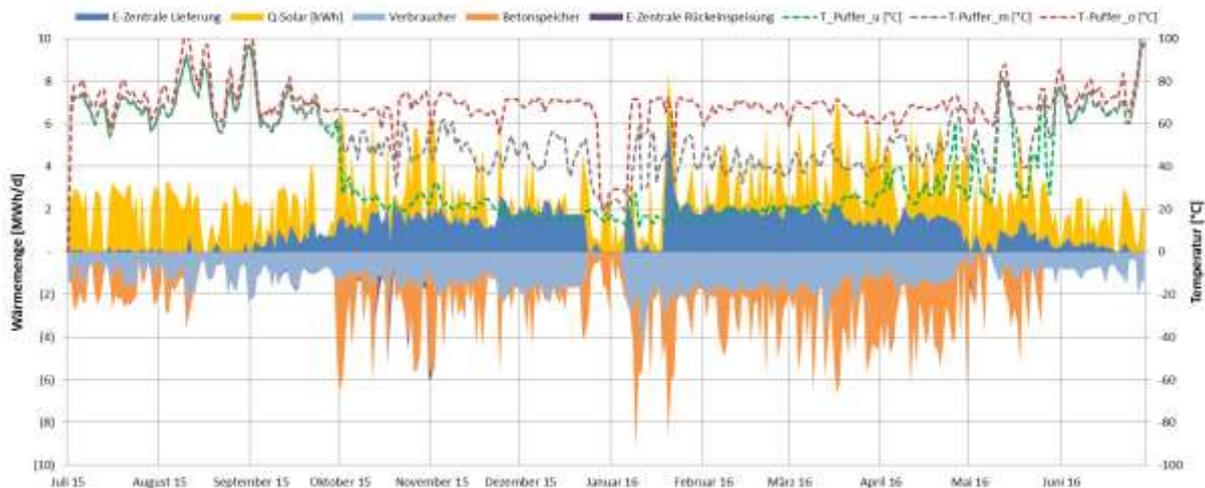


Abbildung 113: Darstellung der täglichen Wärmemengen der solarthermischen Anlage, der Nachheizung als positive Werte der x-Achse sowie der Bauteilaktivierung und weiterer Verbraucher als negative Werte der x-Achse zuzüglich der mittleren täglichen Pufferspeichertemperaturen.

Als weiterführende Analyse ist in Abbildung 114, Abbildung 115 und Abbildung 116 eine Darstellung der einzelnen Wärmemengen (Solarthermie, Bauteilaktivierung und restliche Verbraucher) zum Temperaturniveau (Vorlauf- als Rücklauf temperaturniveau – jeweils in rot bzw. blau) angeführt. Die folgenden Abbildungen verdeutlichen dabei die Beschreibungen der Betriebsweise der solarthermischen Anlage zu unterschiedlichen Zeiten im Jahresverlauf.

In Abbildung 114 ist die angegebene Darstellung für den gesamten Betrachtungszeitraum (Juli 2015 bis Juni 2016) angeführt. Deutlich erkennbar ist, dass die Aktivierung der Betonteile auf ein Vorlauf temperaturniveau bis max. 45 °C stattfindet. Die übrigen Verbraucher (Raumheizung und Prozess) weisen ein deutlich höheres

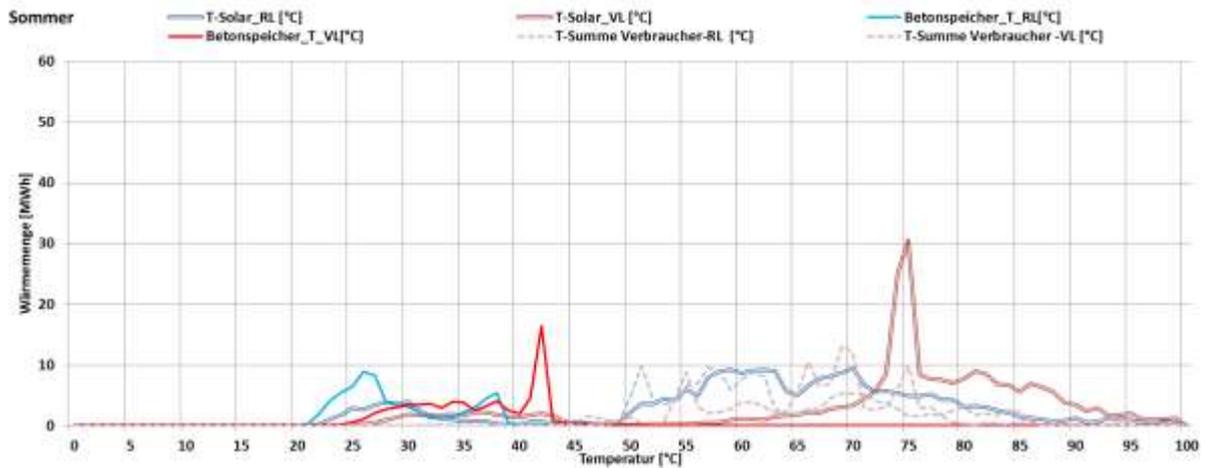


Abbildung 115: Darstellung der Wärmemengen (Solarthermie, Bauteilaktivierung und restliche Verbraucher) zum Temperaturniveau (Vorlauf- als Rücklauf temperaturniveau – jeweils in rot bzw. blau) im Sommer (Juli 2015 bis September 2015 und Mai 2016 bis Juni 2016)

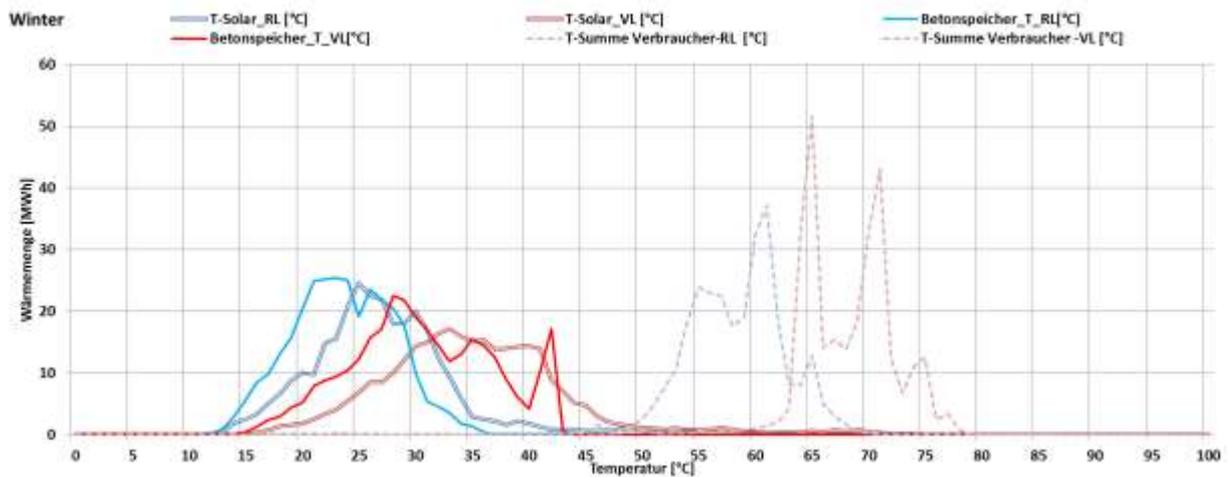


Abbildung 116: Darstellung der Wärmemengen (Solarthermie, Bauteilaktivierung und restliche Verbraucher) zum Temperaturniveau (Vorlauf- als Rücklauf temperaturniveau – jeweils in rot bzw. blau) im Winter (Oktober 2015 bis April 2016)

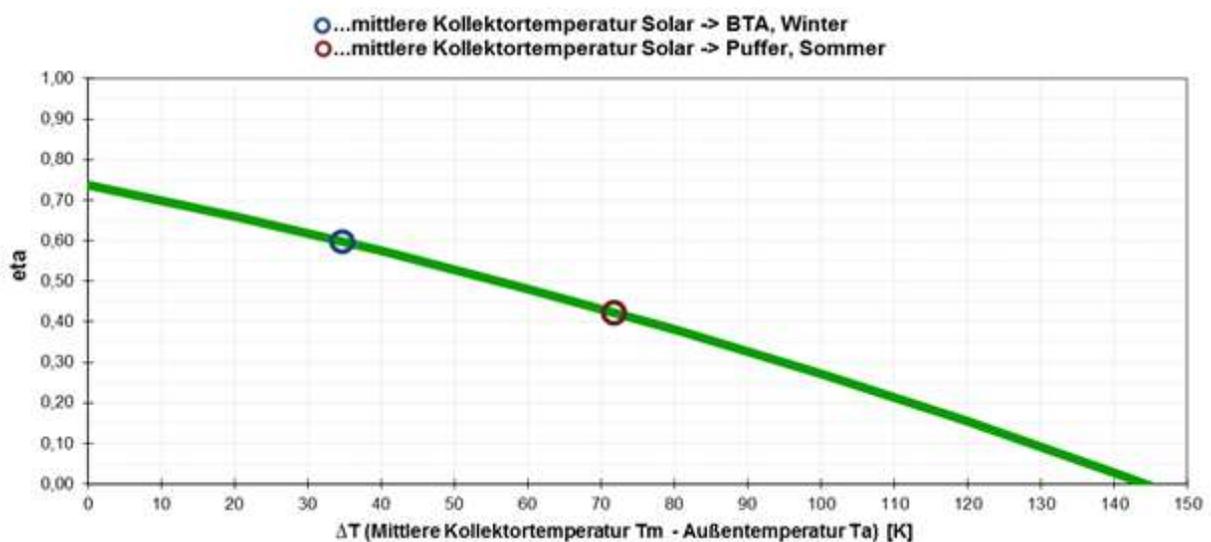


Abbildung 117: Darstellung der Wirkungsgradkennlinie des bei der Anlage „HABAU Hoch- und TiefbaugmbH“ eingesetzten Kollektortyps inkl. der mittleren gewichteten Kollektormitteltemperatur im Sommer - Juli 2015 bis September 2015 und Mai 2016 bis Juni 2016 (roter Kreis) sowie im Winter - Oktober 2015 bis April 2016 (blauer Kreis).

Im Folgenden wird die Betriebsweise der einzelnen hydraulischen Verbraucherkreise (Prozess bzw. Trocknung, Raumheizung der Zimmerei sowie Bauteilaktivierung) anhand von Tagestemperaturverläufen analysiert. Die Verbraucher der Anlage HABAU sind einzelne Prozesse in der Betonteilfertigung als auch die Raumheizung einer Zimmerei und die Aktivierung der Betonteile in der Fertigungshalle. Prozessseitig wird Wärme für die Beheizung der Hohldielen der Kipptische, auf denen Betonfertigteile gefertigt werden, und für die Beheizung der Trockenkammer verwendet. Die Wärmeabgabe an die Trockenkammer erfolgt über ein speziell gefertigtes Abgabesystem, welches mit einem überdimensionalen Radiator (12 m x 10 m) verglichen werden kann. Die Raumheizung der Zimmerei im Bestandsgebäude wird mittels Radiatoren gewährleistet.

Die folgenden Abbildung 118 und Abbildung 119 zeigen Tagestemperaturverläufe der Prozesskreise (Kipptische und Trockenkammer) für zwei ausgewählte Tage im Juli und Dezember. Bei der Analyse der Tagestemperaturverläufe konnten keine Auffälligkeiten detektiert werden. Die prozessseitige Wärmeabgabe arbeitet der Planung entsprechend und nach Rücksprache mit dem technisch Verantwortlichen sehr zufriedenstellend. Wie in den Abbildung 118 und Abbildung 119 erkennbar, arbeitet die Trockenkammer dabei auf einen Abgabetemperaturniveau zwischen 55 °C und 70 °C, das Temperaturniveau der Kipptische ist deutlich höher und erreicht bis zu 85 °C. Wie auch in der Darstellung erkennbar, war die Beheizung der Kipptische in den Wintermonaten über den Pufferspeicher nicht in Betrieb.

Eine Darstellung des Raumheizungskreises der Zimmerei für einen Dezembertag ist in Abbildung 120 dargestellt. Die Zimmerei wurde, der Planung entsprechend, nur in den Wintermonaten mit Wärme versorgt. Auffälligkeiten konnten im Betrachtungszeitraum nicht detektiert werden.

Tagestemperaturverläufe des Betonspeichers bzw. der Bauteilaktivierung für einen Tag im Juli bzw. für Dezember sind in Abbildung 121 und Abbildung 122 dargestellt. Wie bereits angeführt, wurde die Beladung der Bauteile durch die solarthermische Anlage im Juli und August wiederholt zu Zeiten geringeren Produktionsvolumens (Betriebsurlaub) sowie zur Verringerung von Stagnationszeiten in Betrieb genommen, um nicht benötigte Überschüsse abzubauen. Von Mitte August weg, bis Ende September wurde keine weitere Wärme zur Aktivierung der Bauteile verwendet. Mit Anfang Oktober wurde mit der Einspeisung von Wärme in die Bauteile zur Speicherung und Wärmeabgabe wie vorgesehen gestartet. Abbildung 122 zeigt dazu einen Tagestemperaturverlauf der Bauteilaktivierung am 5. Dezember 2015.

Wie bereits angeführt konnten im Allgemeinen bei der Analyse der Verbraucherkreise keine Auffälligkeiten oder Optimierungspotentiale detektiert werden.

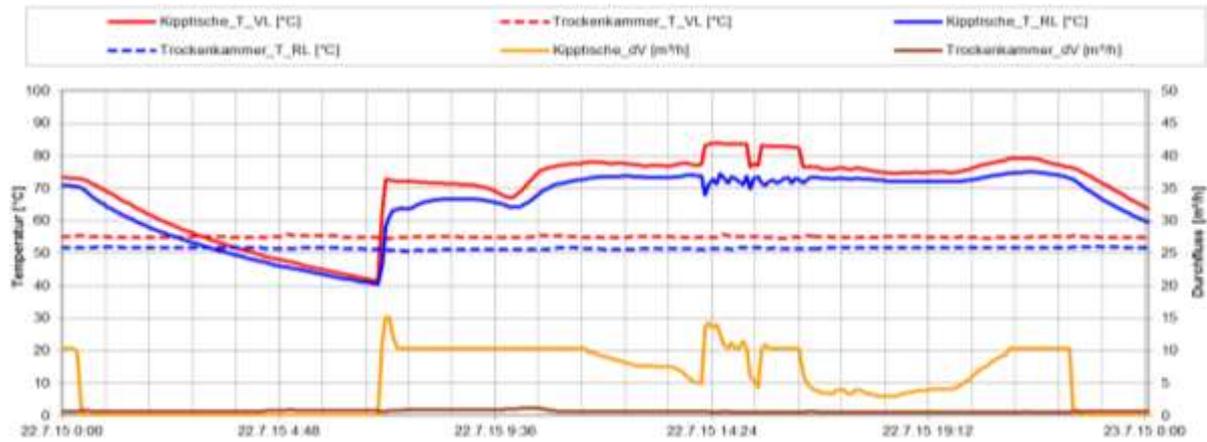


Abbildung 118: Beispielhafter Temperaturverlauf der Prozesskreise (Trockenkammer und Kipptische) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms (22.07.2015)

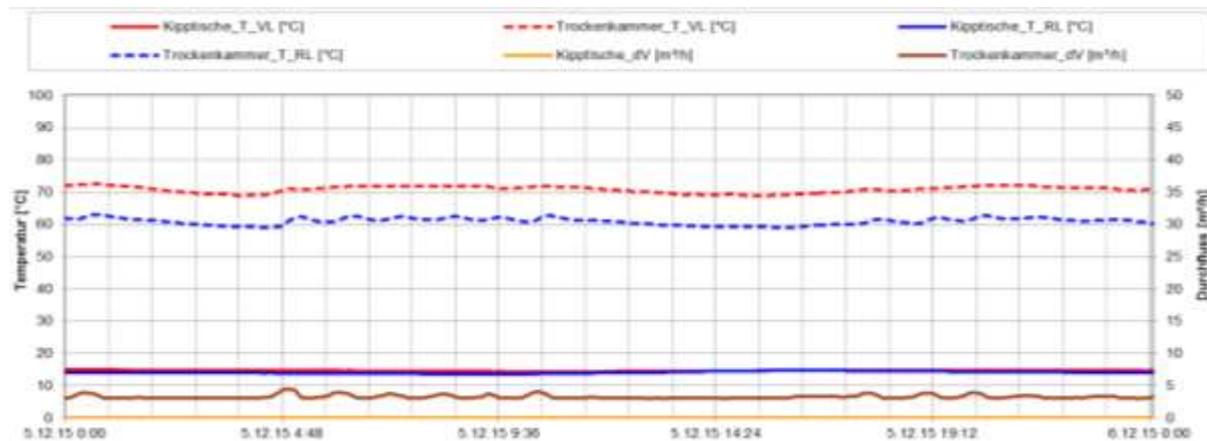


Abbildung 119: Beispielhafter Temperaturverlauf der Prozesskreise (Trockenkammer und Kipptische) zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms (05.12.2015)

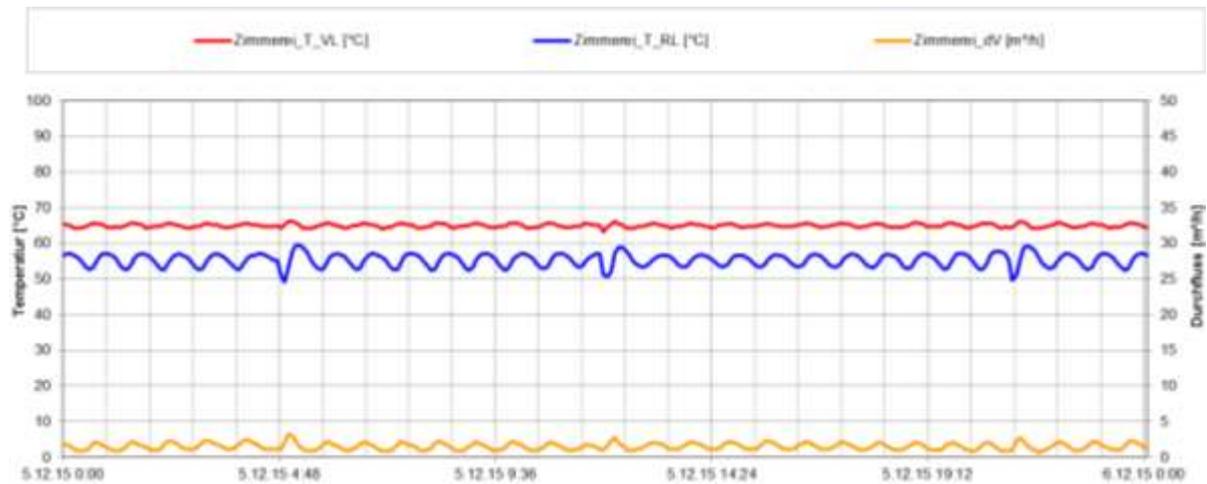


Abbildung 120: Beispielhafter Temperaturverlauf des Raumheizungskreises der Zimmerei zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms (05.12.2015)



Abbildung 121: Beispielhafter Temperaturverlauf des Bauteilaktivierungskreises zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms (22.07.2015)

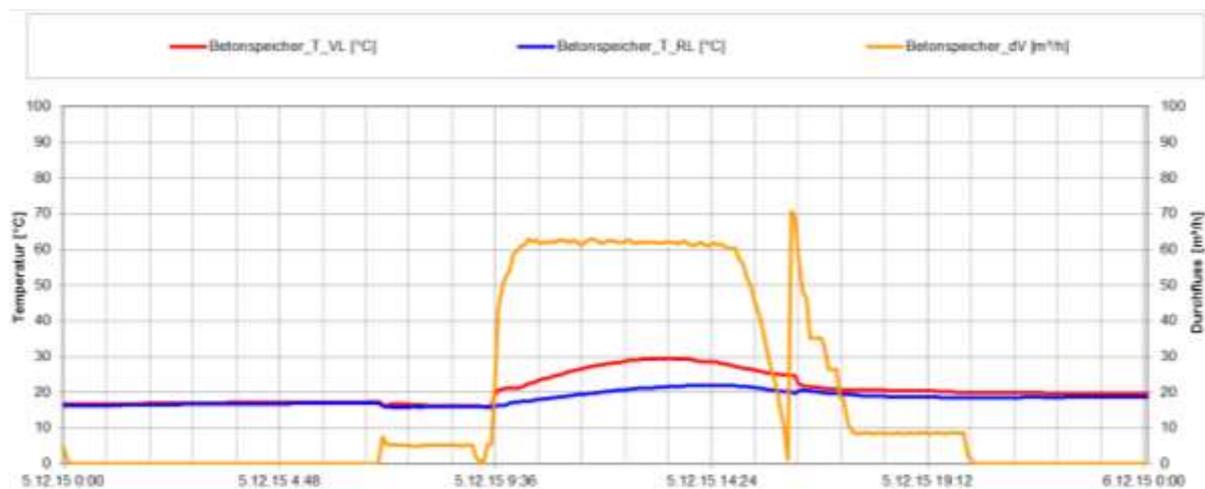


Abbildung 122: Beispielhafter Temperaturverlauf des Bauteilaktivierungskreises zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms (05.12.2015)

Die Nachheizung erfolgt bei der Anlage HABAU über eine bestehende Energiezentrale mit Gaskessel. Wie in Abbildung 113 erkennbar, konnte bis Mitte September ein Großteil der benötigten Wärme über die solarthermische Anlage bereitgestellt werden. Erst ab Mitte September wurde vermehrt Wärme aus der Energiezentrale in den Pufferspeicher eingebracht, um die unterschiedlichen Prozesse in der Fertigungshalle mit Wärme versorgen zu können. Ab Oktober und mit Änderung der Betriebsweise der solarthermischen Anlage hin zu niedrigeren Vorlauftemperaturen wurden die Prozesse fast ausschließlich über den Gaskessel bzw. über die bestehende Energiezentrale mit Wärme versorgt. Das Vorlauftemperaturniveau betrug dabei im Mittel 71 °C bzw. das Rücklauftemperaturniveau 63 °C. Beispielhaft für die Betriebsweise der Nachheizung ist in Abbildung 123 der Tagestemperaturverlauf für den 5. Dezember 2015 dargestellt. Auffälligkeiten im Betrieb bzw. Optimierungspotentiale konnten im Betrachtungszeitraum nicht festgestellt werden.

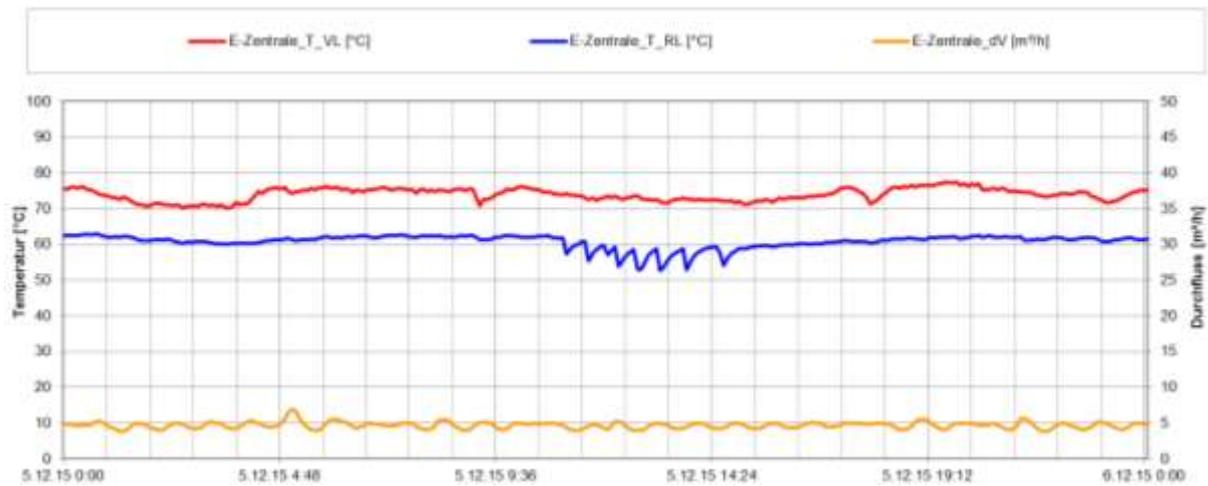


Abbildung 123: Beispielhafter Temperaturverlauf des Nachheizungskreises über die Energiezentrale zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms (05.12.2015)

7.5.6 Anlagen Status Quo

Das Wärmeversorgungssystem der der Anlage „HABAU Hoch- und TiefbaugmbH“ arbeitet weitestgehend ohne Probleme.

Die solaren Erträge liegen deutlich über dem Prognosewert. Auffälligkeiten in einem der drei Teilkollektorfelder, verursacht durch Luft einschüsse, wurden durch erneutes Spülen, Entlüften und Abgleichen vom zuständigen technischen Personal vor Ort behoben. Weitere Auffälligkeiten bzw. Optimierungen konnten im Bereich der solarthermischen Anlage nicht detektiert werden.

Die Betriebsweise der solarthermischen Anlage, welche für die Beladung der Bauteilaktivierung abgestimmt wurde, kann als gut bezeichnet werden. Das umgesetzte Konzept ermöglicht einerseits, dass in den Monaten April bis Oktober solare Erträge auf einem Temperaturniveau größer 60 °C zur Unterstützung der Prozesswärme (Trocknung der Hohl dielen und zur Vorwärmung des Trägeröls der Kipptische) herangezogen werden können. Andererseits wird in der Übergangszeit bzw. Heizperiode (Oktober bis April) die solarthermische Anlage mit einem, im Vergleich zum Sommerbetrieb, niedrigeren Temperaturniveau beaufschlagt, wodurch das Kollektorfeld auf einem hinsichtlich Wirkungsgrads günstigeren Bereich betrieben werden kann. Solare Wärme kann in diesem Zeitraum exergetisch günstig (ohne Beimischung) in die aktivierten Betonteile eingebracht werden.

Bei der Analyse der Verbraucherkreise (Prozesswärme für die Trocknung der Hohl dielen und Vorwärmung des Trägeröls der Kipptische sowie Raumheizung einer Zimmerei) als auch der Nachheizungskreise konnten im Betrachtungszeitraum keine Auffälligkeiten bzw. Optimierungspotentiale detektiert werden.

7.6 Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang, Sbg.

7.6.1 Allgemeine Anlagenbeschreibung

<u>Projektname:</u>	Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang
<u>Adresse:</u>	5300 Hallwang
<u>Art der Anwendung:</u>	Hohe solare Deckungsgrade
<u>Verbraucher:</u>	Warmwasserbereitung und Wärmeversorgung eines Kultur- und Veranstaltungszentrums
<u>Bruttokollektorfläche:</u>	139 m ² Flachkollektoren (Gasokol gigaSol OR)
<u>Neigung:</u>	70°
<u>Ausrichtung</u>	187° (SSW)
<u>Nachheizungssystem:</u>	Nahwärmeverbund mit Nachbargebäude
<u>Energiespeichervolumen:</u>	5 m ³ Wasserspeicher, 375 m ³ Betonteilaktivierung der Bodenplatte und Geschoßdecke
<u>Solarer Deckungsgrad:</u>	93 % (Messung)
<u>Spezifischer Ertrag:</u>	372 kWh/m ² a (Messung, bezogen auf die Aperturfläche)
<u>Projektstatus:</u>	Monitoringphase beendet mit Jänner 2017
<u>Zuständigkeit Begleitforschung:</u>	AEE INTEC

Beim gegenständlichen Projekt handelt es sich um einen 2013 errichteten Neubau einer 1.300 m² großen, 400 Gäste fassenden Mehrzweckhalle der Gemeinde Hallwang für Theater- und Musikabende, Kabarettprogramme, Bälle oder Seminare (Abbildung 124). Die Wärmeversorgung des neu errichteten Kultur- und Veranstaltungszentrums erfolgt im überwiegenden Ausmaß durch eine thermische Solaranlage mit einer Bruttokollektorfläche von 139 m². Zum Einsatz kommen hierbei Großflächenkollektoren die unter einen Aufstellwinkel von 70° auf dem Flachdach des Veranstaltungszentrums installiert wurden. Als Back-Up-System dient ein Biomasse-Nahwärmeanschluss aus dem Nachbargebäude, dem Tourismusbetrieb „Gasthof Kirchbichl“. Überschüsse außerhalb der Heizperiode (März – Oktober) werden über den Nahwärmeverbund an die Warmwasserbereitung des Nachbargebäudes abgegeben.

Das Gesamtvolumen der beiden Pufferspeicher beträgt 5.000 Liter. Darüber hinaus werden die Bodenplatte und die Geschoßdecke aus Beton (Aufbau in Abbildung 127) als Wärmespeicher (20°C/26°C) verwendet. Das Gesamtvolumen der Betonbauteile beträgt 375 m³, rund 900 Tonnen, und entspricht einen Wasseräquivalent von rund 21,4 m³ bei einer Temperaturdifferenz von 30°C/90°C. Durch die Verwendung der vorhandenen großen Speichermassen der Bodenplatte bzw. Zwischendecke kann laut Betreiber thermische Solarenergie auf einem vergleichsweise niedrigen Temperaturniveau gespeichert werden. Weiters sollen durch den zu erwartenden Selbstregeleffekt des Wärmespeichers Beton, sonnenarme Perioden über einen Zeitraum von mehreren Wochen überbrückt werden können.



Abbildung 124: Ansicht des Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang mit den aufgeständerten Kollektoren (Bildquelle: www.hallwang.salzburg.at)



Abbildung 125: Ansicht des Heizraums inkl. der beiden Pufferspeicher des Kultur- und Veranstaltungszentrums Hallwang (Bildquelle: www.kuster.co.at)

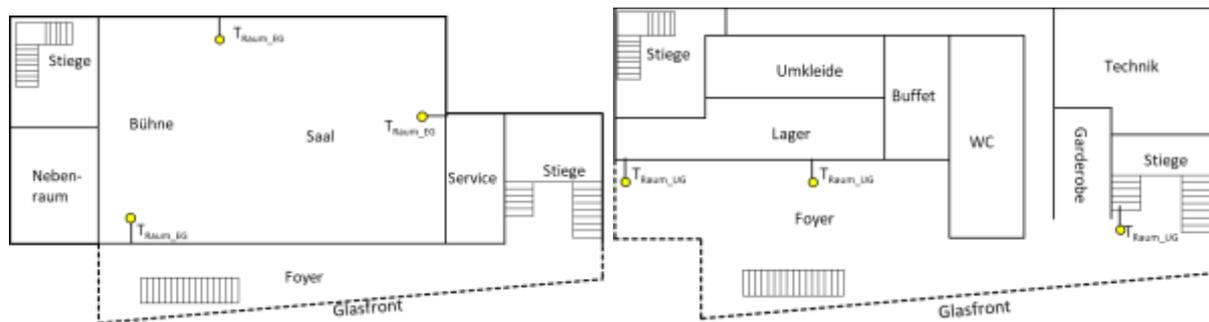


Abbildung 126: Grundriss und Position der Raumtemperaturfühler im Erdgeschoss (links) und Untergeschoss (rechts) (Quelle: Einreichplan, eigene Darstellung)

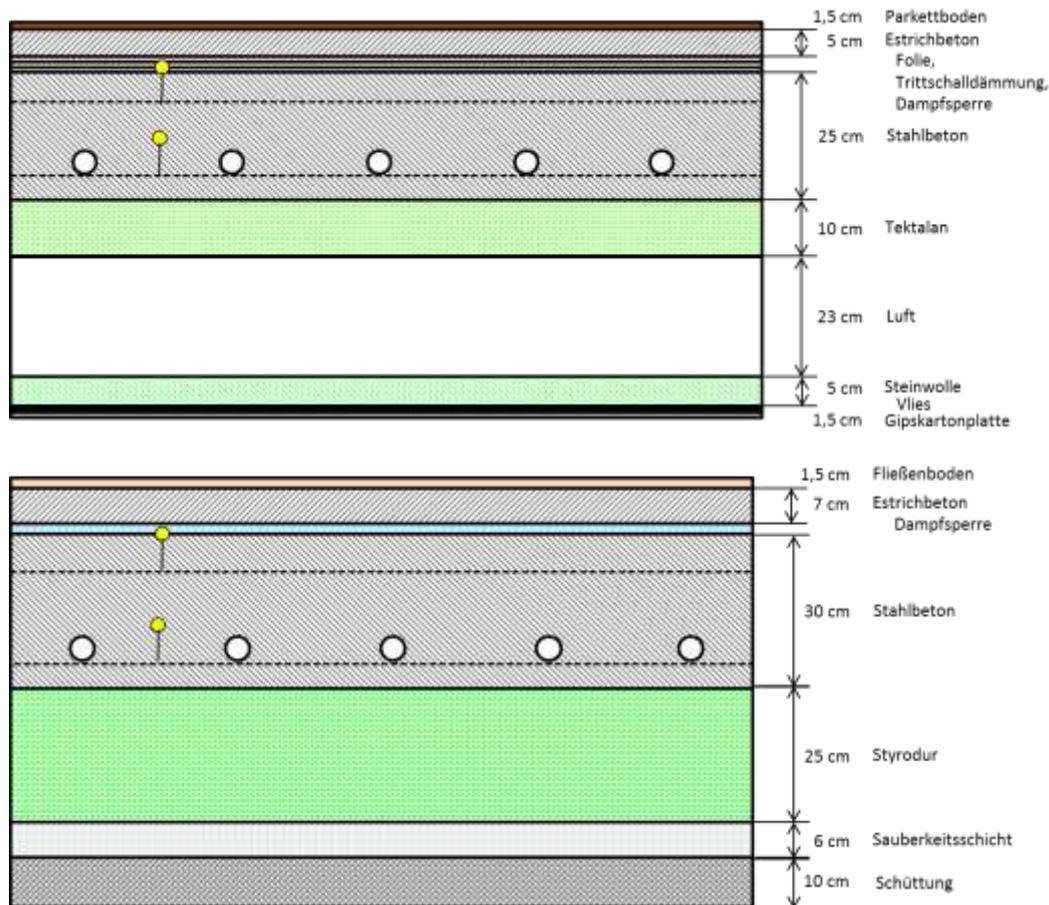


Abbildung 127: Aufbau der Zwischendecke (oben) und des Fußbodens im Untergeschoss (unten) inklusive Position der Betonkernfühler (Quelle: Energieausweis, eigene Darstellung)

7.6.2 Hydraulik- und Messkonzept

Das gesamte Wärmeversorgungssystem zum Projekt „Kultur- und Veranstaltungszentrums Hallwang“ ist als Blockschaltbild in Abbildung 128 dargestellt. Die solarthermische Anlage speist die gewonnene Wärme je nach Temperaturniveau in einen der beiden in Serie geschalteten Pufferspeicher ein. Als Back-Up-System dient ein Nahwärmeanschluss aus dem Nachbargebäude, welches über einen Biomassekessel mit Wärme versorgt wird. Über den Nahwärmeverbund kann des Weiteren überschüssige Wärme, speziell in den Sommermonaten, rückeingespeist werden. Die Warmwasserbereitung erfolgt mittels eines Frischwassermoduls, welches über den Hochtemperaturspeicher (Warmwasserspeicher) mit Wärme versorgt wird. Die Heizenergie für die Betonkernaktivierung der Bodenplatte sowie der Zwischendecke zum Erdgeschoß erfolgt aus dem Niedertemperaturspeicher (Heizungsspeicher). Die aktivierten Bauteile fungieren in dem angewendeten Konzept einerseits als Speichermasse und andererseits wird die eingebrachte Wärme an den Innenraum abgegeben. Zusätzlich steht für Heizung und Kühlung des Veranstaltungszentrums eine Lüftungsanlage mit Rotationswärmetauscher und Quelluftauslässen zur Verfügung. Für die Kühlung über Lüftung und Betonteilaktivierung steht ein 70.000 Liter Regenwasserspeicher (Zisterne) zur Verfügung. In den Wintermonaten wird die Zisterne zusätzlich zur Vorwärmung der Außenluft verwendet, um Vereisungen am Rotationswärmetauscher zu vermeiden.

Das Monitoringkonzept umfasst sechs Wärmemengenzähler, 21 Temperatursensoren und einen Drucksensor im Solarprimärkreislauf sowie einen Globalstrahlungssensor in der Kollektorebene.

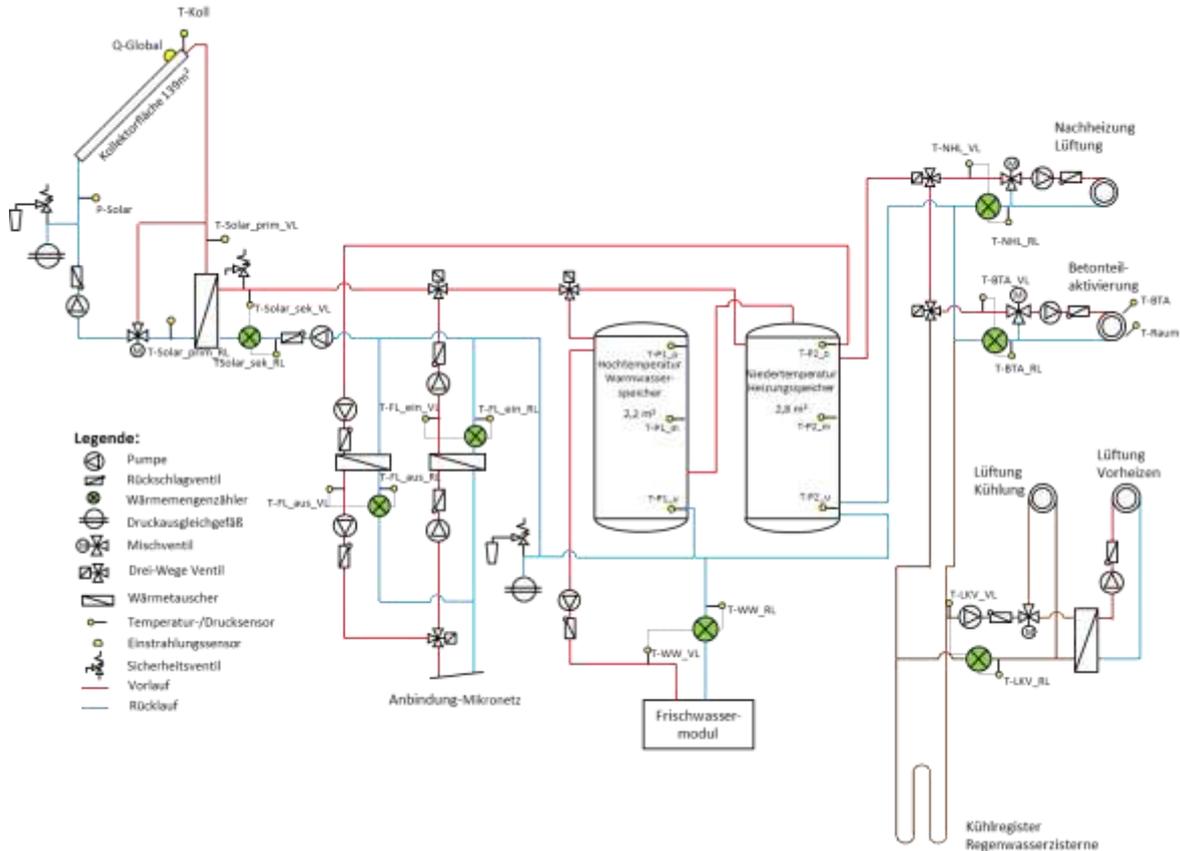


Abbildung 128: Hydraulik- und Messkonzept zum Projekt „Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang“ (grün: Volumenstromzähler; gelb: Temperatur, Druck und Einstrahlungssensoren)

Die Beschreibung der einzelnen Messpunkte ist nachfolgend zusammengefasst:

Solarkreis

- Q_{Global} Globalstrahlungssensor in der Kollektorebene
- p_{Sol} Drucksensor Primärkreis
- T_{Koll} Kollektortemperatur
- $T_{-Sol\ prim_VL}$ Vorlauftemperatur Solarprimärkreis
- $T_{-Sol\ prim_RL}$ Rücklauftemperatur Solarprimärkreis
- Q_{Solar} Wärmemengenzähler Solarkreis
- $T_{-Sol\ sek_VL}$ Vorlauftemperatur Solarsekundärkreis
- $T_{-Sol\ sek_RL}$ Rücklauftemperatur Solarsekundärkreis

Warmwasserspeicher

- T_{P1-o} Pufferspeichertemperatur 1 oben
- T_{P1-m} Pufferspeichertemperatur 1 mitte
- T_{P1-u} Pufferspeichertemperatur 1 unten

Heizungsspeicher

- T_{P2-o} Pufferspeichertemperatur 2 oben
- T_{P2-m} Pufferspeichertemperatur 2 mitte
- T_{P2-u} Pufferspeichertemperatur 2 unten

Nahwärmenetzanbindung

Fernleitung

$T_{FL-ein-VL}$	Vorlauftemperatur Nachheizung Fernleitung
$T_{FL-ein-RL}$	Rücklauftemperatur Nachheizung Fernleitung
Q_{FL-ein}	Wärmemengenzähler Nachheizung Fernleitung
$T_{FL-aus-VL}$	Vorlauftemperatur Einspeisung Fernleitung
$T_{FL-aus-RL}$	Rücklauftemperatur Einspeisung Fernleitung
Q_{FL-aus}	Wärmemengenzähler Einspeisung Fernleitung

Warmwasserbereitung

T_{WW-VL}	Vorlauftemperatur Warmwasserbereitung
T_{WW-RL}	Rücklauftemperatur Warmwasserbereitung
Q_{WW}	Wärmemengenzähler Warmwasserbereitung

Betonteilaktivierung

T_{BTA-VL}	Vorlauftemperatur Raumheizung - Betonteilaktivierung
T_{BTA-RL}	Rücklauftemperatur Raumheizung - Betonteilaktivierung
Q_{BTA}	Wärmemengenzähler Raumheizung - Betonteilaktivierung

Nachheizung Lüftung

T_{NHL-VL}	Vorlauftemperatur Nachheizung Lüftung
T_{NHL-RL}	Rücklauftemperatur Nachheizung Lüftung
Q_{NHL}	Wärmemengenzähler Nachheizung Lüftung

Lüftung Kühlung, Vorheizung

T_{LKV-VL}	Vorlauftemperatur Lüftung Kühlung, Vorheizung
T_{LKV-RL}	Rücklauftemperatur Lüftung Kühlung, Vorheizung
Q_{LKV}	Wärmemengenzähler Lüftung Kühlung, Vorheizung

Abbildung 129 zeigt vereinfacht das Schema der Lüftungsanlage. Die Außenluft (AUL) kann vom Vorheizregister (am WMZ „LKV“) über die Zisterne vorgewärmt werden (z.B. zum Vermeiden von Eisbildung am Wärmetauscher). Nach dem Rotationswärmetauscher gibt es noch weitere Möglichkeiten die Zuluft (ZUL) je nach Bedarf über den Pufferspeicher nachzuheizen (WMZ „NHL“) oder über die Zisterne zu kühlen (WMZ „LKV“).

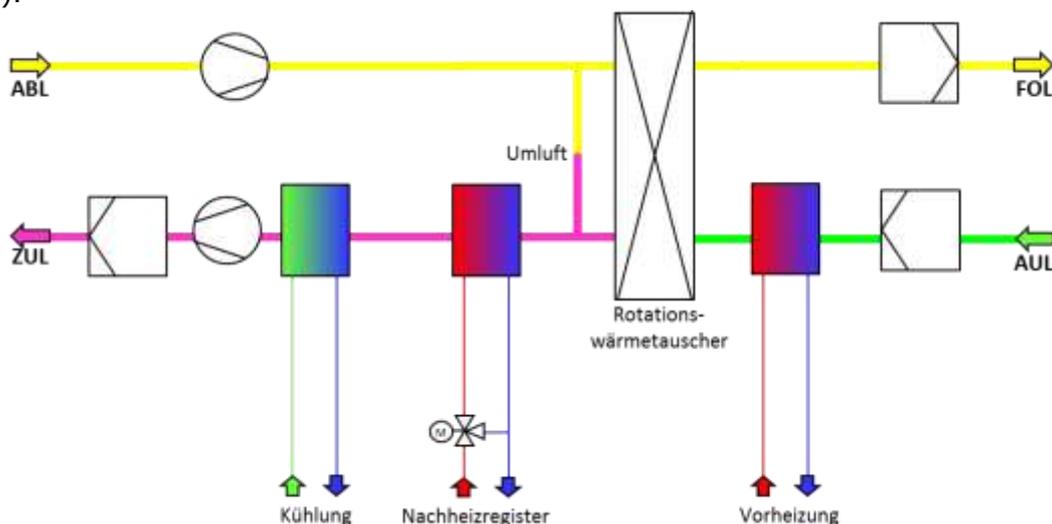


Abbildung 129: Vereinfachtes Schema der Lüftungsanlage zum Projekt „Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang“ (eigene Darstellung)

7.6.3 Energiebilanz

Abbildung 130 zeigt die Input-Output-Bilanz des Projekts „Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang“.

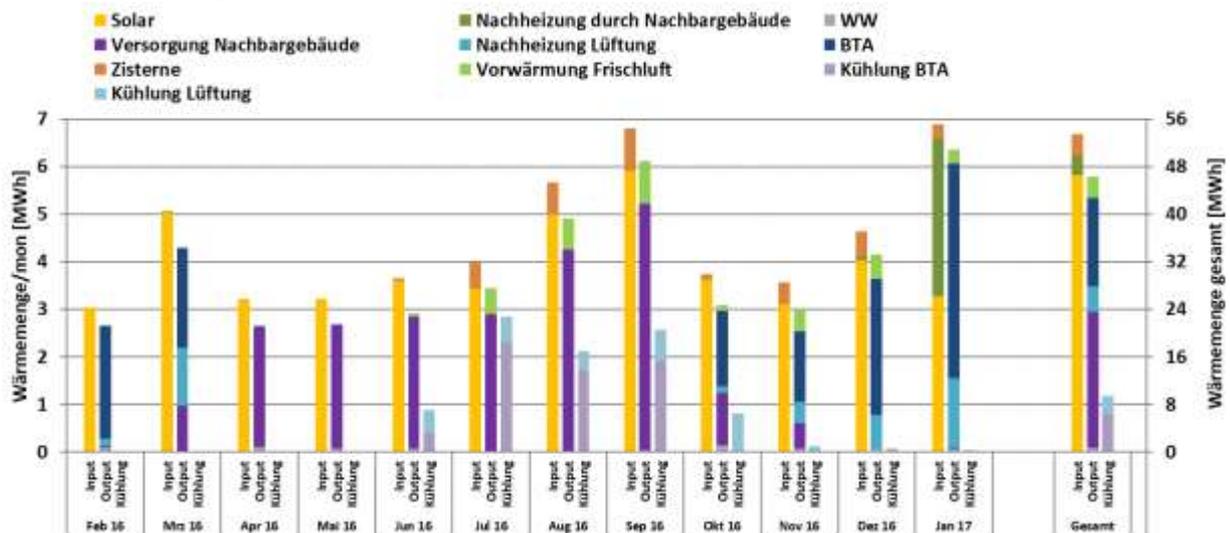


Abbildung 130: Energiebilanz der Anlage „Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang“ (Februar 2016 bis Jänner 2017)

Als Wärmeinput zählen einerseits die Solarenergie (gelb), die Nachheizung über die Fernleitung (dunkelgrün) und der Input aus der Zisterne (orange). Der tatsächliche Energiegewinn der Zisterne ist mit den vorhandenen Messstellen nicht berechenbar, deshalb wird als Input der Zisterne der Output des Wärmemengenzählers an dem Verbraucher „Lüftung Kühlung, Vorheizung“ festgelegt. Dieser Wert entspricht nicht dem tatsächlichen Input der Zisterne in das System, da weder Rohrleitungsverluste zwischen Becken und Verbraucher noch die Pumpenenergie berücksichtigt werden.

Der Wärmeoutput des Systems setzt sich zusammen aus Betonteilaktivierung (dunkelblau), Warmwasserversorgung (grau), Nachheizung der Lüftung (blau) und der Versorgung des Nachbargebäudes über die Fernleitung (violett). Ein weiterer Abnehmer ist die Vorwärmung der Frischluft (hellgrün). Hierbei wird derselbe Wärmemengenzählerstand verwendet wie für den Input der Zisterne, was zur Folge hat, dass sich diese beiden Werte in der Bilanz aufheben.

Die Kühlung über die Betonteilaktivierung (hell-violett) und über die Lüftung (hellblau) ist zusätzlich in der Bilanz dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass in den Sommermonaten fast ausschließlich gekühlt wird. Die Solarenergie wird beinahe zu 100% in das Nachbargebäude geschoben.

Die großen Wärmeabnehmer im System sind eigentlich nur über die Wintermonate aktiv (Betonteilaktivierung Oktober bis März, Nachheizung Lüftung November bis März). Von April bis September werden über 80% der Solarenergie in das Nachbargebäude geschoben, wogegen dieser Wert in den Wintermonaten bei knapp 12% liegt. Die Wärmeabnahme über das Warmwasser fällt dabei kaum ins Gewicht. Aufgrund der geringen Abnahme der Wärme im Sommer, sind auch die Speicherverluste der Pufferspeicher dementsprechend höher als im Winter. In den Sommermonaten sind die Verluste zwischen 15 bis 20%, während in der Heizperiode die Verluste auf teilweise unter 10% sinken. Insgesamt ergeben sich Verluste von circa 13% über das ganze Jahr.

7.6.4 Vergleich Simulation - Messwerte

Folgende Abbildungen (Abbildung 131 bis Abbildung 133) geben einen Überblick über die, bei der Einreichung angegebenen Simulationsergebnisse sowie der Messergebnisse im betrachteten Zeitraum Februar 2016 bis Jänner 2017. Verglichen werden im Rahmen des einjährigen Anlagenmonitorings die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen der relevanten Kennzahlen (spezifischer Solarertrag, solarer Deckungsgrad sowie der Wärmeverbrauch) betreffend die Anlage „Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang“. Da eine Abbildung der Bauteilaktivierung nicht mit einem herkömmlichen Simulationsprogramm möglich war, entschied sich der Betreiber die Simulation mittels eines Wasseräquivalent von 24,3 m³ (Temperaturniveau 30/90 °C) durchzuführen.

Ein Vergleich des gemessenen mit dem prognostizierten spezifischen Solarertrags sowie der Globalstrahlung ist in Abbildung 131 angeführt. Laut der Anlagensimulation des Betreibers zum Zeitpunkt der Fördereinreichung wurde ein Jahressolarertrag von 382 kWh/m²a prognostiziert. Mit einem gemessenen Wert von 372 kWh/m² stimmt die Simulation gut mit den gemessenen Werten überein, obwohl die gemessene Globalstrahlung mit 931,8 kWh/m² 17 % unter dem erwarteten Wert liegt.

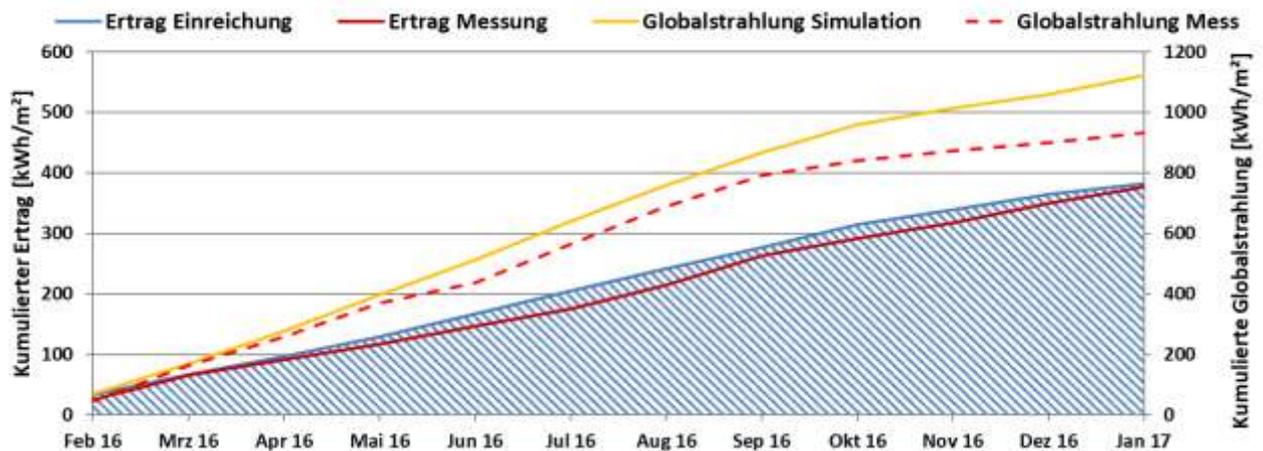


Abbildung 131: Prognostizierter und gemessener Verlauf des spezifischen Solarertrags und der Einstrahlung in Kollektorebene für die Anlage „Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang“ (Februar 2016 bis Jänner 2017)

Der prognostizierte solare Jahresdeckungsgrad (Definition: Solarertrag dividiert durch Gesamtwärmeinput) wurde laut Simulationsrechnung des Betreibers mit rund 62 % angegeben. Abbildung 132 zeigt den prognostizierten Deckungsgrad in blau, den gesamten Deckungsgrad in rot und den nur auf die Raumheizung bezogenen Deckungsgrad in violett. Bis auf die Monate Dezember und Jänner konnte in jedem Monat ein vollständiger solarer Deckungsgrad erreicht werden. Insgesamt betrug der gesamte solare Deckungsgrad 93,2 % und lag somit weit über der Prognose (62 %). Der Grund dafür liegt im Verbrauch, welcher im Monitoringjahr 40% unter der Prognose lag.

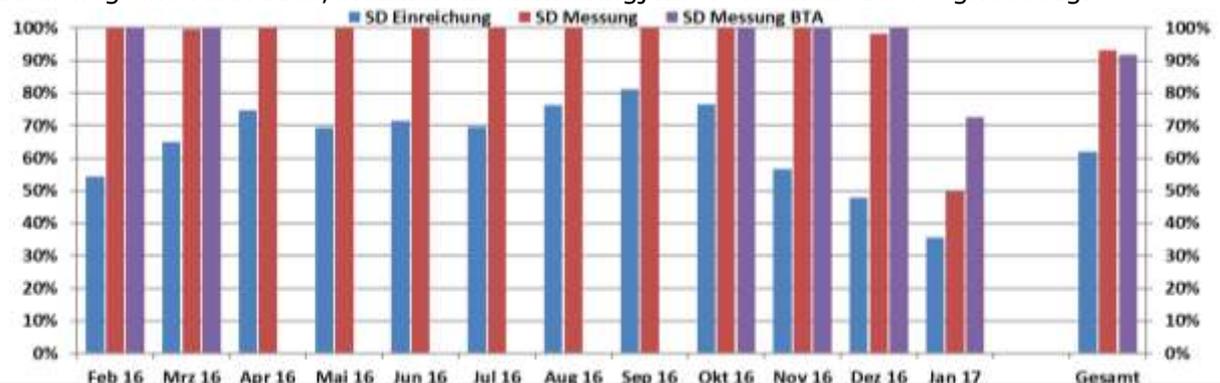


Abbildung 132: Prognostizierter und gemessener monatlicher solarer Deckungsgrad für die Anlage „Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang“ (Februar 2016 bis Jänner 2017)

Der kumulierte Verlauf der prognostizierten, der gemessenen Wärmeabnahme ist Abbildung 133 zu entnehmen. Der simulierte jährliche Gesamtwärmebedarf von 344 MWh wurde um ca. 40 % unterschritten. Zusätzlich ist der der reine Wärmebedarf für die Raumheizung dargestellt (rot strichliert).

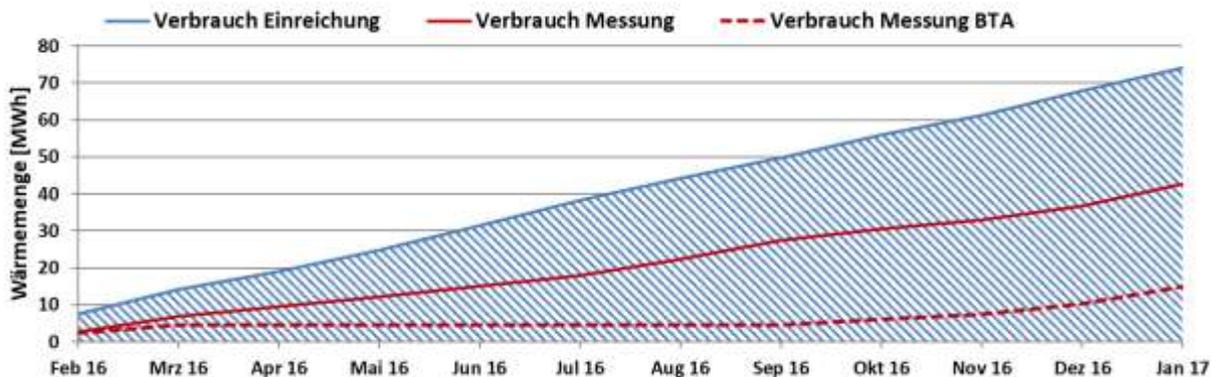


Abbildung 133: Prognostizierter und gemessener monatlicher Verbrauch für die Anlage „Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang“ (Februar 2016 bis Jänner 2017)

7.6.5 Detailbetrachtung und Optimierungspotenziale

Im Betrachtungszeitraum wurden Analysen und Plausibilitätsprüfungen der Betriebsweise der einzelnen hydraulischen Kreise und des Gesamtsystems durchgeführt. Bei der Analyse der Anlage kann dabei insbesondere das Zusammenspiel der solarthermischen Anlage mit der Betonteilaktivierung als interessant angesehen werden. So wird im Folgenden einerseits auf die Betriebsweise bzw. etwaige Optimierungen und im weiteren Verlauf auf die Effekte der Bauteilaktivierung auf die solarthermische Anlage eingegangen.

Abbildung 134 oben zeigt einen beispielhaften Verlauf der Solaranlage an einem Schönwettertag im Winter. Dargestellt werden die Temperaturverläufe des primären und sekundären Solarkreislaufs, die Kollektortemperatur, der Volumenstrom sowie die Globalstrahlungswerte. Die Messwerte des Primärkreises werden in durchgezogenen Linien dargestellt (Vorlauf rot, Rücklauf blau), jene des Sekundärkreises in strichlierten Linien. Die untere Abbildung zeigt die dazugehörigen Pufferspeichertemperaturen des Hochtemperatur-/Warmwasserpuffer (high, rot) und des Niedrigtemperatur-/Heizungspuffer (low, blau).

Im Winter treten solare Vorlauftemperaturen zwischen 25 °C und 35 °C auf. Das ist das ideale Temperaturniveau, um in die Betonteilaktivierung einzuspeisen, was simultan zu diesem Solarverlauf über den Pufferspeicher auch geschieht (vgl. Verlauf Vorlauftemperatur Solar mit Puffertemperaturverlauf „low“ in Abbildung 134 bzw. Abbildung 135). Dabei ist erkennbar, dass zunächst die Solarenergie allein über den Niedrigtemperaturpuffer die Betonteilaktivierung speist. An fast allen Schönwettertagen wird um die Mittagszeit auf die Beheizung des Hochtemperaturpuffers umgeschaltet. Dies hat zur Folge, dass die Solaranlage kurz abschaltet, um die erforderliche Temperatur für den Hochtemperaturpuffer zu erreichen (Anstieg der Kollektortemperatur auf circa 55°C). Sobald die untere Pufferspeichertemperatur des Hochtemperaturpuffers (T-Puffer_high_u) 50°C erreicht, wird wieder auf den Niedrigtemperaturpuffer umgeschaltet. Das hat einen kurzen Anstieg der oberen Temperatur des Niedrigtemperaturpuffers zur Folge (vgl. Anstieg T-Puffer_low_o um ca. 14:00 Uhr). Die Solaranlage wird in den Wintermonaten mit einem durchschnittlichen Volumenstrom von 5,6 m³/h (spezifisch 46,3 l/m²h) betrieben.

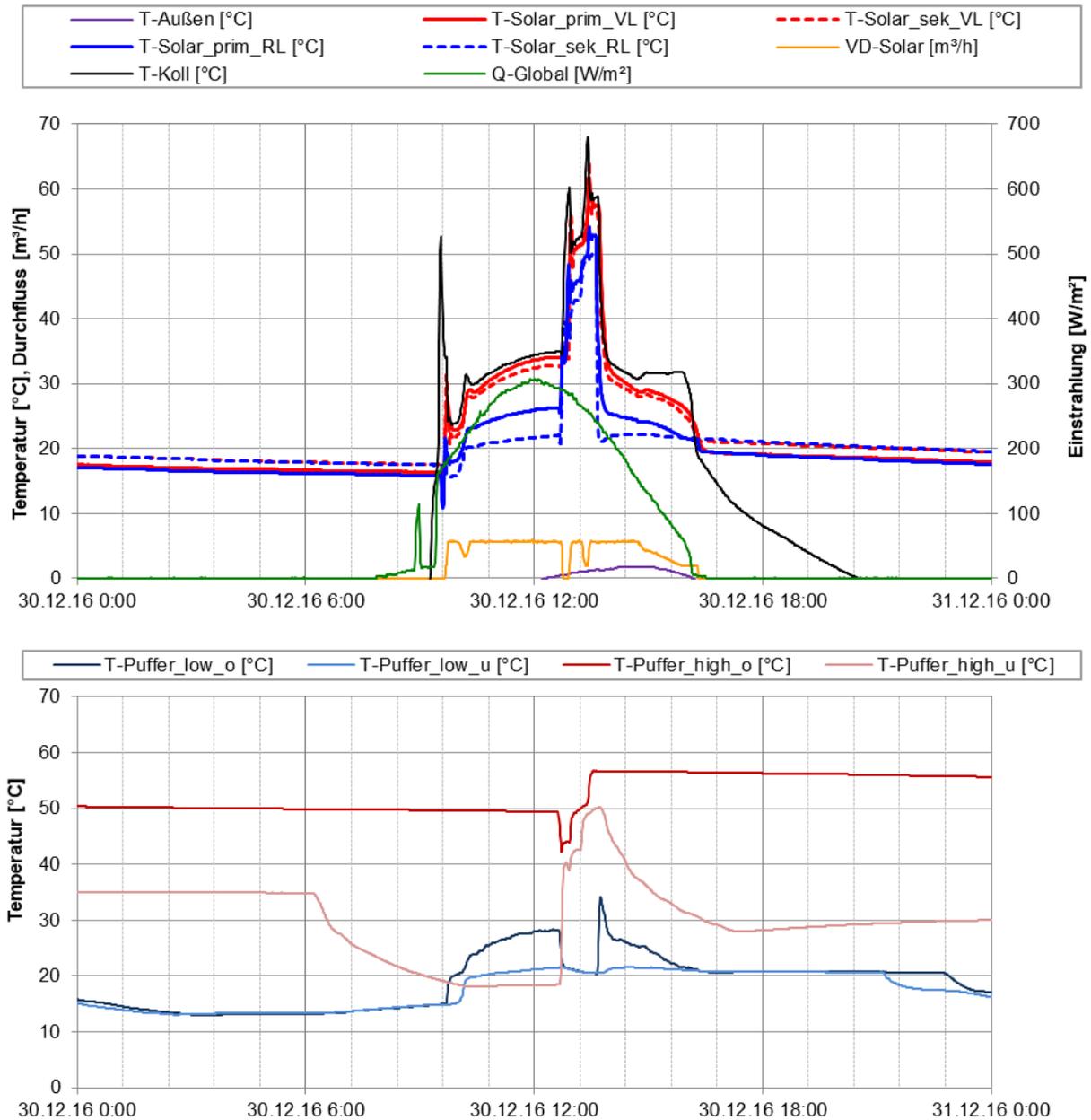


Abbildung 134: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms und der Globalstrahlung (oben) und Puffertemperaturen (unten) (30.12.2016)

Abbildung 135 zeigt passend zu Abbildung 134 die Solaranlage an zwei Schönwettertagen (Winter, 30.12.2016 und 31.12.2016), den Verlauf der Bauteilaktivierung inkl. Puffertemperaturen des Niedrigtemperaturpuffers (oben) und die dazugehörigen Raum- und Bodentemperaturen (unten). Als Folge der Umschaltung von der Speisung des Niedrigtemperaturspeichers auf den Hochtemperaturspeicher um ca. 12:30 sinkt die Vorlauftemperatur der Bauteilaktivierung in Abbildung 135 ab, da die geforderte Temperatur im Niedrigtemperaturspeicher auf einmal nicht mehr gegeben ist. Nachdem der Hochtemperaturpuffer geladen ist, wird der Niedrigtemperaturspeicher wieder gespeist. Dadurch steigt die Vorlauftemperatur der Bauteilaktivierung nach dieser Umschaltung kurz sprunghaft an, bis sie sich analog zum Solarverlauf wieder auf 23 °C bis 28 °C einpendelt. Der Heizungsspeicher dient im Winter nur als hydraulische Weiche. Es wird keine solare Wärme für die Heizung in Wasser gespeichert, sondern komplett in die Bauteile geschoben.

Der Verlauf der Raum- (blau, orange) und Betonkerntemperaturen (grün, rot) des Erdgeschoßes ist in Abbildung 135 unten dargestellt. Zwischen 10:00 und 16:30 am

30.12.2016 wird die Betonteilaktivierung gespeist. Damit erhöht sich die Temperatur im Betonkern um 1,9 K in 6,5 Stunden (0,29 K/h). In weiterer Folge fällt die Betonkernntemperatur über Nacht in 18 Stunden um 1,0 K ab (0,056 K/h). Am nächsten Tag werden die Bauteile erneut mit Solarenergie beheizt. Die Raumtemperaturen fallen und steigen größtenteils analog zu den Kerntemperaturen. Sprunghafte Temperaturanstiege und -abfälle sind auf das Aktivieren und Deaktivieren der Lüftungsanlage zurückzuführen.

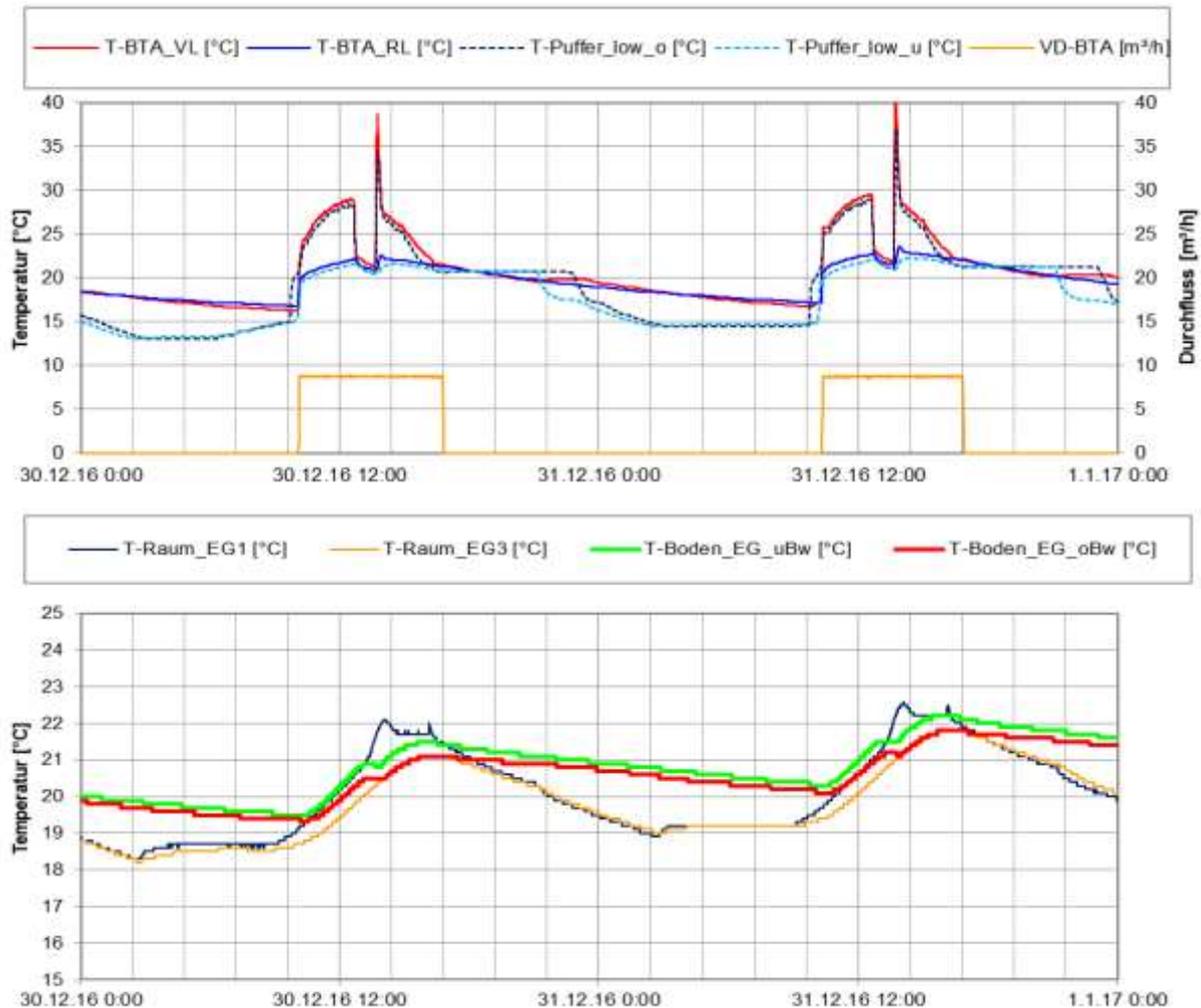


Abbildung 135: Beispielhafter Temperaturverlauf und Volumenstrom des Bauteilkreises (oben) und der Raum- und Bodentemperaturen (unten) (30.12.2016 und 31.12.2016)

Abbildung 136 zeigt die zeitlich zu Abbildung 135 stattfindende Beheizung der Lüftung. Das Vorheizregister (WMZ „LKV“, oben) sowie das Nachheizregister (WMZ „VWL“, unten) werden um 21:00 Uhr aktiviert. Das Vorheizregister wärmt die kalte Außenluft (unter 0 °C) vor. Nach der Wärmerückgewinnung wird die Luft noch im Nachheizregister weiter erwärmt. Dafür wird der Niedertemperaturspeicher verwendet. Da der Puffer aber durch das Beladen der Bauteilaktivierung tagsüber schon fast komplett entleert ist, kann die Luft nur bis ca. 02:00 Uhr erwärmt werden. Danach läuft der Vorwärmungskreis ohne weiteren Temperatureaustausch am Wärmetauscher weiter. Dieses Verhalten, sowie die Aktivierung der Lüftung, wenn keine Veranstaltungen stattfinden, wurde dem Betreiber kommuniziert. Es gibt keine Pläne die Regelung anzupassen.

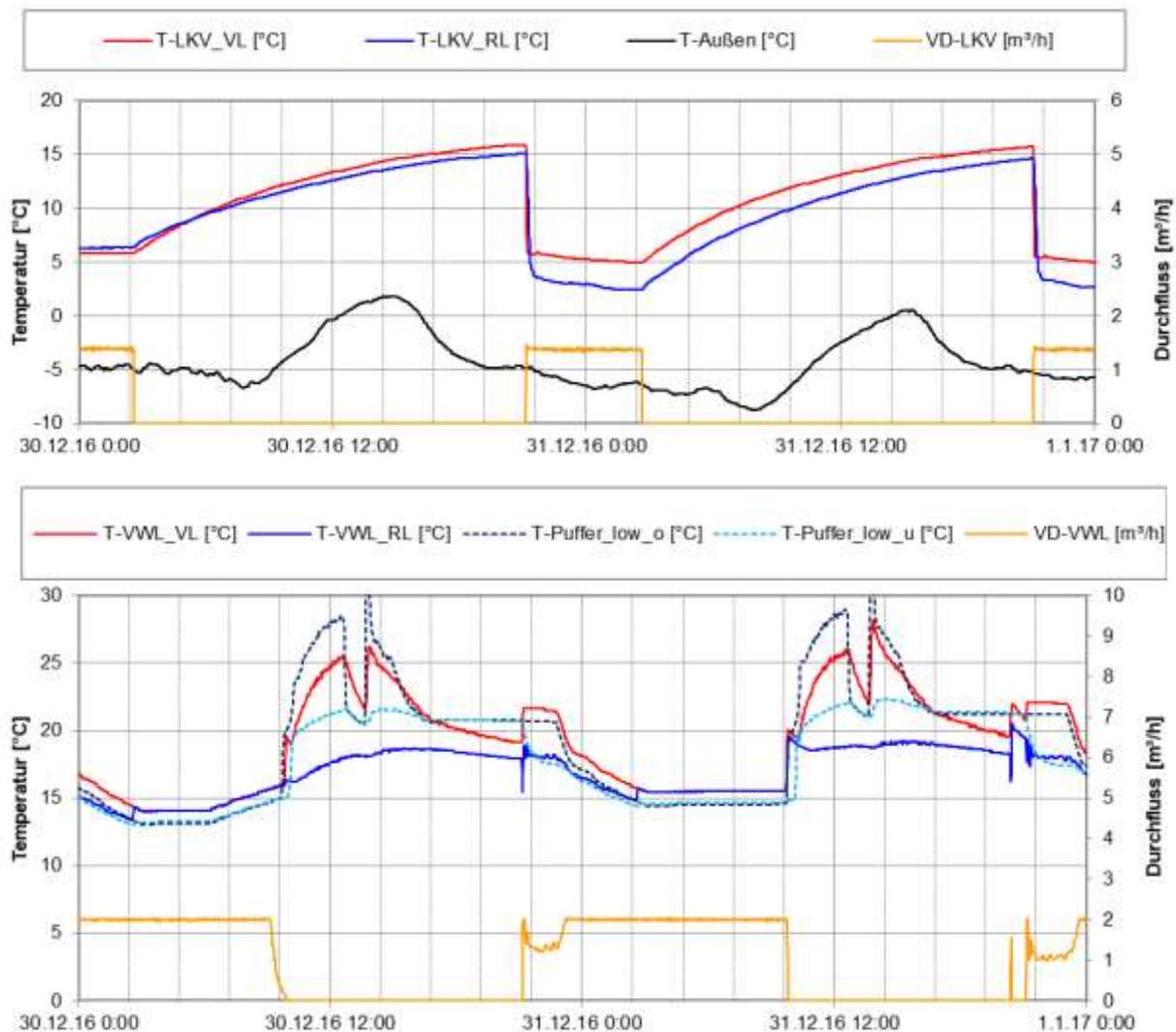


Abbildung 136: Beispielhafter Temperaturverlauf und Volumenstrom des Vorheizregisters der Lüftung (oben) und des Nachheizregisters der Lüftung (unten) (30.12.2016 und 31.12.2016)

Abbildung 137 zeigt den einzigen Zeitpunkt im Monitoringjahr, wo die Nachheizung über die Fernleitung aktiv ist. Zu sehen sind Vorlauf- und Rücklauftemperaturen sowie Volumenstrom der Fernleitung, inklusive Puffertemperaturen des Niedrigtemperaturspeichers (oben) sowie die Reaktion der Bauteil- und Raumtemperaturen (unten). Um die Raumtemperatur nach der Weihnachtspause in Abwesenheit von Solarenergie wieder zu heben, wird die Bauteilaktivierung durch manuelles Eingreifen mithilfe der Nachheizung über die Fernleitung vom Nachbargebäude beheizt. Wie in Abbildung 137 mitte ersichtlich, wird die Bauteilaktivierung durchgehend für 4 Tage (95 Stunden) mit einem durchschnittlichen Volumenstrom von 2,3 m³/h betrieben. Dabei liegt die Vorlauftemperatur vor der Beimischschaltung zwischen 25 °C und 35 °C und somit etwas höher, als bei der Beheizung über die Solaranlage, wo die 30 °C Grenze kaum überschritten wurde. Der Volumenstrom von 2,3 m³/h ist niedriger als bei Betrieb mit Solarenergie (circa 8 m³/h).

Über den Zeitraum von 4 Tagen steigt die Bauteiltemperatur von 18 °C auf 23,5°C an (vgl. Abbildung 137 unten). Das entspricht einem Anstieg von 5,5 K über 4 Tage (0,06 K/h). Im Vergleich dazu steigt bei der Beheizung über die Solaranlage die Temperatur durchschnittlich um 0,3 K/h an. Auch die Raumtemperaturen steigen ungeachtet der Lüftungs- und Umwelteinflüsse mit den Bodentemperaturen an. Die extremen Anstiege der Raumtemperaturen am 10.01.2017 und 14.01.2017 sind durch

große Menschenmassen bei Veranstaltungen zu erklären. Laut Gemeindeblatt fand am 10.01.2017 ein Seniorennachmittag und am 14.01.2017 ein Ball statt.

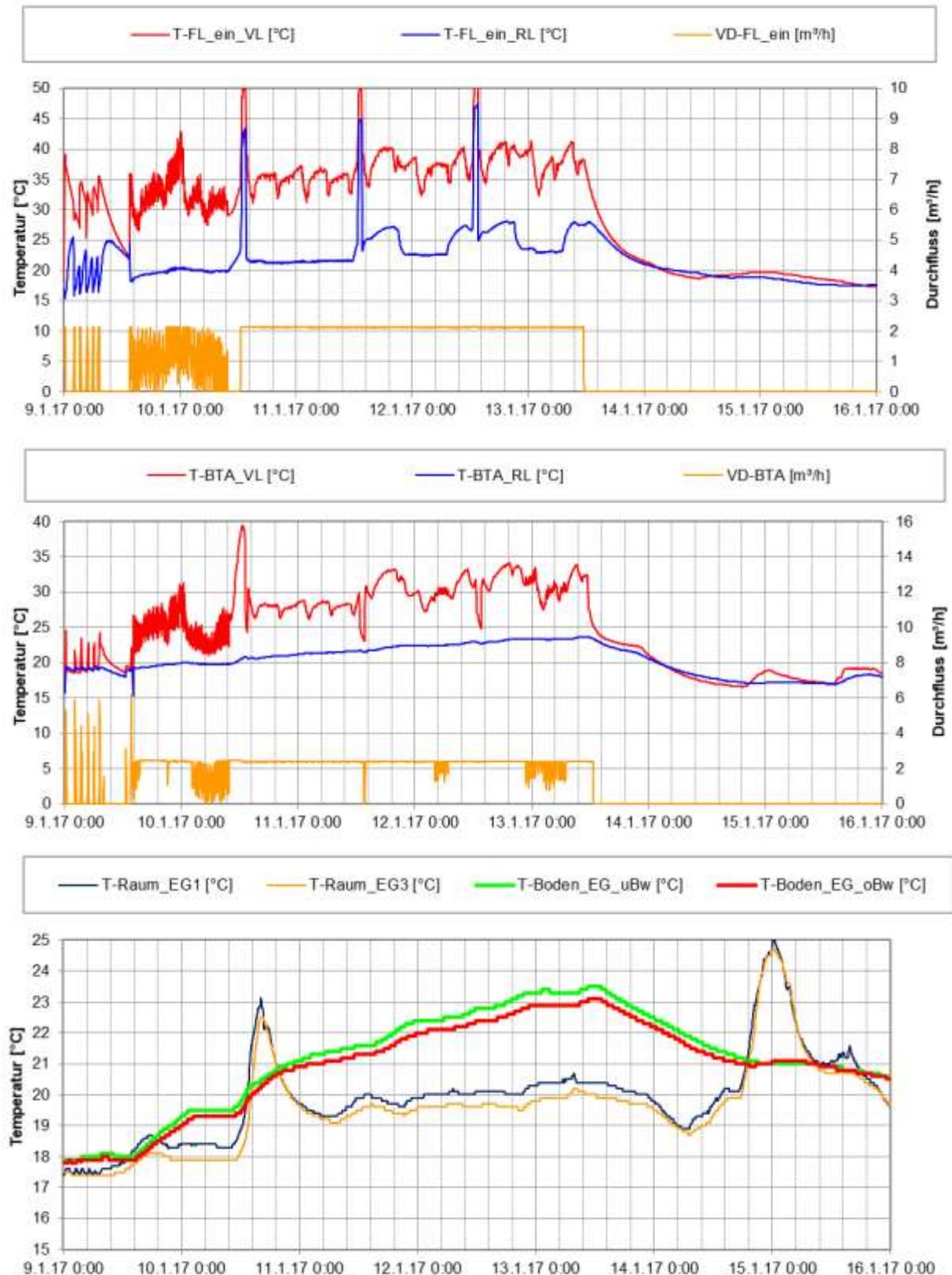


Abbildung 137: Beispielhafter Temperaturverlauf und Volumenstrom der Fernleitung (oben), der Bauteilaktivierung (mitte) und der Raum- und Bodentemperaturen (unten) (09.01.2017 – 15.01.2017)

Abbildung 138 zeigt einen beispielhaften Verlauf der Solaranlage (oben) und der Puffertemperaturen (unten) an einem einstrahlungsreichen Sommertag.

Da in beiden Pufferspeichern die Temperaturen bereits auf über 55 °C liegen, aktiviert sich die Solaranlage erst ab einer Kollektortemperatur größer 60 °C (ca. 10:00). Im Sommer wird der Großteil der Solarenergie in das Nachbargebäude gespeist. Abnahmen vom Warmwasser sind verschwindend gering. Das Einspeisen in die Nahwärmeleitung geschieht über den Niedertemperaturspeicher. Erneut wird zur Mittagszeit kurzzeitig für circa zwei Stunden der Hochtemperaturpuffer beladen. Ab circa 15:30 kann der Kollektor die Temperatur im Puffer nicht mehr heben (T-Puffer_low_u ist über 80 °C). Somit schaltet die Solaranlage mehrfach ein und aus, um die geforderte Temperatur am Kollektor zu erreichen. In den Sommermonaten wird die Solaranlage ebenfalls mit einem Volumenstrom von 5,3 m³/h bis 6 m³/h (spezifisch circa 49 l/m³h) betrieben. Die Solaranlage wird im Winter und im Sommer mit dem gleichen Volumenstrom betrieben.

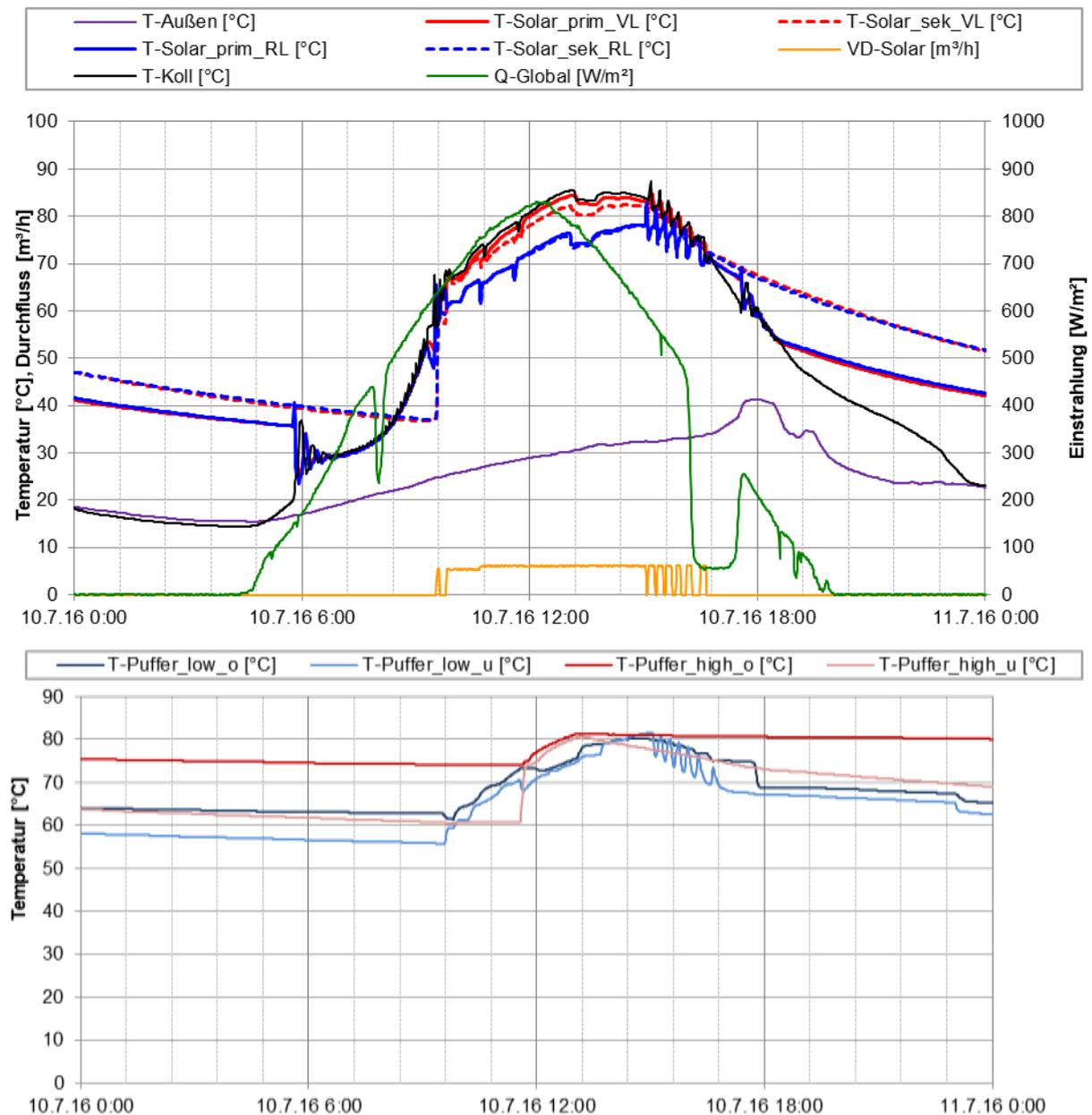


Abbildung 138: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms und der Globalstrahlung (oben) und Puffertemperaturen (unten) (10.07.2016)

Abbildung 139 zeigt zeitgleich dazu die Fernleitung-Ausspeisung. Aufgrund der Positionierung des WMZ nach dem Wärmetauscher, liegen die gemessenen Vorlauf- und Rücklauftemperaturen leicht unter den Pufferspeichertemperaturen zwischen 60 °C und 70 °C.

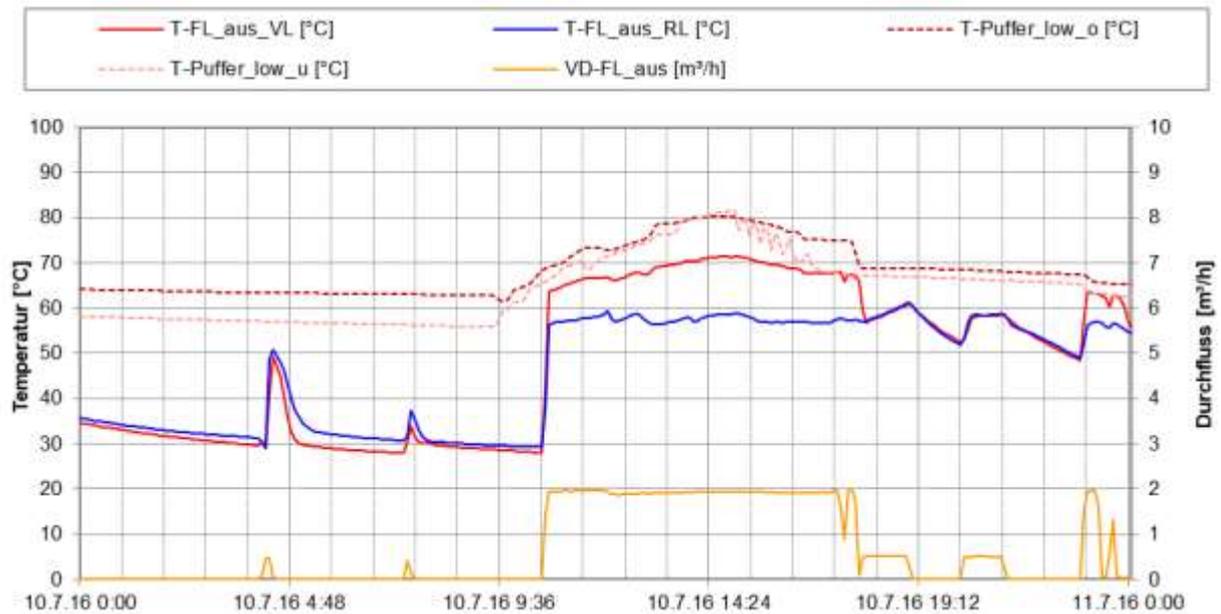


Abbildung 139: Beispielhafter Temperaturverlauf und Volumenstrom der Fernleitung inkl. Pufferspeichertemperaturen (10.07.2016)

In den Sommermonaten kann mithilfe der vorhandenen Regenwasserzisterne über die Betonteilaktivierung das Gebäude gekühlt werden. Da die Vorlauftemperatur aus der Zisterne laut Messwerten im Sommer Temperaturen von 18 °C bis 21 °C erreicht, wird die Temperaturdifferenz im Kühlfall gering gehalten. Von Anfang Juli bis Mitte September kühlt die Betonteilaktivierung mit einer durchschnittlichen Temperaturdifferenz von 0,7 K beinahe durchgehend. Mit zusätzlicher Hilfe der Kühlung über die Lüftung kann damit im Veranstaltungssaal über den ganzen Sommer (Betrachtungszeitraum Mitte Juni bis Mitte September) eine durchschnittliche Tagesraumtemperatur von 23°C gehalten werden. Die Kühlung über die Lüftung erfolgt über Nacht (20:00 bis 06:00 Uhr). In diesem Zeitraum reduziert die Pumpe der Betonteilaktivierung den Volumenstrom. In Abbildung 140 ist der Verlauf der Volumenströme und Vorlauf- und Rücklauftemperaturen der Betonteilaktivierung (unten) und des Wärmemengenzählers „Lüftung Kühlung, Vorheizung“ (LKV, oben) über einen längeren Zeitraum dargestellt.

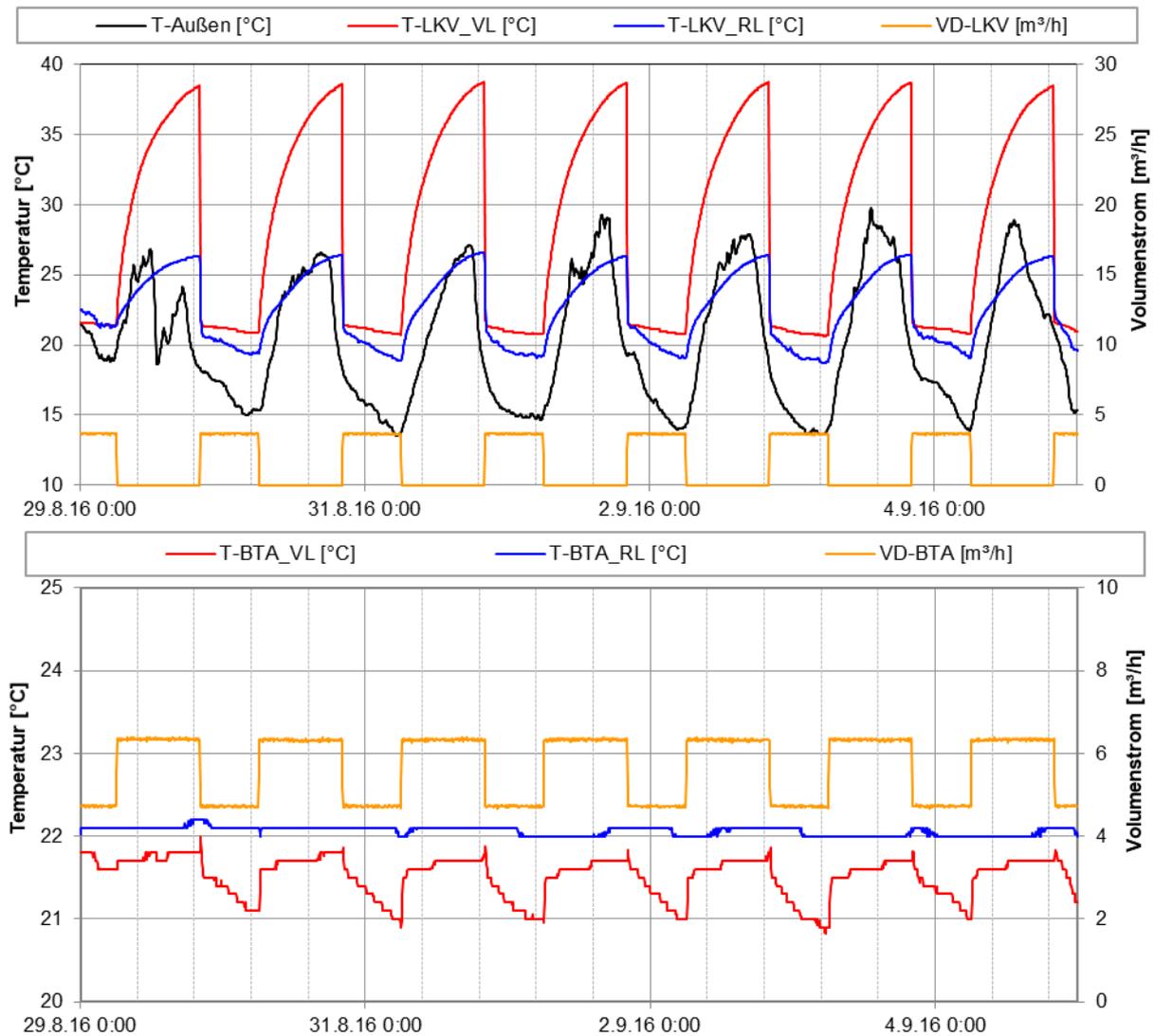


Abbildung 140: Beispielhafter Temperaturverlauf und Volumenstrom des WMZ „Lüftung Kühlung, Vorheizen“ (oben) und der Bauteilaktivierung (unten) (29.08.2016 – 04.09.2016)

Wie in dieser Abbildung ersichtlich, wird die Lüftung in diesem Fall über die Zisterne nicht gekühlt, sondern beheizt (Vorlauftemperatur ist bei bestehendem Volumenstrom höher als die Rücklauftemperatur). Der starke Anstieg der Temperaturen im Stillstand ist auf äußere Einflüsse zurückzuführen. Da dieser Temperaturanstieg mit keiner messbaren Fehlströmung verbunden ist, kann er vernachlässigt werden. Wenn „Lüftung Kühlung, Vorheizung“ und „Kühlung Bauteilaktivierung“ gleichzeitig aktiv sind, ist der Volumenstrom der Bauteilaktivierung zu jedem Zeitpunkt der größere (Volumenstrom LKV = 3,63 m³/h; Volumenstrom BTA = 4,7 m³/h). Damit kann folgende Massenbilanz aufgestellt werden (vgl. Abbildung 141):

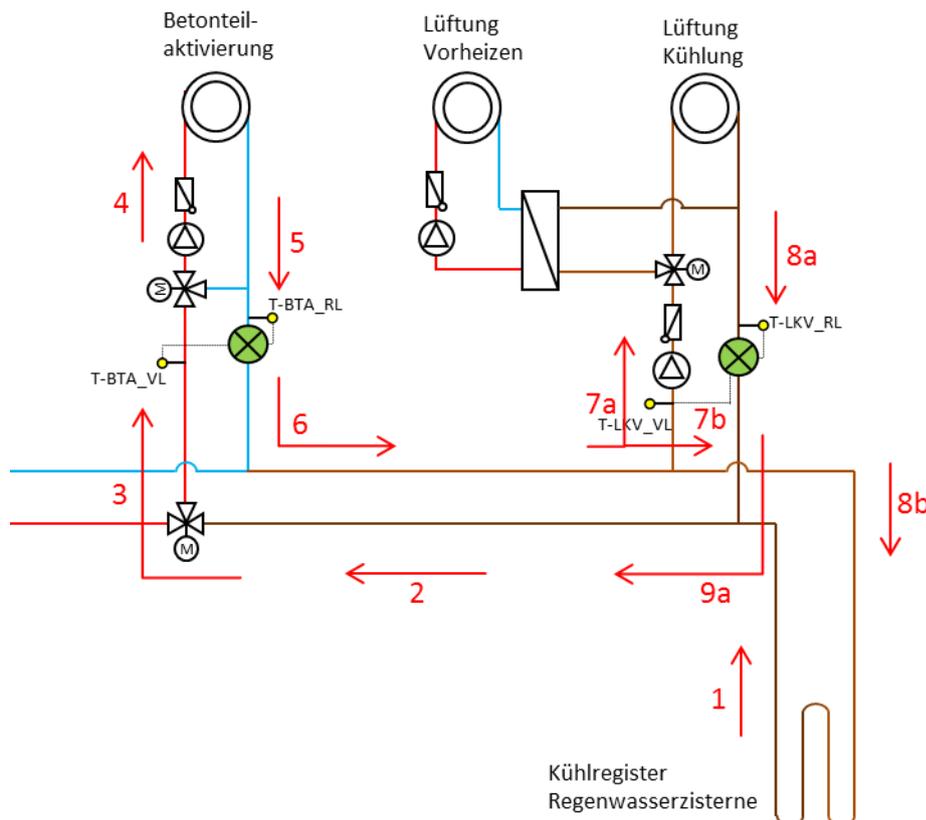


Abbildung 141: Volumenstromaufteilung im Fall „Nachtkühlung“

Dabei zeigen die roten Pfeile die Fließrichtung des Volumenstroms an. Das Heizwasser wird über die Zisterne gekühlt (1) und anschließend, da der Volumenstrom an der Betonteilaktivierung größer ist, über ein Drei-Wege-Ventil in den Vorlauf der Betonteilaktivierung gepumpt (2,3). Der Rücklauf wird wieder in den Kühlregister-Kreislauf eingespeist (4, 5,6). Im nächsten Schritt spaltet sich der Massenstrom auf und ein Teil wird in den Kreislauf von „Lüftung Kühlung, Vorheizung“ gespeist (7a), während der zweite Teil wieder über den Wärmetauscher in die Zisterne geleitet wird (7b, 8b). Der Rücklauf aus „Lüftung Kühlung, Vorheizung“ wird dem Vorlauf der Zisterne beigemischt (8a, 9a).

Die genauere Analyse von Abbildung 140 lässt vermuten, dass zum Zeitpunkt der „Nachtkühlung“ die Lüftung nicht über den Wasser-Luft Wärmetauscher (Lüftung Kühlung) sondern über den Sole-Wasser Wärmetauscher (Vorheizung Lüftung) läuft.

In Abbildung 142 werden 24 Stunden aus Abbildung 140 detaillierter dargestellt (30.08.2016 12:00 bis 31.08.2016 12:00). Die Rücklauftemperatur (blau) der Lüftungskühlung fällt ab (obere Abbildung, Wärmemengenzähler LKV). Dies wird durch eine Kühlung der Rücklauftemperatur durch die Außenluft (schwarz) bedingt, welche in der Betriebszeit der „Nachtkühlung“ immer unter der Vorlauftemperatur (rot) aus der Zisterne liegt. Der Nutzen davon ist, dass die Vorlauftemperatur der Betonteilaktivierung durch die Beimischung in Punkt 9a noch zusätzlich gekühlt wird (unteres Bild).

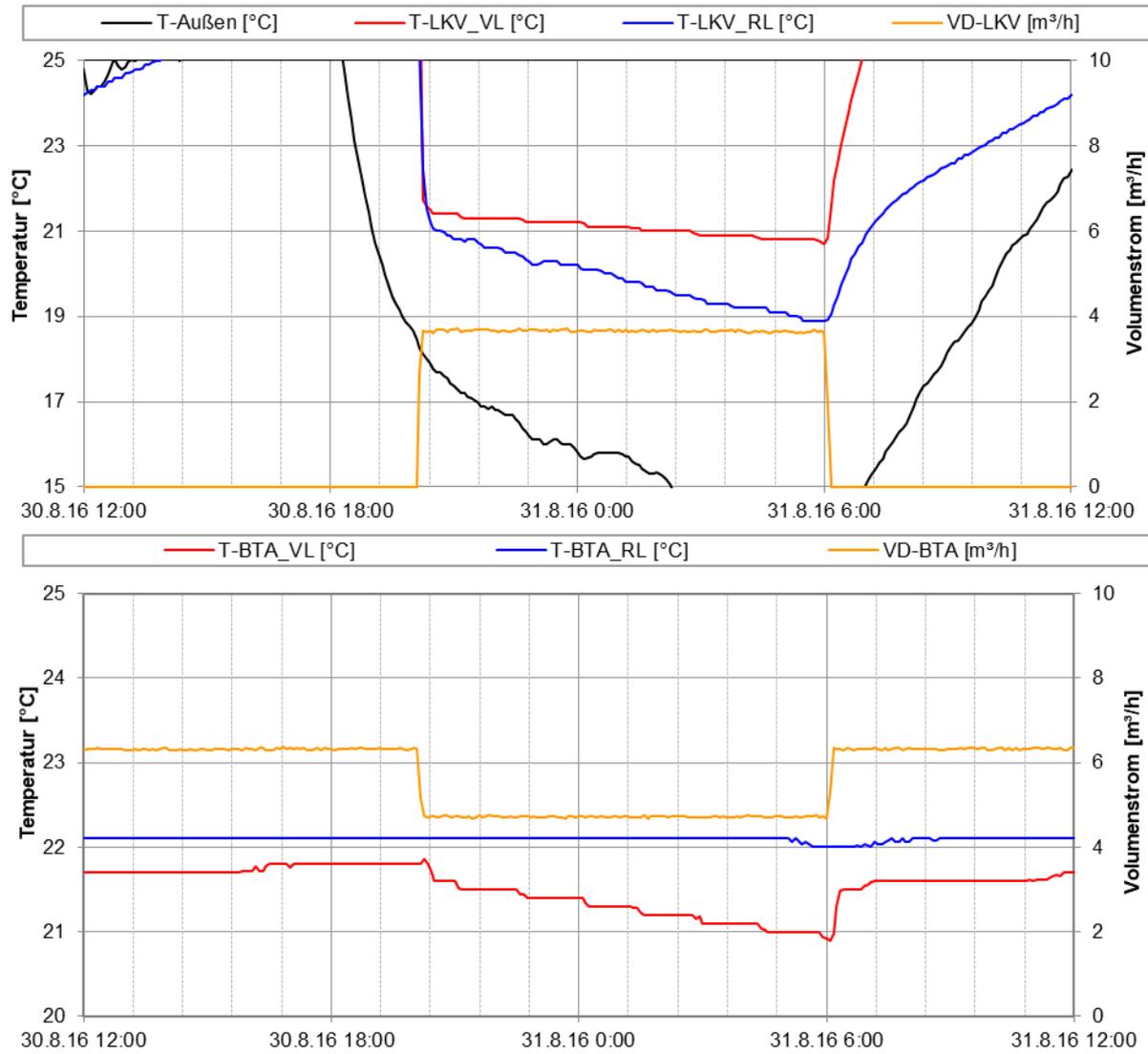


Abbildung 142: Beispielhafter Temperaturverlauf und Volumenstrom des WMZ „Lüftung Kühlung, Vorheizen“ (oben) und der Bauteilaktivierung (unten) (30.08.2016)

7.6.6 Anlagen Status Quo

Das Monitoring für das Projekt „Kultur- und Veranstaltungszentrum Hallwang“ wurde mit 31.01.2017 beendet. Das Wärmeversorgungssystem funktionierte im Betrachtungszeitraum ohne Probleme.

Die Nutzung der Bauteilaktivierung im Winter ermöglichte den Betrieb der Solaranlage bei bereits sehr niedrigerer Einstrahlung ($>150 \text{ W/m}^2$). Durch das Ausspeisen der Solarenergie im Sommer in das Nachbargebäude konnte eine stetige Abnahme der Solarenergie gewährleistet werden. Es trat im gesamten Monitoringzeitraum nie Stagnation auf.

Die Bauteilaktivierung wurde mit auf einem Temperaturniveau von $25 \text{ }^\circ\text{C}$ bis $35 \text{ }^\circ\text{C}$ betrieben. Wann immer in der Heizperiode Solarenergie zur Verfügung stand, wurde die Bauteilaktivierung beladen. Im Sommer wurde das Regenwasser in der Zisterne als Wärmesenke für die Kühlung genutzt.

Die Lüftung (mit Vorwärmung, Nachwärmung und Kühlung) war auch aktiv, wenn keine Veranstaltungen im Saal stattfanden. Dadurch entstand unnötiger Stromverbrauch. Dieses Verhalten wurde dem Anlagenbetreiber kommuniziert. Laut Betreiber gibt es keine Pläne, die Regelung anzupassen.

7.7 Nahwärme Sirnitz, K

7.7.1 Allgemeine Anlagenbeschreibung

<u>Projektname:</u>	Nahwärme Sirnitz
<u>Adresse:</u>	9571 Sirnitz
<u>Art der Anwendung:</u>	Solare Einspeisung in ein kommunales Nahwärmenetz
<u>Wärmeverbraucher:</u>	Nahwärmenetz mit etwa 3 GWh/a
<u>Bruttokollektorfläche:</u>	Bestand: 218 m ² (84 Stk) Flachkollektor Erweiterung: 191 m ² (19 Stk) Flachkollektor
<u>Ausrichtung:</u>	140° (Südost)
<u>Neigung:</u>	Bestand: 25°; Erweiterung: 35°
<u>Energiespeichervolumen:</u>	40 m ³ Pufferspeicher
<u>Nachheizung</u>	3x GLOG BHKW, Hackschnitzel je 110kW, 450 kW Biomassekessel 950 kW Gaskessel
<u>Solarer Deckungsgrad:</u>	4,6 % (Messung, Bestand und Erweiterung zusammen)
<u>Spezifischer Solarertrag:</u>	470 kWh/(m ² *a) (Messung, bezogen auf Aperturfläche)
<u>Projektstatus:</u>	Monitoring abgeschlossen mit Juni 2017
<u>Zuständigkeit Begleitforschung:</u>	AIT

Das Wärmenetz der „Nahwärme Sirnitz“ im Bundesland Kärnten versorgt aktuell 85 Einfamilienhäuser, 15 Mehrfamilienhäuser und drei öffentliche Gebäude. Die Trassenlänge beträgt etwa 6,5 km. Die Auslegungstemperaturen liegen laut Betreiber in der Heizperiode bei 90/58 °C bzw. bei 70/50 °C in den Sommermonaten.

Die bestehende Solarthermieanlage mit 218 m² Kollektorfläche wurde 2011 auf dem Dach des Hackschnitzellagers installiert. 2013 erfolgte die Installation eines 40 m³ Puffers zur Effizienzsteigerung der Solaranlage. Die aktuelle Erweiterung der Solaranlage um weitere 191 m² soll den solaren Deckungsgrad auf etwa 5 % steigern und die Anzahl der Kesselanläufe und deren Betrieb bei geringster Last (schlechter Wirkungsgrad) in den Sommermonaten verringern. Die aktuelle Erweiterung ist Gegenstand des Monitorings, in diesem Bericht wird der Fokus auf diese Anlage gelegt und spezifisch beide Solaranlagen beschrieben. In Abbildung 143 ist das Dach des Hackschnitzellagers mit den Solarthermiekollektoren abgebildet.



Abbildung 143: Nahwärme Sirnitz mit Solarthermiekollektoren. Quelle: ZÜRNER technologies

7.7.2 Hydraulik- und Messkonzept

Das bestehende und das neue Solarsystem speisen über eigene Wärmeübertrager und den gemeinsamen Solarsekundärkreis in den zentralen 40 m³ Pufferspeicher ein. Die bestehende Solaranlage wird mit Solaranlage 1, die neue mit Solaranlage 2 bezeichnet. Mittels händisch betätigter 2-Wege-Ventile kann eingestellt werden, in welcher Höhe der Vorlauf der Solaranlagen in den Pufferspeicher eingebracht wird (nutzbares Speichervolumen für die Solaranlagen). Des Weiteren speisen ein Biomassekessel und drei mit Hackschnitzel betriebene GLOG Blockheizkraftwerke (BHKW) ebenfalls in den Pufferspeicher ein. Mit händisch betätigten 2-Wege-Ventilen kann eingestellt werden, aus welcher Höhe der Rücklauf des Biomassekessels bzw. der BHKWs entnommen wird. Die Umschaltungen der 2-Wege-Ventile werden typischerweise am Anfang und am Ende der Heizsaison durchgeführt (Sommer-, Winterbetrieb) und ermöglichen, das Vorhaltevolumen, welches auf Temperatur gehalten wird, an den Verbrauch anzupassen. Der Gaskessel speist in den obersten Bereich des Pufferspeichers ein. Er kann mithilfe weiterer 2-Wege-Ventile aber auch direkt zur Netz-Vorlauftemperaturenanhebung eingesetzt werden.

Abbildung 144 zeigt das Monitoringkonzept dieser Anlage. Sechs Wärmemengenzähler, 21 Temperatursensoren, einen Globalstrahlungssensor sowie zwei Drucksensoren in den Solarprimärkreisen bilden in diesem Projekt die gesamte messtechnische Bestückung.

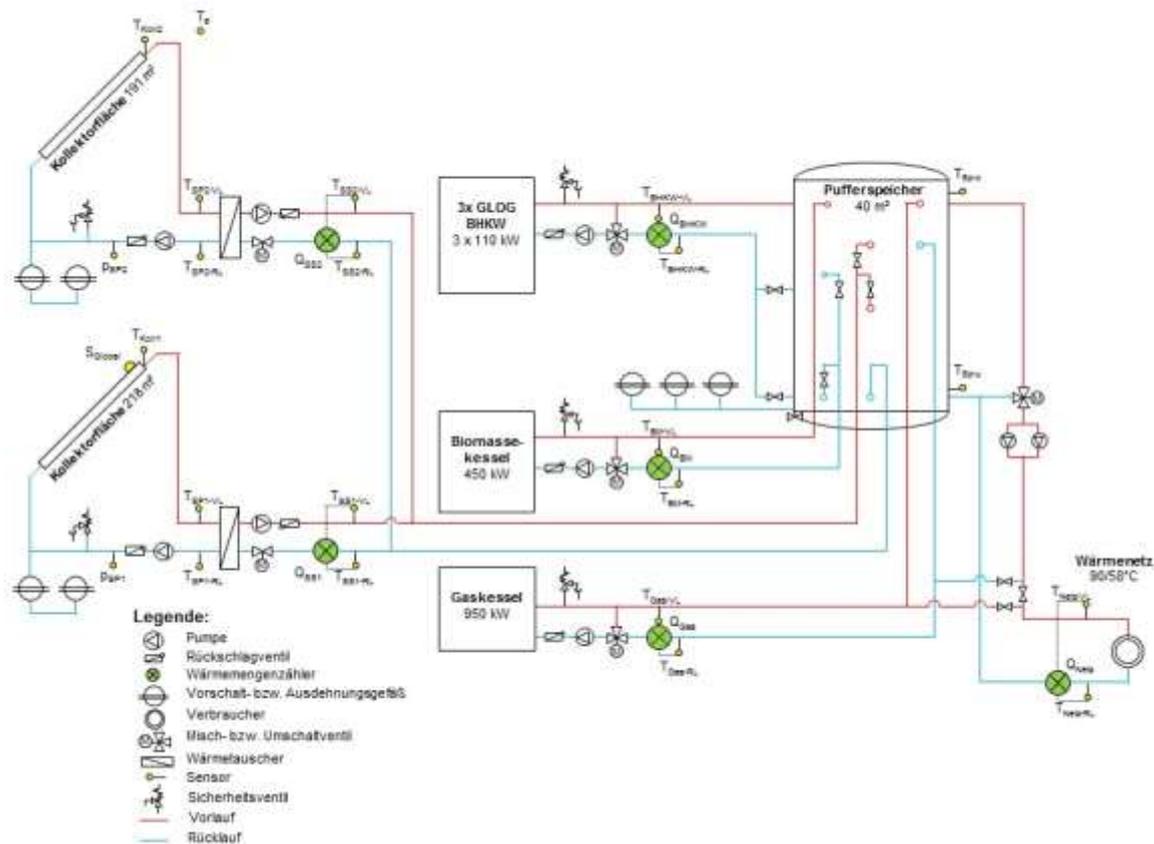


Abbildung 144: Hydraulik- und Messkonzept zum Projekt „Nahwärme Sirmitz“ (grün: Volumenstromzähler; gelb: Temperatur-, Druck- und Einstrahlungssensoren)

Die Beschreibung der einzelnen Messpunkte ist nachfolgend zusammengefasst:

Solaranlagen

T_a Außentemperatur

S_{global} Globalstrahlungssensor in Kollektorebene der Solaranlage 1 (Bestand)

T_{Koll1} Kollektortemperatur in Kollektorebene der Solaranlage 1 (Bestand)

p_{SP1} Drucksensor im Solarprimärkreis der Solaranlage 1 (Bestand)

$T_{\text{SP1-VL}}$ Vorlauftemperatur der Solaranlage 1 (Bestand) im Solarprimärkreis

$T_{\text{SP1-RL}}$ Rücklauftemperatur der Solaranlage 1 (Bestand) im Solarprimärkreis

T_{Koll2} Kollektortemperatur in Kollektorebene der Solaranlage 2 (Erweiterung)

p_{SP2} Drucksensor im Solarprimärkreis der Solaranlage 2 (Erweiterung)

$T_{\text{SP2-VL}}$ Vorlauftemperatur im Solarprimärkreis der Solaranlage 2 (Erweiterung)

$T_{\text{SP2-RL}}$ Rücklauftemperatur im Solarprimärkreis der Solaranlage 2 (Erweiterung)

Q_{SS1} Wärmemengenzähler im Solarsekundärkreis der Solaranlage 1 (Bestand)

$T_{\text{SS1-VL}}$ Vorlauftemperatur im Solarsekundärkreis der Solaranlage 1 (Bestand)

$T_{\text{SS1-RL}}$ Rücklauftemperatur im Solarsekundärkreis der Solaranlage 1 (Bestand)

Q_{SS2} Wärmemengenzähler im Solarsekundärkreis der Solaranlage 2 (Erweiterung)

$T_{\text{SS2-VL}}$ Vorlauftemperatur im Solarsekundärkreis der Solaranlage 2 (Erweiterung)

$T_{\text{SS2-RL}}$ Rücklauftemperatur im Solarsekundärkreis der Solaranlage 2 (Erweiterung)

T_{Sp-o} Temperatur im Pufferspeicher oben
 T_{Sp-u} Temperatur im Pufferspeicher unten

Nachheizung

Q_{BM} Wärmemengenzähler des Biomassekessels
 T_{BM-VL} Vorlauftemperatur des Biomassekessels
 T_{BM-RL} Rücklauftemperatur des Biomassekessels

Q_{BHKW} Wärmemengenzähler der Blockheizkraftwerke (BHKW)
 $T_{BHKW-VL}$ Vorlauftemperatur der Blockheizkraftwerke (BHKW)
 $T_{BHKW-RL}$ Rücklauftemperatur der Blockheizkraftwerke (BHKW)

Q_{Gas} Wärmemengenzähler des Gaskessels (Gas)
 T_{Gas-VL} Vorlauftemperatur des Gaskessels (Gas)
 T_{Gas-RL} Rücklauftemperatur des Gaskessels (Gas)

Wärmenetz

Q_{Netz} Wärmemengenzähler Netzverbrauch
 $T_{Netz-VL}$ Vorlauftemperatur des Netzes
 $T_{Netz-RL}$ Rücklauftemperatur des Netzes

7.7.3 Energiebilanz

Die in Abbildung 145 dargestellte Energiebilanz des Projekts „Nahwärme Sirnitz“ zeigt einerseits die 5 Wärmeinputs in das Gesamtsystem (dunkelbraun: Nachheizung durch Biomassekessel; rot: Wärmeinput durch den Gaskessel; gelbbraun: Wärmeinputs durch Blockheizkraftwerke; grün: Solarwärme Solaranlage 1; rosa: Solarwärme Solaranlage 2) und andererseits den Wärmeoutput (orange: Wärmenetz). Aus dem Unterschied zwischen Wärmeinput und Wärmeoutput ergeben sich auf das gesamte Jahr betrachtet, Rohrleitungs- und Speicherverluste von 9 %.

Es ist gut erkennbar, dass die solare Einspeisung im Winter gering ausfällt (vgl. Abbildung 156). Im Laufe des Monitoringjahrs wurden BHKWs in Betrieb genommen, von denen der Zählerstand zum jeweils Monatsersten übermittelt wurde. Die Energiebilanzen wurden unter Berücksichtigung der Zählerstände dieser Wärmeerzeuger erstellt. Diese Wärmeerzeuger wurden während des Monitorings nicht in die Datenerfassung eingebunden, daher sind außer den Wärmemengen keine weiteren Monitoringdaten (Temperaturverläufe, Leistungen und Volumenströme) verfügbar. Es zeigt sich deutlich, dass beide Solaranlagen einen geringen Anteil an der im Netz benötigten Wärme bereitstellen.

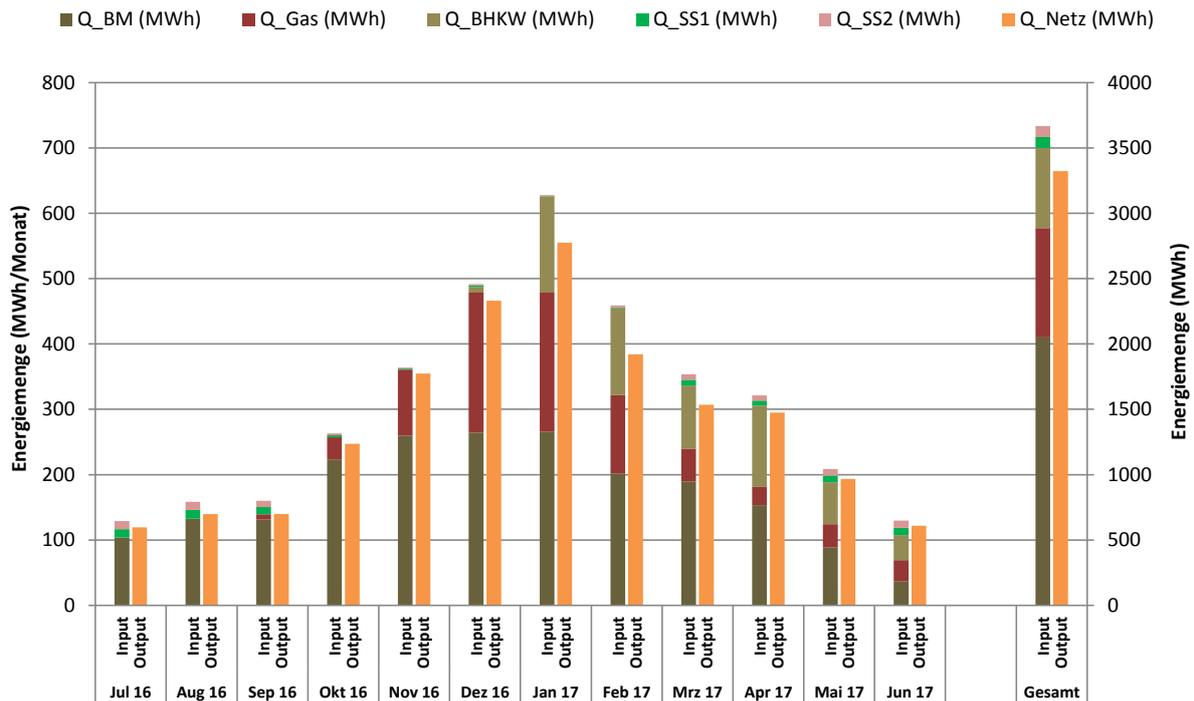


Abbildung 145: Energiebilanz Gesamtsystem der Anlage „Nahwärme Sirnitz“

7.7.4 Vergleich Simulation – Messwerte

Um den Solarertrag in der Monitoringphase richtig einschätzen zu können (Vergleichswert), ist die Anlagensimulation des Förderwerbers aus der Einreichphase herangezogen worden. Die mit dem Programm T*SOL durchgeführte Simulation basiert auf den Auslegungsannahmen und auf einem durchschnittlichen Klimadatensatz für den Standort. Abbildung 146 zeigt hierzu die Simulationsergebnisse (blaue Linie) der Solaranlage 2. Der simulierte spezifische Jahresertrag (bezogen auf die Aperturfläche) wurde zu 279 kWh/m² prognostiziert. Der gemessene Solarertrag (rote Linie) liegt mit 470 kWh/m² deutlich über dem Simulationswert. Der dargestellte Verlauf des gemessenen Solarertrags ist für netzgebundene Solaranlagen als typisch anzusehen, wohingegen der Simulationswert nicht eindeutig nachvollziehbar ist. Ein Fehler in der Simulation bzw. wesentliche Unterschiede in der simulierten Betriebsweise im Vergleich zur umgesetzten Betriebsweise können weder ausgeschlossen noch nachvollzogen werden.

Bei der Messung der Solarstrahlung kam es zu Problemen bei der Messwerterfassung, weshalb die Messdaten zwischen Juli 2016 und Februar 2017 nicht verwertet werden konnten. Im Diagramm sind daher erst seit März 2017 Messwerte der Solarstrahlung dargestellt. Dies erklärt auch die geringe Differenz zwischen der simulierten und der gemessenen kumulierten solaren Einstrahlung.

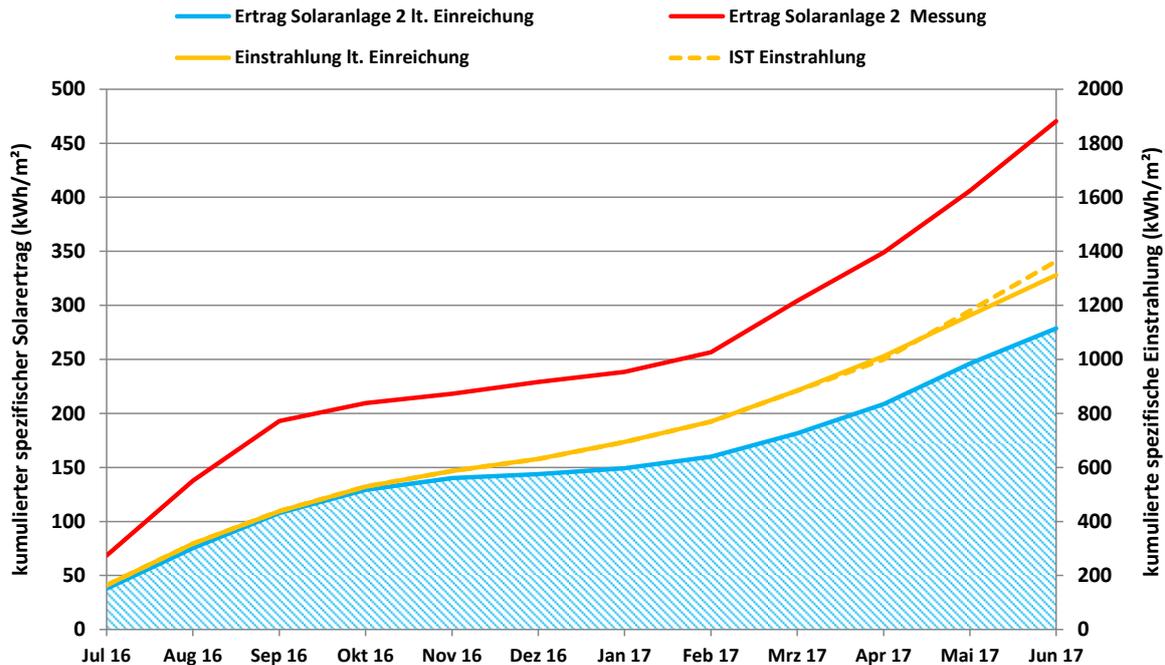


Abbildung 146: Einstrahlung und spezifischer Solarertrag gemessen und gemäß der eingereichten Simulationsrechnungen der Solaranlage 2 der Anlage „Nahwärme Sirnitz“

Der simulierte und der gemessene Verbrauch sind in Abbildung 147 kumuliert dargestellt. Der simulierte Jahresverbrauch (blaue Linie) beträgt 3 GWh. Der gemessene Jahresverbrauch (rote Linie) liegt mit ca. 3,3 GWh um ca. 10 % über dem Simulationswert.

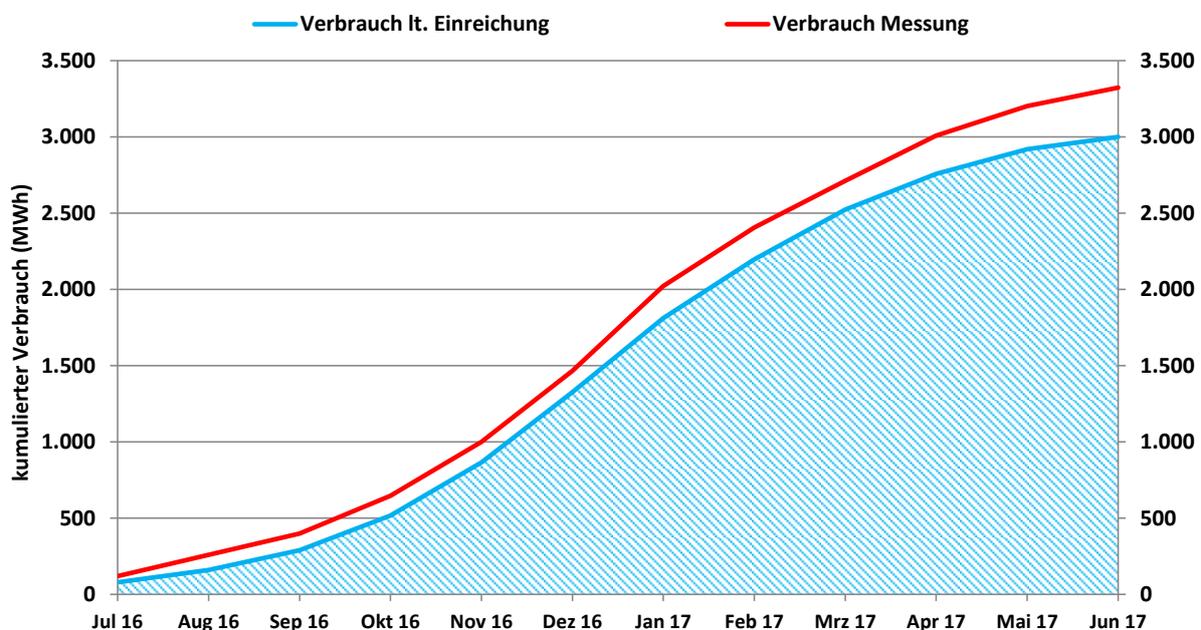


Abbildung 147: Verbrauch (Simulationswert) der Anlage „Nahwärme Sirnitz“

Der mit Hilfe der eingereichten Simulationsrechnung ermittelte und der gemessene solare Deckungsgrad der Solaranlage 2 sind in Abbildung 148 dargestellt. Der gemessene Wert liegt bei 2,3 % und ist damit um ca. 30 % höher als der Simulationswert, der bei 1,8 % liegt.

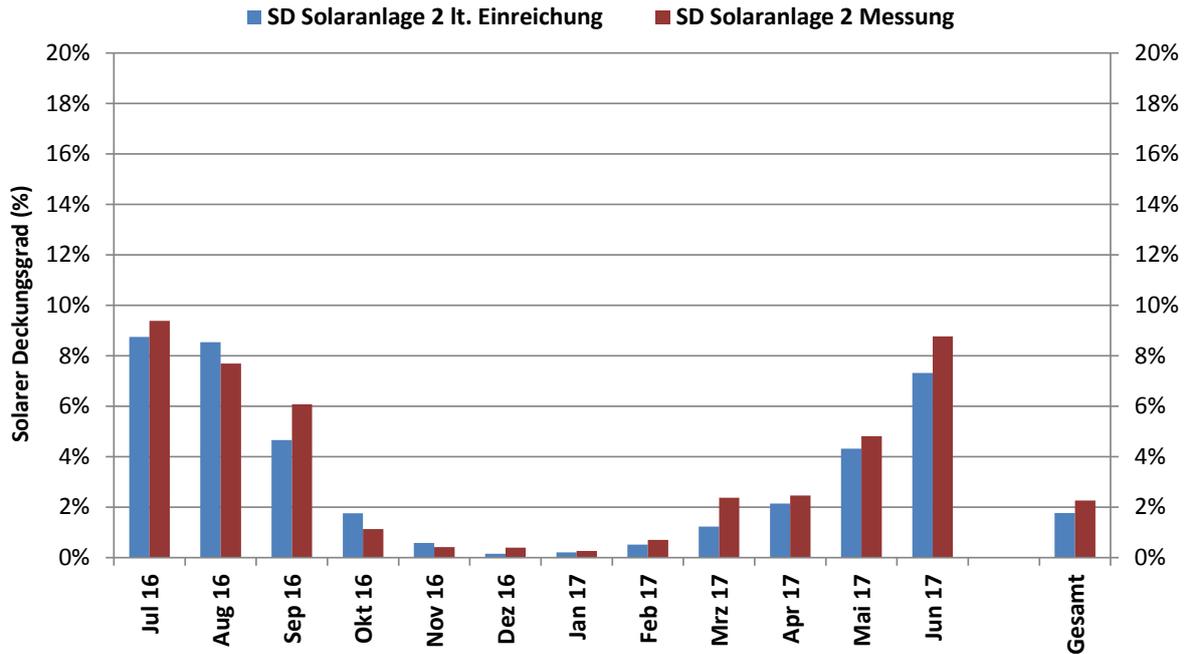


Abbildung 148: Solarer Deckungsgrad von Solaranlage 2 der Anlage „Nahwärme Sirnitz“ gemäß der eingereichten Simulationsrechnung sowie gemessen

Der mithilfe der eingereichten Simulationsrechnung ermittelte und der gemessene solare Deckungsgrad beider Solaranlagen zusammen sind in Abbildung 149 dargestellt. Der gemessene Wert beträgt 4,6 %. Mit der Erweiterung der Solaranlage konnte der solare Deckungsgrad somit auf beinahe 5 % gesteigert werden.

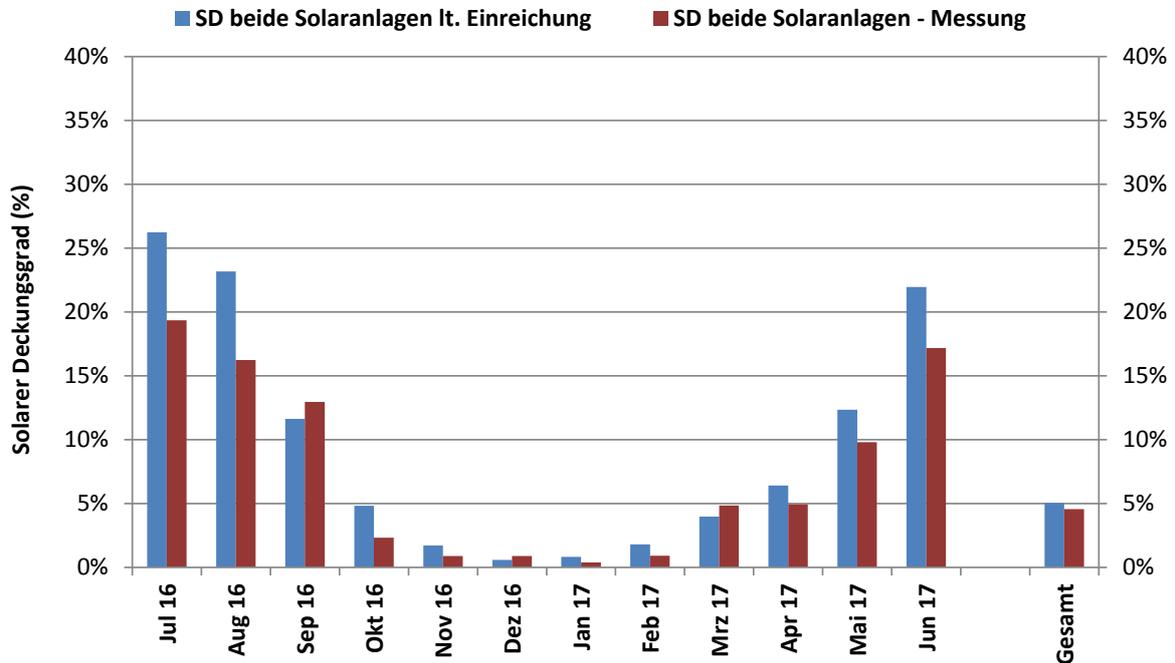


Abbildung 149: Solarer Deckungsgrad beider Solaranlagen der Anlage „Nahwärme Sirnitz“ gemäß der eingereichten Simulationsrechnung sowie gemessen

7.7.5 Detailbetrachtung

Das Betriebsverhalten der Solaranlage ist exemplarisch für den 21.04.2017 in Abbildung 150 (sonnige Wetterlage) sowie für den 11.5.2017 in Abbildung 151 (wechselhafte Wetterlage) dargestellt. Die beiden Diagramme enthalten die Messwerte der Kollektortemperatur der Solaranlage 2, der Vor- und Rücklauftemperaturen im Primär- sowie im Sekundärkreis der Solaranlage 2, der oberen Speichertemperatur, der logarithmischen Temperaturdifferenz des Solarwärmeübertragers und der Außentemperatur. Des Weiteren sind der Druck im Solarprimärkreis sowie die Globalstrahlung über die 24 Stunden des jeweiligen Tages aufgezeichnet.

An beiden Tagen kann eine günstige mittlere logarithmische Temperaturdifferenz am Solarwärmeübertrager von ca. 7 K festgestellt werden. Dies deutet auf eine korrekte Dimensionierung des Wärmeübertragers hin. Es werden niedrige Betriebstemperaturen im Solarprimärkreis und damit ein höherer Kollektorwirkungsgrad ermöglicht.

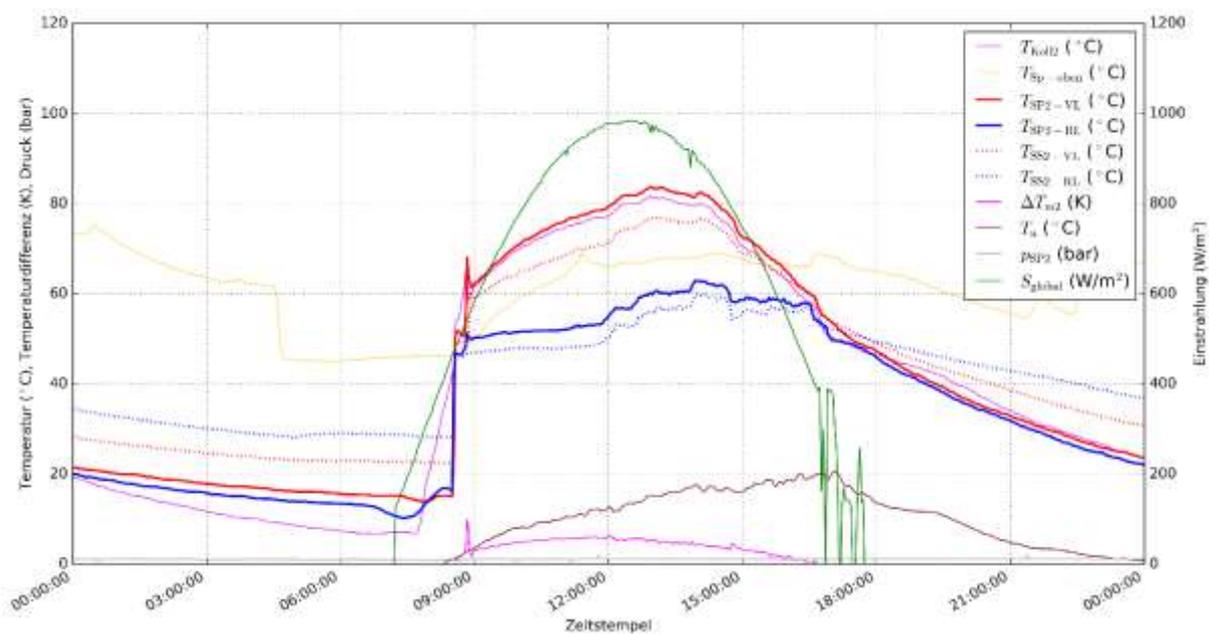


Abbildung 150: Kollektortemperatur, Vor- und Rücklauftemperatur im Primär- und Sekundärkreis des Solarsystems, obere Speichertemperatur, logarithmische Temperaturdifferenz des Solarwärmeübertragers, Außentemperatur, Druck im Solarprimärkreis sowie Globalstrahlung (Zeitraum: 21.4.2017)

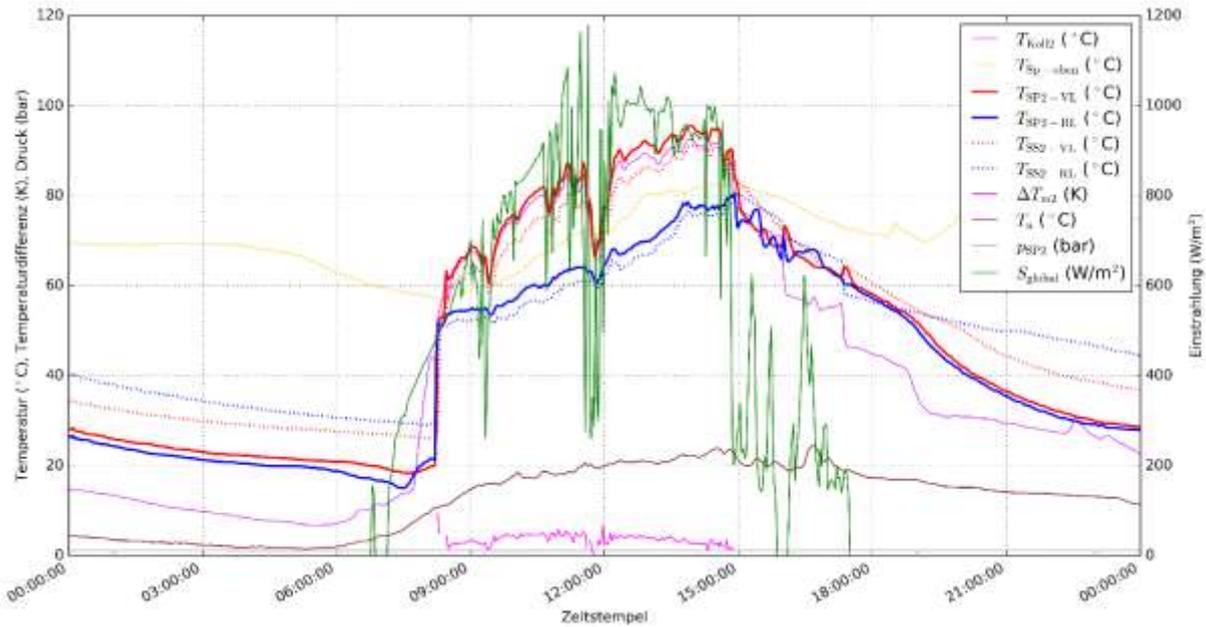


Abbildung 151: Kollektortemperatur, Vor- und Rücklauftemperatur im Primär- und Sekundärkreis des Solarsystems, obere Speichertemperatur, logarithmische Temperaturdifferenz des Solarwärmeübertragers, Außentemperatur, Druck im Solarprimärkreis sowie Globalstrahlung (Zeitraum: 11.5.2017)

Beispielhaft sind in Abbildung 152 für den 24.4.2017 die eingestrahlte Leistung auf das gesamte Kollektorfeld, die durch den Solarsekundärkreis an den Pufferspeicher übertragene Leistung sowie der daraus berechnete Wirkungsgrad dargestellt. Dieser liegt gegen 10:00 bei seinem Maximum von 62 %. Zum Zeitpunkt größter Einstrahlung um 13:00 liegt er bei 58 %. Diese Werte erscheinen etwas hoch, sind jedoch unter Berücksichtigung der gegebenen Messunsicherheit plausibel. Ab 14:00 sinkt der Wirkungsgrad stetig mit der abnehmenden Globalstrahlung.

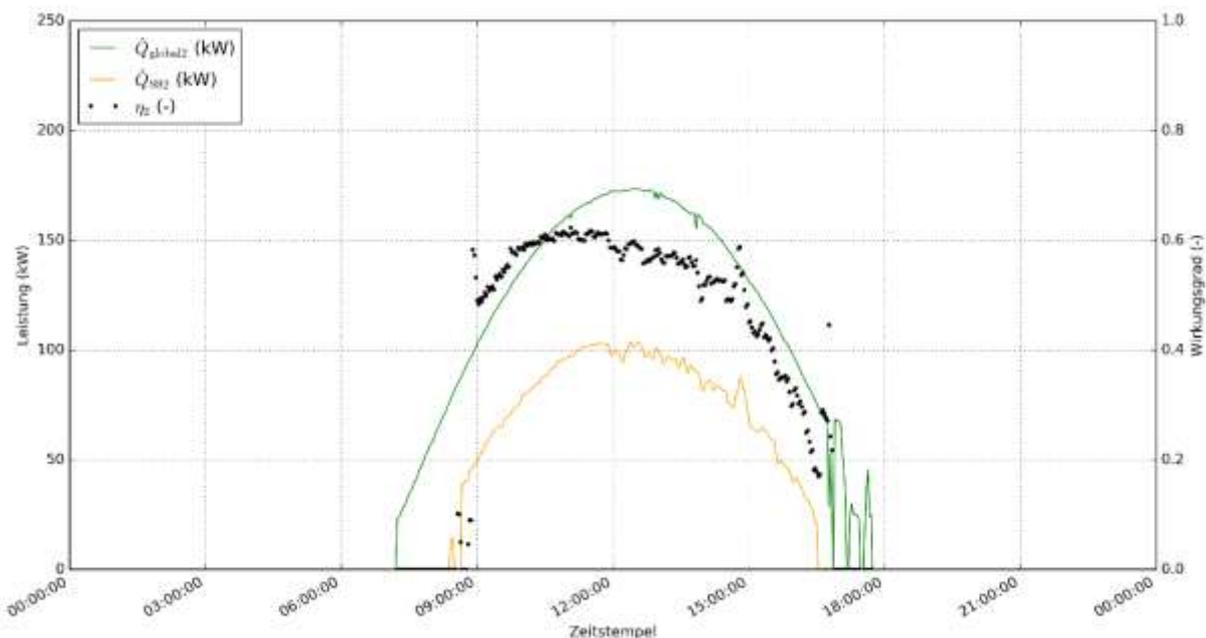


Abbildung 152: Beispielhafte eingestrahlte Leistung (auf gesamtes Kollektorfeld) und in Solarsekundärkreis sowie daraus berechneter Wirkungsgrad (Zeitraum: 21.4.2017)

Abbildung 153 zeigt die Energiemengen des Wärmemengenzählers im Solarsekundärkreis der Solaranlage 2 bei der jeweils auftretenden Vorlauf-, Rücklauf-, mittleren Temperatur des Solarsekundärkreises und Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Temperatur des Solarsekundärkreises und der Außentemperatur. Die meiste Energie wird im Solarsekundärkreis bei Vorlauftemperaturen zwischen 58 °C und 70 °C und bei Rücklauftemperaturen zwischen 46 °C und 52 °C übertragen. Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Temperatur des Solarsekundärkreises und Außentemperatur tritt gehäuft zwischen 32 K und 44 K auf. Aufgrund der durch den Solarwärmeübertrager bedingten Temperaturdifferenz zwischen Solarprimär- und Solarsekundärkreis liegen die Betriebstemperaturen im Solarprimärkreis höher als im Solarsekundärkreis.

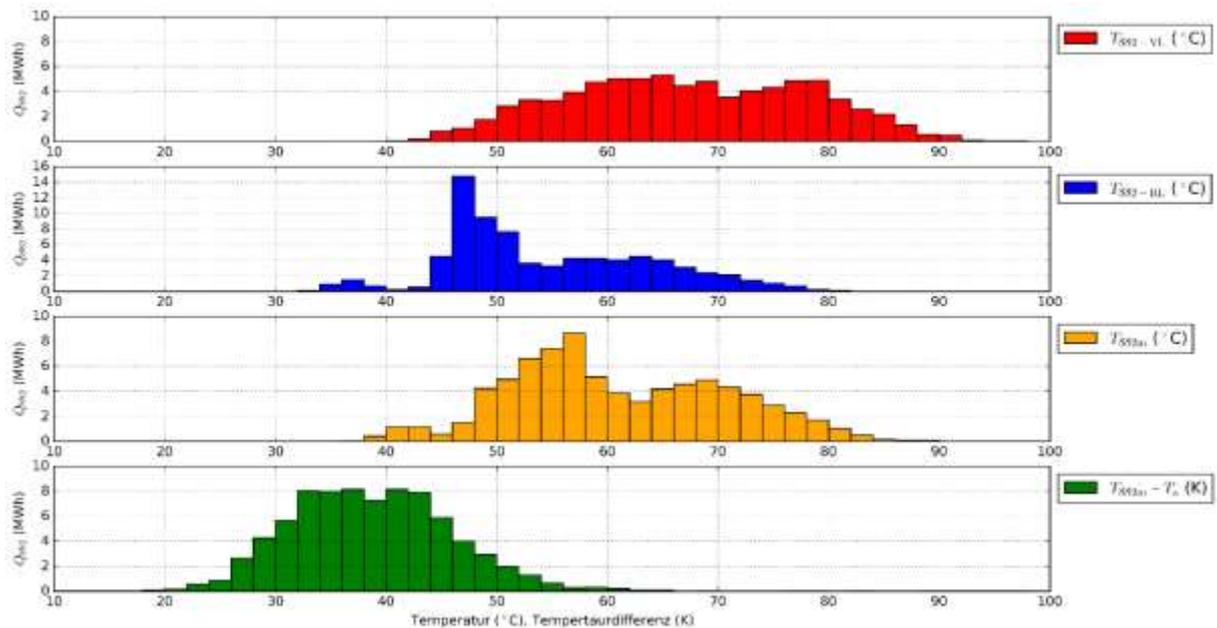


Abbildung 153: Energiemengen je Vorlauf-, Rücklauf-, mittlerer Temperatur und Differenz der mittleren Temperatur zu Außentemperatur des Solarsekundärkreises der Solaranlage 2

Abbildung 154 und Abbildung 155 dienen der Analyse der Leistungsflüsse und der verschiedenen Zustände im Gesamtsystem im Laufe des 21.4.2017. In Abbildung 154 sind die gemessenen Leistungen der beiden Solaranlagen, des Biomassekessels und des Wärmenetzes dargestellt. Des Weiteren sind die Vor- und Rücklauf-Temperatur sowie der Volumenstrom des Biomassekessels, die obere Speichertemperatur sowie Volumenstrom und Vorlauf-Temperatur des Wärmenetzes dargestellt. Abbildung 155 ist wie Abbildung 154 aufgebaut, es sind jedoch die Leistungs-, Temperatur- und Volumenstrommesswerte des Gaskessels anstatt jener des Biomassekessels dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Leistung vom Biomassekessel sehr konstant ist und meist parallel der an das Wärmenetz abgegebenen Leistung verläuft. Diese Parallelität ist anhand der Leistungskurven zwischen 13:00 und 14:00 gut zu beobachten. Die Leistungsreduktion des Netzes führt zur analogen Leistungsanpassung des Biomassekessels. In der Nacht wird ca. 1/3 der Netzlast durch den Pufferspeicher abgedeckt, bis dieser gegen 4:30 vollständig entladen ist. Bereits ab 3:00 wird der Gaskessel mehrmals bis ca. 9:00 in Betrieb gesetzt, um die Netzlast zu decken. Im Verlauf des Tages sinkt die Netzlast während die Solaranlage einerseits die Differenz zwischen der Netzlast und der Leistung des Biomassekessels deckt und gleichzeitig den Pufferspeicher lädt. Ab ca. 16:30 kommt es zur erneuten Entladung des Pufferspeichers, ab ca. 21:30 wird der Gaskessel wieder zur Deckung der Netzlast in Betrieb gesetzt.

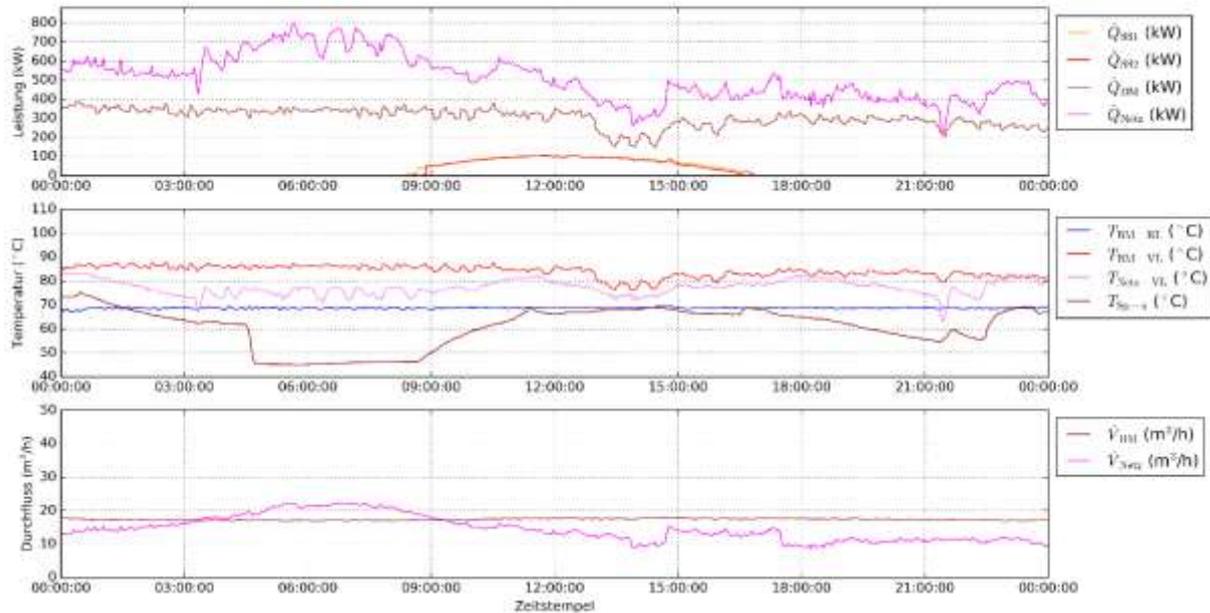


Abbildung 154: Beispielhafte Leistungen (beide Solarsekundärkreise, Biomassekessel, Wärmenetz), Vor- und Rücklauftemperaturen Biomassekessel, Vorlauftemperaturen Wärmenetz, obere Speichertemperaturen und Volumenströme (Biomassekessel, Wärmenetz) (Zeitraum: 21.4.2017)

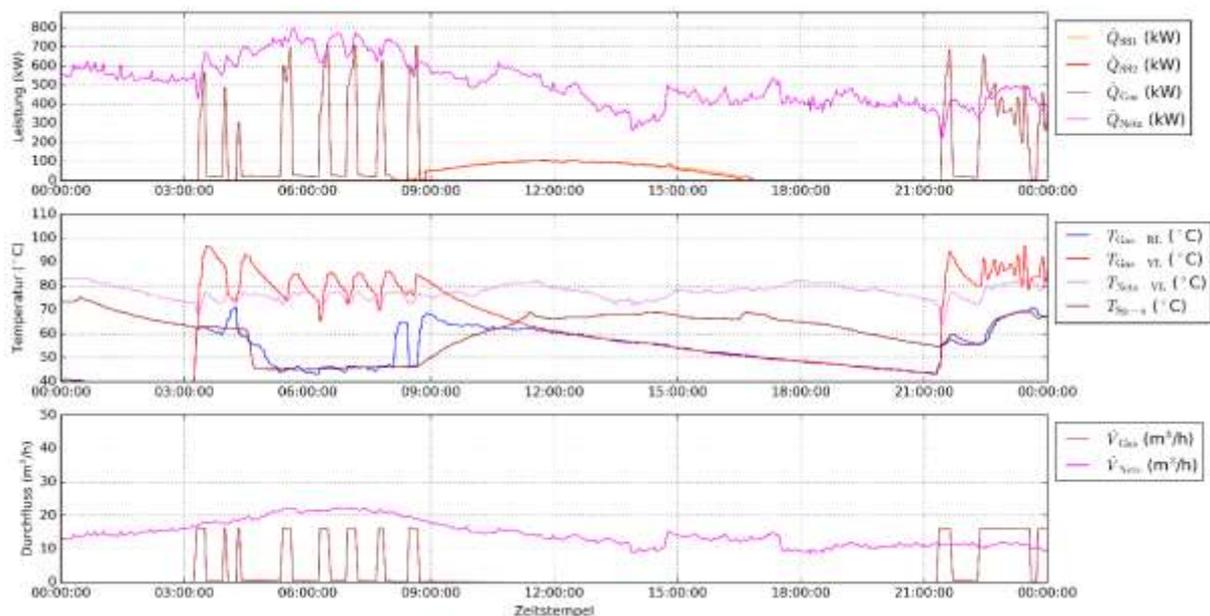


Abbildung 155: Beispielhafte Leistungen (beide Solarsekundärkreise, Gaskessel, Wärmenetz), Vor- und Rücklauftemperaturen des Gaskessels, Vorlauftemperaturen Wärmenetz, obere Speichertemperaturen und Volumenströme (Gaskessel, Wärmenetz) (Zeitraum: 21.4.2017)

Abbildung 156 stellt die durchschnittliche Tagesleistung der Wärmeerzeuger und die gesamte Verbrauchsleistung über den gesamten Monitoringzeitraum (oben) und als nach der Leistung sortierte Jahresdauerlinie (unten) dar. Außerdem sind die Vor- und Rücklauftemperaturen vom Wärmenetz dargestellt. Im April 2017 gibt es eine Lücke, da kurzzeitig die Betriebsdatenerfassung und -übermittlung ausgefallen war. Es ist ersichtlich, dass in den Monaten Juni bis August die Netzlast auf unter 200 kW sinkt. Diese Leistung wird in diesem Zeitraum zu 15 bis 20 % durch die beiden Solaranlagen gedeckt (siehe auch Solarer Deckungsgrad in Abbildung 149). Die Grafik zeigt des Weiteren, dass die Vorlauftemperaturen des Wärmenetzes im Jahresverlauf angepasst wird

und zwischen etwa 70 °C und 85 °C gehalten wird. Das Fehlen von Leistungsdaten der BHKW ab Jänner 2017 ist daran erkennbar, dass ab diesem Zeitraum merkliche Unterschiede zwischen der Gesamtleistung der Wärmeerzeuger und der Verbrauchleistung im Wärmenetz aufscheinen.

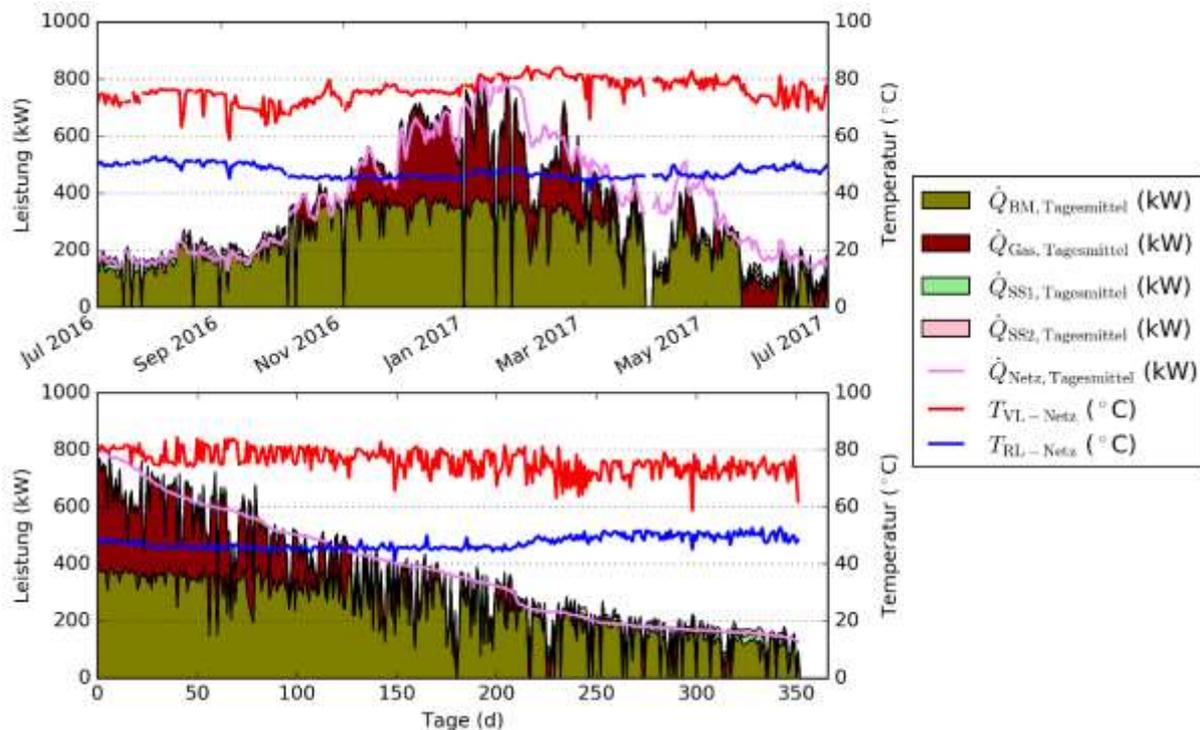


Abbildung 156: Oben: Leistungen der Erzeuger (gestapelt) sowie Summe der Leistungen der Verbraucher (Linie). Unten: Wie oben, sortiert nach der Leistungen der Verbraucher (Tagesmittelwerte, Zeitraum: Juli 2016 bis Juli 2017)

7.7.6 Anlagen Status Quo

Das Monitoring der Anlage „Nahwärme Sirnitz“ hat mit Juli 2016 gestartet und konnte mit Ende Juni 2017 erfolgreich abgeschlossen werden. Obwohl vor der Monitoringphase viele Schwierigkeiten hinsichtlich der Datenübertragung überwunden werden mussten und auch während der Monitoringphase Wärmeerzeuger eingebunden wurden, deren Daten nicht in die Datenerfassung und -übermittlung eingebunden waren, konnte festgestellt werden, dass der Betrieb der solarthermischen Anlage stabil ist. Mit der Erweiterung konnte die gewünschte Erhöhung des solaren Deckungsgrades auf 5 % annähernd erreicht werden. Der spezifische solare Ertrag von Solaranlage 2 ist mit 470 kWh/m² als hoch anzusehen.

Die einzelnen Komponenten sind gut aufeinander abgestimmt. So weist z.B. der Solarwärmeübertrager der Solaranlage 2 bei der Nennleistung eine niedrige logarithmische Temperaturdifferenz auf, was eine gute Dimensionierung aufzeigt. Stagnation der Solaranlage wurde zu keinem Zeitpunkt gemessen. Der Anteil an Solarwärme am Wärmebedarf in den Sommermonaten (zwischen 15 % und 20 %) entlastet die Biomassekessel merklich.

7.8 SFL technologies GmbH

7.8.1 Allgemeine Anlagenbeschreibung

<u>Projektname:</u>	SFL technologies
<u>Adresse:</u>	8152 Stallhofen
<u>Art der Anwendung:</u>	Solare Einspeisung in ein Mikronetz
<u>Wärmeverbraucher:</u>	Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung im Mikronetz der Firma SFL technologies
<u>Bruttokollektorfläche:</u>	255 m ² Flachkollektoren, auf 2 Dächern mit je 127,5 m ² (Tisun)
<u>Ausrichtung:</u>	Jeweils 127,5 m ² mit 153° bzw. 176°
<u>Neigung:</u>	40°
<u>Energiespeichervolumen:</u>	24 m ³ Pufferspeicher (2x8 m ³ , 1x8 m ³), 42 Tiefensonden mit je 147 m Tiefe
<u>Nachheizungssystem:</u>	2 Gaskessel (450 kW, 125 kW), Ölkessel (140 kW), 4 Wärmepumpen (4 mal 75,5 kW)
<u>Solarer Deckungsgrad:</u>	14 % (Messung)
<u>Spezifischer Solarertrag:</u>	460 kWh/(m ² a) (Messung, bezogen auf die Aperturfläche)
<u>Projektstatus:</u>	Monitoring abgeschlossen mit August 2016
<u>Zuständigkeit Begleitforschung:</u>	AEE INTEC

Im Zuge der Erweiterung des Firmenstandorts in Stallhofen bei Voitsberg errichtete die Firma SFL technologies GmbH 2014 ein Mikronetz mit solarer Einspeisung (siehe Abbildung 157). Bei den Abnehmern der Solarwärme handelt es sich um die SFL technologies selbst sowie der Hans Höllwart-Forschungszentrum für Integrales Bauwesen AG. Die installierte Gesamtkollektorfläche ist in zwei Kollektorfelder mit je 127,5 m² aufgeteilt und beträgt 255 m². Die Kollektoren sind mit 40° Neigung aufgeständert. Die Aufstellung des „Kollektorfeldes 1“ erfolgte auf dem Bürodach der neu gebauten Produktionshalle „E-Productions“ (Abbildung 159). Das „Kollektorfeld 2“ wurde auf das Flugdach über dem Manipulationsbereich der bestehenden Fassadenbauhalle montiert (Abbildung 157). Als primäres Heizsystem dienen vier Wärmepumpen mit einer thermischen Gesamtleistung von 360 kW. Ein Gaskessel mit 450 kW unterstützt die Wärmepumpen bei kalten Außentemperaturen. Zwei weitere bestehende Kessel (Gaskessel mit 125 kW und ein Ölkessel mit 140 kW) dienen künftig als Notkessel.

Die Solarenergie wird ganzjährig zur Abdeckung des Heizwärmebedarfs und zur Warmwasserbereitung sowie im Sommer zusätzlich zur Regeneration der Erdwärme-Tiefensonden verwendet. Das Erdspeicherfeld besteht aus 42 Sonden mit je 147 m Tiefe. Zur Speicherung von solarer Wärme wurden im Zuge der Neuerrichtung des Weiteren drei Pufferspeicher mit einer Gesamtvolumen von 24 m³ installiert. Abbildung 158 zeigt 2 der Pufferspeicher in der Fassadenbauhalle). Die Einbringung der Solarenergie in die Pufferspeicher erfolgt mittels innenliegender Schichtbeladelnzen. Die Solarumwälzpumpen werden zur Ertragsoptimierung leistungsabhängig drehzahlregelt.



Abbildung 157: Ansicht des Betriebsgeländes der Fa. SFL technologies GmbH. Im vorderen Teil ist das Kollektorfeld am Flugdach der bestehenden Fassadenbauhalle (Bildquelle: Firma H. Traussnigg GmbH).



Abbildung 158: Ansicht der beiden Pufferspeicher in der Fassadenbauhalle (linke Darstellung) bzw. Ansicht der Heizzentrale in der „E-Productions Halle“ (Bildquelle: Firma H. Traussnigg GmbH).



Abbildung 159: Ansicht des Kollektorfelds am Dach des neu errichteten „E-Productions Halle“ (Bildquelle: Firma H. Traussnigg GmbH).

7.8.2 Hydraulik- und Messkonzept

Das gesamte Wärmeversorgungssystem zur Anlage „SFL technologies“ ist als Blockschaltbild in Abbildung 160 dargestellt.

Die beiden getrennten Kollektorfelder („Kollektorfeld 1“ am Dach der e-Productions-Halle sowie „Kollektorfeld 2“ am Flugdach der Fassadenbauhalle) speisen mittels innenliegender Schichtbeladelanzen in unterschiedliche Pufferspeicher (7,5 m³ in der e-Productions-Halle) bzw. Pufferspeichergruppen (2x8 m³ parallel verbunden in der Fassadenbauhalle) ein.

Aus dem Pufferspeicher der Fassadenbauhalle wird der Heizungsverteiler der Fassadenbauhalle, der Heizungsverteiler des FIBAG-Gebäudes (Hans Höllwart Forschungszentrum) sowie der Heizungsverteiler der Metallbauhalle mit Wärme versorgt. Über die einzelnen Verteilerstränge erfolgt die Raumheizung entweder mittels Radiatoren (FIBAG, Fassadenbauhalle, Metallbauhalle), Deckenstrahler (Fassadenbauhalle), Fußbodenheizung (FIBAG, Fassadenbauhalle) oder aber über Unterflurkonvektoren (FIBAG). Des Weiteren wird über die einzelnen Heizungsverteiler die Warmwasserbereitung in den einzelnen Gebäuden gewährleistet. Als Nachheizung kommt in der Fassadenbauhalle ein Gaskessel zum Einsatz. Dieser kann bei Bedarf Wärme in das Mikronetz nachspeisen. Zwei in Bestand befindliche Kessel (Gaskessel mit 125 kW im FIBAG-Gebäude und ein Ölkessel mit 140 kW in der Metallbauhalle) dienen künftig als Notkessel.

Der Heizungsverteiler (Fußbodenheizung und Lüftungsverteiler) als auch die Warmwasserbereitung in der e-Productions-Halle werden über den zweiten Pufferspeicher mit Wärme versorgt. Als Nachheizung dienen vier Wärmepumpen, die in Abhängigkeit des Temperaturniveaus in zwei unterschiedliche Höhen in den Pufferspeicher Wärme einspeisen. Als Quelle für die Wärmepumpen dient das Erdspeicherfeld unter dem Parkplatz in unmittelbarer Nähe der e-Productions Halle. Des Weiteren besteht die Möglichkeit, solare Überschüsse, speziell in den Sommermonaten, in das Erdspeicherfeld (42 Sonden mit je 147 m Tiefe) einzubringen.

Das Wärmeverteilungskonzept sieht des Weiteren vor, dass Wärme aus dem Pufferspeicher in der Fassadenbauhalle bei Bedarf in die Pufferspeichergruppe der e-Productions-Halle bzw. in das Erdspeicherfeld verschoben werden kann. In gleicher Weise kann die Wärme der Wärmepumpen aus der e-Production-Halle in den Pufferspeicher der Fassadenbauhalle eingespeist werden.

Das Monitoringkonzept umfasst 18 Wärmemengenzähler, 48 Temperatursensoren sowie vier Stromzähler für die Wärmepumpen, zwei Globalstrahlungssensoren in den Kollektorebenen und zwei Drucksensoren in den jeweiligen Solarprimärkreisen.

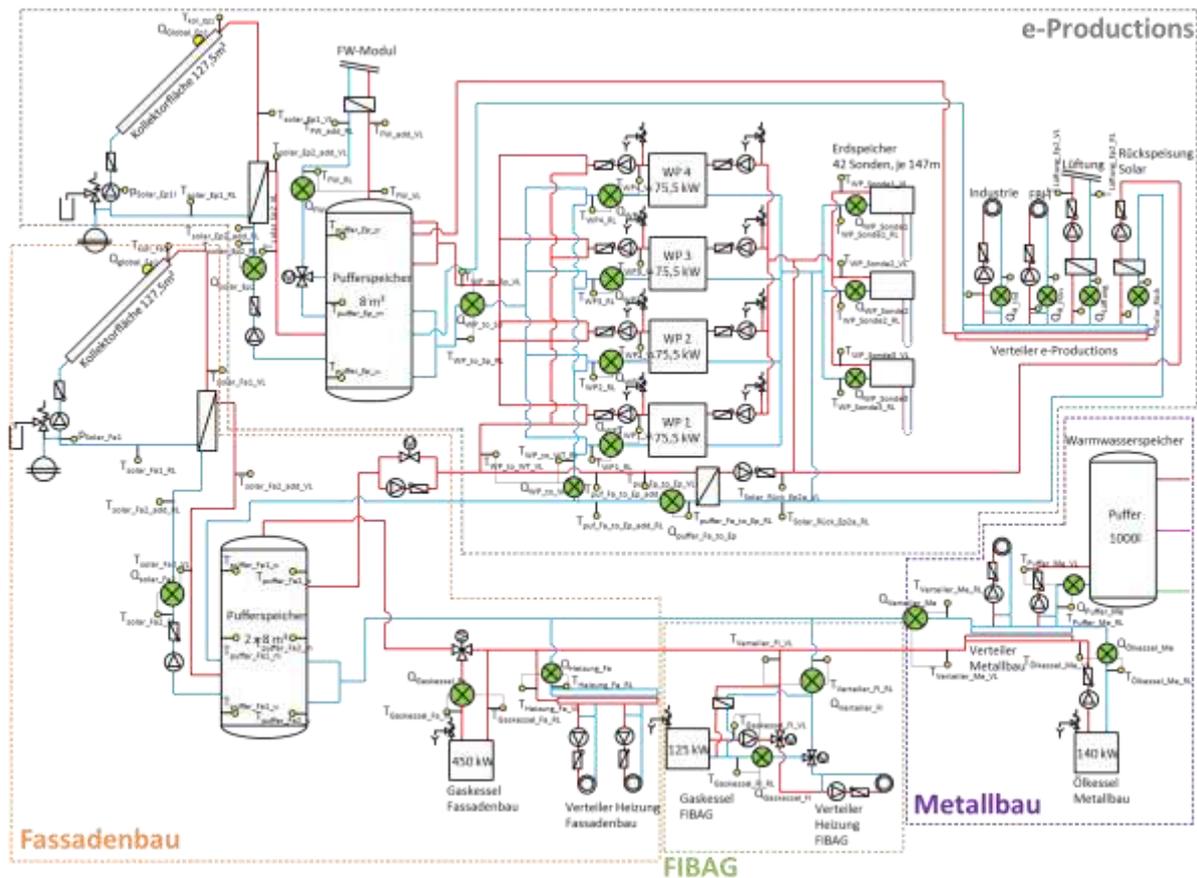


Abbildung 160: Hydraulik- und Messkonzept zum Projekt „SFL technologies“ (grün: Volumenströmzähler; gelb: Temperatur-, Druck- und Einstrahlungssensoren sowie Stromzähler und Statusmeldungen)

Die Beschreibung der einzelnen Messpunkte ist nachfolgend zusammengefasst:

Solarkreis-e-Productions

- $Q_{Global\ Ep1}$ Globalstrahlungssensor in der Kollektorebene – Kollektorfeld 1
- $p_{Si\ 1}$ Drucksensor Primärkreis – Kollektorfeld 1
- $T_{Koll\ Ep1}$ Kollektortemperatur – Kollektorfeld 1
- $T_{Solar_Ep1_VL}$ Vorlauftemperatur Solarprimärkreis – Kollektorfeld 1
- $T_{Solar_Ep1_RL}$ Rücklauftemperatur Solarprimärkreis – Kollektorfeld 1
- Q_{Solar_Ep2} Wärmemengenzähler – Kollektorfeld 1
- $T_{Solar_Ep2_VL}$ Vorlauftemperatur Solarsekundärkreis – Kollektorfeld 1
- $T_{Solar_Ep2_RL}$ Rücklauftemperatur Solarsekundärkreis – Kollektorfeld 1

Solarkreis-Fassadenbau

- $Q_{Global\ Fa1}$ Globalstrahlungssensor in der Kollektorebene – Kollektorfeld 2
- $p_{Si\ 1}$ Drucksensor Primärkreis – Kollektorfeld 2
- $T_{Koll\ Fa1}$ Kollektortemperatur – Kollektorfeld 2
- $T_{Solar_Fa1_VL}$ Vorlauftemperatur Solarprimärkreis – Kollektorfeld 2
- $T_{Solar_Fa1_RL}$ Rücklauftemperatur Solarprimärkreis – Kollektorfeld 2
- Q_{Solar_Fa2} Wärmemengenzähler – Kollektorfeld 2
- $T_{Solar_Fa2_VL}$ Vorlauftemperatur Solarsekundärkreis – Kollektorfeld 2
- $T_{Solar_Fa2_RL}$ Rücklauftemperatur Solarsekundärkreis – Kollektorfeld 2

Speicher e-Productions

T _{P1-o}	Pufferspeichertemperatur oben (e-Productions)
T _{P1-m}	Pufferspeichertemperatur mitte (e-Productions)
T _{P1-u}	Pufferspeichertemperatur unten (e-Productions)

Speicher Fassadebau

T _{P2-o}	Pufferspeichertemperatur oben (Fassadebau)
T _{P2-m}	Pufferspeichertemperatur mitte (Fassadebau)
T _{P2-u}	Pufferspeichertemperatur unten (Fassadebau)

Nachheizung WP

T _{-WP1-4_VL}	Vorlauftemperatur Nachheizung – Wärmepumpe 1 - 4
T _{- WP1-4_RL}	Rücklauftemperatur Nachheizung - Wärmepumpe 1 - 4
Q _{WP1-4}	Wärmemengenzähler Nachheizung - Wärmepumpe 1 - 4
T _{-WP to Sp-4_VL}	Vorlauftemperatur Wärmepumpe zu Speicher
T _{- WP to Sp-4_RL}	Rücklauftemperatur Wärmepumpe zu Speicher
Q _{WP to Sp-4}	Wärmemengenzähler Wärmepumpe zu Speicher
T _{-WP to WT-4_VL}	Vorlauftemperatur Wärmepumpe NH zu Fassadenbau
T _{- WP to WT-4_RL}	Rücklauftemperatur Wärmepumpe NH zu Fassadenbau
Q _{WP to WT-4}	Wärmemengenzähler Wärmepumpe NH zu Fassadenbau

Beladung/Entladung Erdsondenfeld

T _{-WP_Sonde 1-3_VL}	Vorlauftemperatur Beladung/Entladung Erdsondenfeld
T _{- WP_Sonde 1-3_RL}	Rücklauftemperatur Beladung/Entladung Erdsondenfeld
Q _{WP_Sonde 1-3}	Wärmemengenzähler Beladung/Entladung Erdsondenfeld
T _{-WP_Sonde 1-3_VL}	Vorlauftemperatur Solar Rückeinspeisung Erdsondenfeld
T _{- Solar Rück_RL}	Rücklauftemperatur Solar Rückeinspeisung Erdsondenfeld
Q _{Solar Rück}	Wärmemengenzähler Solar Rückeinspeisung Erdsondenfeld

Verbraucher e-Productions

T _{-FW_VL}	Vorlauftemperatur Warmwasserbereitung e-Productions
T _{- FW_RL}	Rücklauftemperatur Warmwasserbereitung e-Productions
Q _{FW}	Wärmemengenzähler Warmwasserbereitung e-Productions
T _{-RH_VL}	Vorlauftemperatur Raumheizung e-Productions
T _{- RH_RL}	Rücklauftemperatur Raumheizung e-Productions
Q _{RH}	Wärmemengenzähler Raumheizung e-Productions

Verteiler Fassadenbau

T _{-Gaskessel_Fa_VL}	Vorlauftemperatur Gaskessel Fassadenbau
T _{- Gaskessel_Fa_RL}	Rücklauftemperatur Gaskessel Fassadenbau
Q _{Gaskessel_Fa}	Wärmemengenzähler Gaskessel Fassadenbau
T _{-Heizung_Fa_VL}	Vorlauftemperatur Verteiler Heizung Fassadenbau
T _{- Heizung_Fa_RL}	Rücklauftemperatur Verteiler Heizung Fassadenbau
Q _{Heizung_Fa}	Wärmemengenzähler Verteiler Heizung Fassadenbau

Verteiler FIBAG

T _{-Gaskessel_FI_VL}	Vorlauftemperatur Gaskessel FIBAG
T _{- Gaskessel_FI_RL}	Rücklauftemperatur Gaskessel FIBAG
Q _{Gaskessel_FI}	Wärmemengenzähler Gaskessel FIBAG
T _{- Verteiler_FI_VL}	Vorlauftemperatur Verteiler Heizung FIBAG

T- Verteiler_FI_RL Rücklauftemperatur Verteiler Heizung FIBAG
 Q Verteiler_FI Wärmemengenzähler Verteiler Heizung FIBAG

Verteiler Metallbau

T-Ölkessel_Me_VL Vorlauftemperatur Ölkessel Metallbau
 T- Ölkessel_Me_RL Rücklauftemperatur Ölkessel Metallbau
 Q Ölkessel_Me Wärmemengenzähler Ölkessel Metallbau
 T- Verteiler_Me_VL Vorlauftemperatur Verteiler Heizung FIBAG
 T- Verteiler_Me_RL Rücklauftemperatur Verteiler Heizung FIBAG
 Q Verteiler_Me Wärmemengenzähler Verteiler Heizung FIBAG

7.8.3 Energiebilanz

Abbildung 161 zeigt die Input-Output-Bilanz der Gesamtanlage rund um die Wasserspeicher in der Halle Fassadenbau (2x8 m³) und in der Halle e-Productions (8 m³) für die volle Monitoringperiode. Die jeweils linken Säulen zeigen den Wärmeeintrag der Solaranlagen (orange und gelb), der beiden Gaskessel (grau und olive), dem Ölkessel (blau) sowie den Heizstäben (HZP, hellorange bzw. blaugrau). Die 4 Wärmepumpen wurden in insgesamt 2 Säulen zusammengefasst (türkis: Wärmelieferung an Puffer Fassadenbau; dunkelblau: Wärmelieferung an Puffer e-Productions). Die Verbraucher (rechte Säulen) sind einerseits Warmwasser, Heizung und Lüftung der verschiedenen Hallen und andererseits das Erdsondenfeld, in welchem überschüssige Solarenergie eingespeichert wird.

Die Differenz der beiden Säulen stellt die gesamten Wärmeverluste dar, welche sich aus Speicher- und Verteilverlusten durch Wärmeverschiebungen über das Micronetz zusammensetzen. Im einjährigen Monitoringzeitraum betragen die Verluste insgesamt 15 % der Gesamtwärmeproduktion.

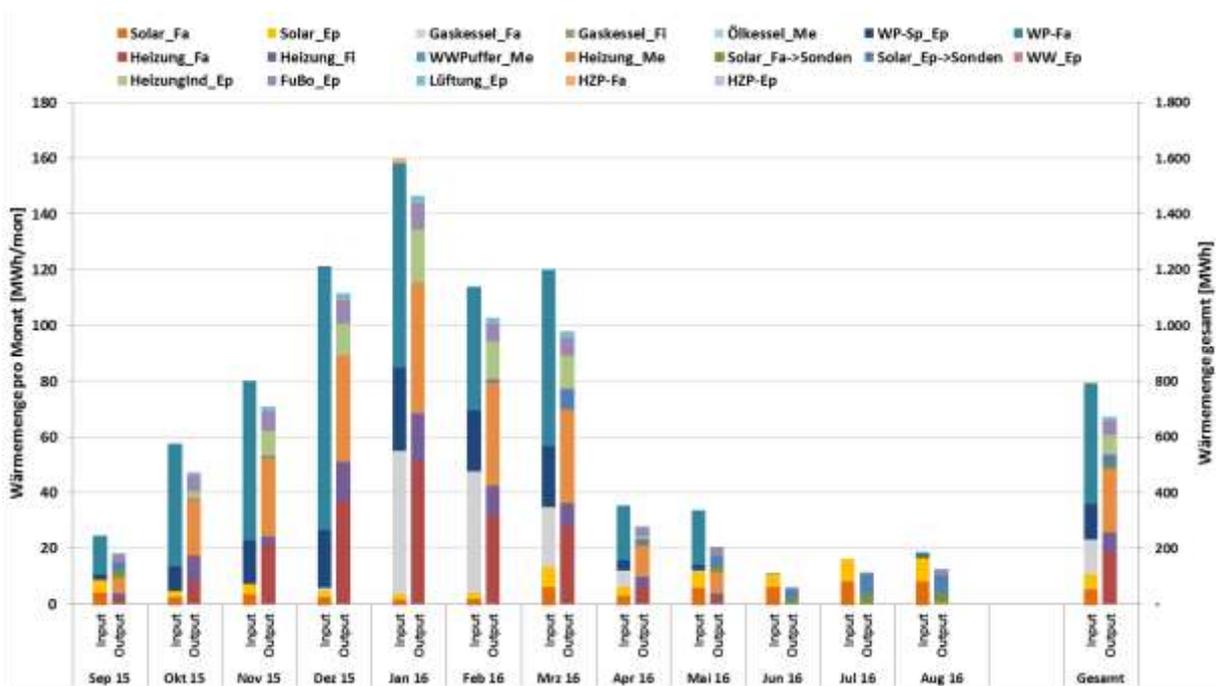


Abbildung 161: Energiebilanz der Anlage "SFL technologies" (September 2015 bis August 2016)

7.8.4 Vergleich Simulation - Messwerte

Die folgenden Abbildungen (Abbildung 162 bis Abbildung 165) zeigen einen Vergleich der Messdaten mit den bei der Einreichung von Seiten des Betreibers angegebenen

Simulationsergebnissen. Es handelt sich hierbei um die Kennzahlen spezifischer Solarertrag, solarer Deckungsgrad und Verbrauch. Die Simulationsergebnisse sind jeweils blau schraffiert dargestellt.

Laut der Anlagensimulation des Betreibers zum Zeitpunkt der Fördereinreichung wird ein Jahressolarertrag von rund $371 \text{ kWh/m}^2_{\text{Apertur}}$ prognostiziert. In Abbildung 162 ist der prognostizierte spezifische Ertrag laut Simulation blau dargestellt. Die rote Linie zeigt den gemessenen Gesamtertrag ($460 \text{ kWh/m}^2_{\text{a}}$). Der Messwert des Solarertrags liegt im Betrachtungszeitraum weitgehend auf Höhe des Erwartungswerts. In den letzten 2 Monaten des Betrachtungszeitraums wurde ein deutlicher Mehrertrag gegenüber der Simulation erreicht. 56 % des Gesamtertrags wird direkt in die Pufferspeicher eingebracht („Ertrag Messung direkt“, orange Linie).

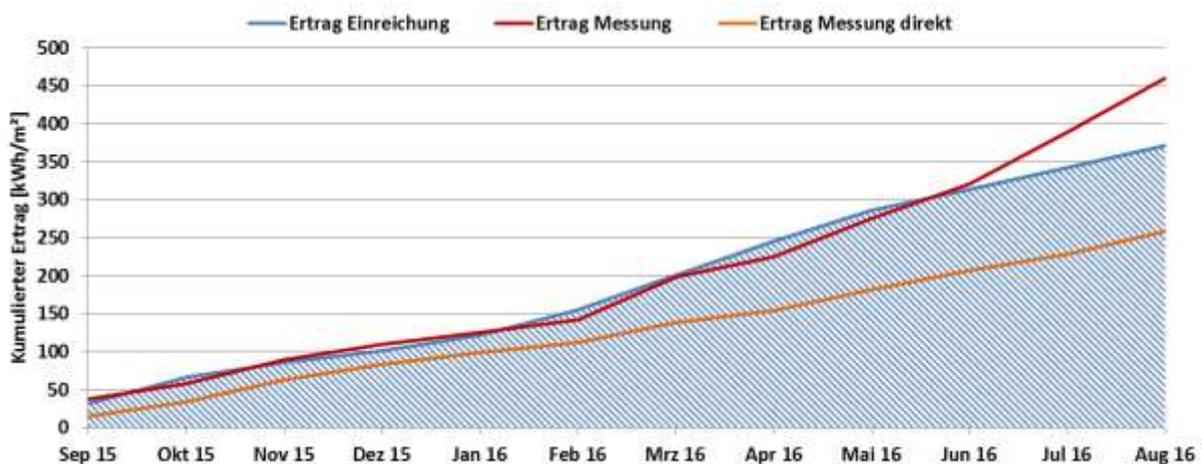


Abbildung 162: Vergleich des prognostizierten und gemessenen Verlaufs des spezifischen Solarertrags für die Anlage „SFL technologies“

Am Standort sind zwei gleich große Solaranlagen auf unterschiedlichen Dächern montiert und beide speisen über separate Solarkreise ins Mikronetz ein. Der direkte Ertragsvergleich beider Kollektorfelder ist in Abbildung 163 dargestellt und ist im Betrachtungszeitraum praktisch ident.

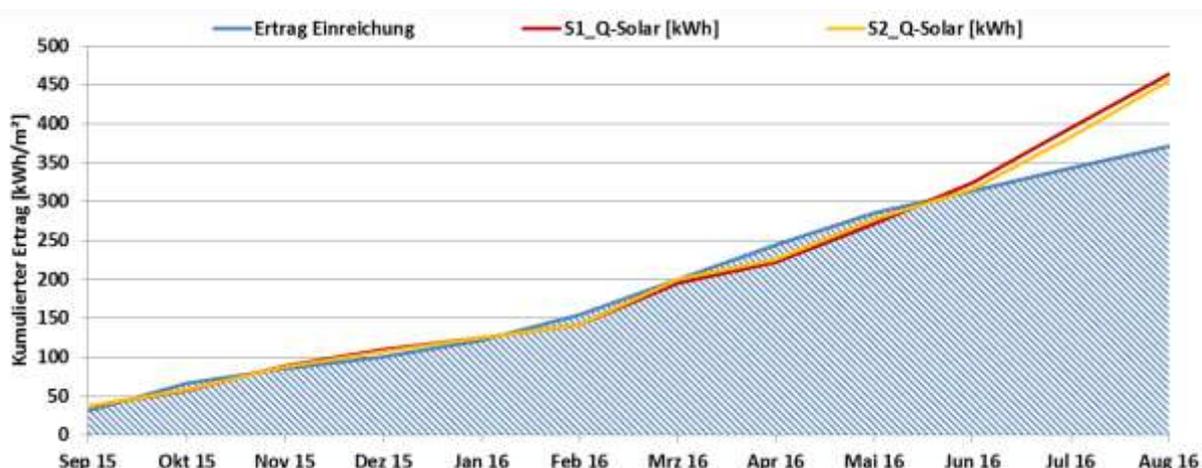


Abbildung 163: Vergleich des spezifischen Kollektorsertrags der beiden Kollektorfelder

Der prognostizierte solare Jahresdeckungsgrad wurde laut Simulationsrechnung des Betreibers mit rund 7 % angegeben. In den Monaten Juni bis August liegen die prognostizierten solaren Deckungsgrade bei 100 %. Abbildung 164 zeigt den Vergleich des prognostizierten und des tatsächlichen Deckungsgrades (ohne Berücksichtigung der Sondenrückspeisung) für die gesamte Monitoringperiode. Der Messwert liegt im

Betrachtungszeitraum über den Erwartungswerten. Grund hierfür ist der niedrigere gemessene Verbrauch im Vergleich zum Prognosewert (vgl. Abbildung 165). Es wird zwischen zwei Deckungsgraden unterschieden: Bei „SD Messung direkt“ wird die Solarenergie, welche die Erdsonden regeneriert nicht berücksichtigt. Damit ist dieser Deckungsgrad (rot) maximal gleich groß wie „SD Messung“ (gelb), wo der solare Eintrag ins Erdreich mit eingerechnet wird.

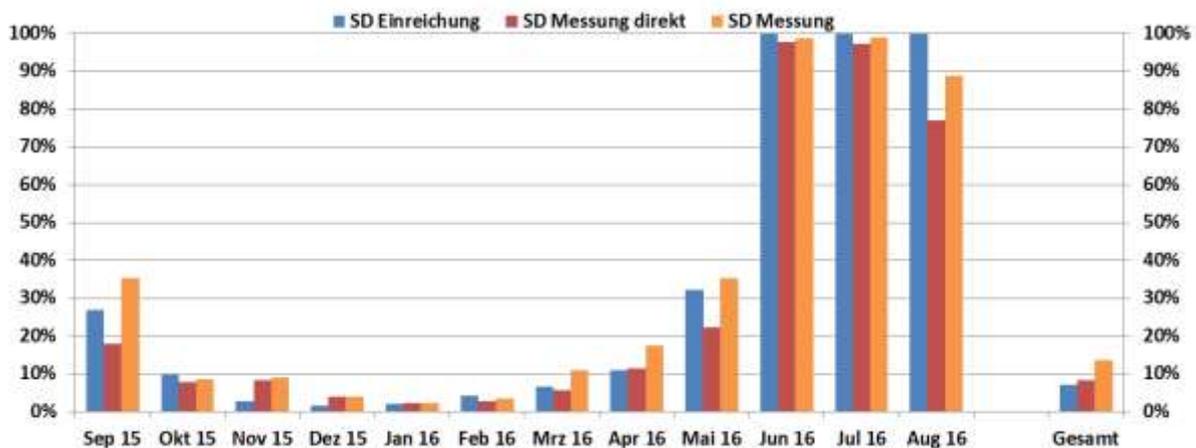


Abbildung 164: Prognostizierter und gemessener monatlicher solarer Deckungsgrad (gesamt und direkt) für die Anlage „SFL technologies“

Der jährliche Gesamtwärmebedarf wurde zum Zeitpunkt der Fördereinreichung mit 1218 MWh angegeben (Simulation). Der kumulierte Verlauf der prognostizierten sowie der gemessenen Wärmeabnahme durch die Verbraucher ist Abbildung 165 zu entnehmen. Der gemessene Wärmebedarf liegt bei 51 % des prognostizierten Bedarfs.

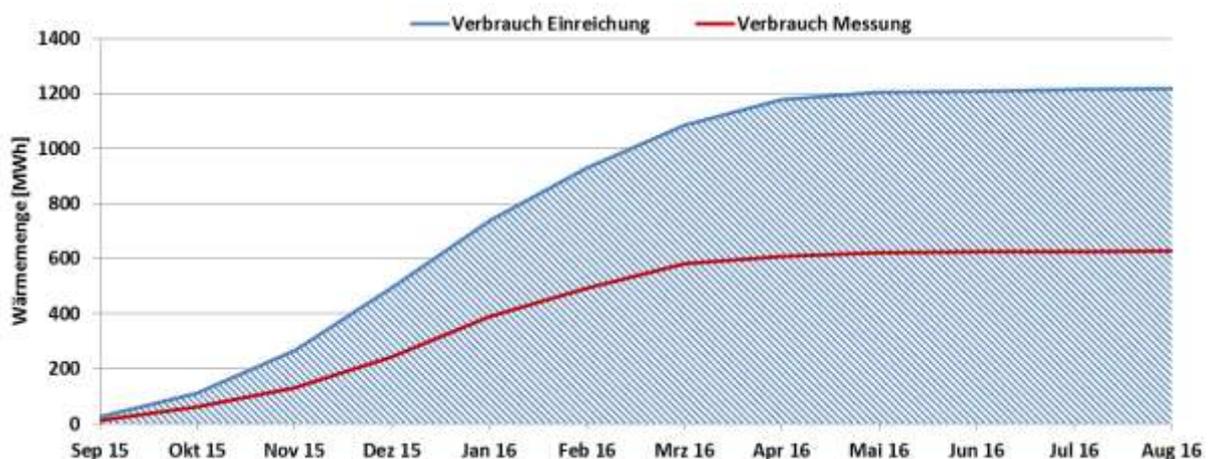


Abbildung 165: Prognostizierter monatlicher Verbrauch für die Anlage „SFL technologies“

7.8.5 Detailauswertungen

Bei der Anlage „SFL technologies“ handelt es sich um ein sehr komplexes, hybrides Energiesystem. Um die Detailauswertungen möglichst übersichtlich zu halten, werden als erstes die Regelungsstrategien erklärt, vor dessen Hintergrund die Messdaten analysiert werden. Weiters werden alle Wärmeerzeuger einzeln analysiert und schlussendlich noch die Verbraucher bewertet. Für die Analyse wurde je ein einstrahlungsreicher Tag in Übergangszeit und Winter ausgewählt.

Regelung Solaranlagen

Die Regelung der Solaranlagen ist mehrstufig: In erster Priorität wird auf der Primärseite eine Vorlauftemperatur von 59 °C angestrebt. Erst wenn dieses Kriterium erreicht ist, wird die Pumpe im Sekundärkreislauf aktiviert und dort eine Vorlauftemperatur von 55 °C angestrebt. Nach Erreichung dieses Kriteriums wird auf ΔT von 20 K hin geregelt.

Regelung Wärmepumpen

Es läuft immer jene Wärmepumpe zuerst an, welche aktuell am längsten nicht gelaufen ist. Je nach Last bzw. Anforderung werden weitere Wärmepumpen zugeschaltet. Die Kompressoren der Wärmepumpen laufen immer auf Vollast – die Leistung wird durch Anpassung der Durchflussraten geregelt. Mit dieser Strategie wird sichergestellt, dass über die gesamte Lebensdauer der Anlage alle Wärmepumpen etwa gleich lange Laufzeiten haben.

Regelung Sondenregeneration

Für die Freischaltung der Sondenregeneration müssen folgende Bedingungen erfüllt sein:

- Die Puffertemperatur muss größer als 65 °C sein.
- Es darf keine Wärmepumpe laufen
- Es darf keine Wärmeanforderung aktiv sein

Weiters gibt es eine Prioritätsschaltung der Solaranlage e-Productions vor der Solaranlage Fassadenbau, da Erstere den kürzeren, hydraulischen Weg und somit geringere Verluste hat. Das heißt, dass für die Regeneration durch die Solaranlage Fassadenbau, die Regeneration durch die Solaranlage e-Productions *nicht* aktiv sein darf. Wird die Solaranlage Fassadenbau für die Regeneration genutzt, muss dies über das Nahwärmenetz geschehen, was mit höheren Verlusten verbunden ist.

Die Vorlauftemperatur der Sondenrückspeisung (Regeneration) wurde entsprechend den Herstellerangaben mit max. 30 °C beschränkt.

Die Regelungsstrategie sieht vor, dass ein Puffer für die Deckung des Bedarfs genutzt wird, während der andere von den Wärmepumpen beladen wird. Wenn die Solaranlage in Betrieb ist, wird in jenen Speicher eingespeist, welcher die Wärmeabnehmer versorgt. Dieser Pufferspeicher wird dann praktisch wie eine hydraulische Weiche betrieben und die Solaranlage versorgt direkt die Verbraucher.

Im Weiteren werden repräsentative Tage in der Übergangszeit und im Winter vorgestellt und der Anlagenbetrieb analysiert.

Abbildung 166 zeigt die Funktion der Solaranlage Fassadenbau am 1.9.2015. Die Pufferbewirtschaftung kann anhand eines Tagestemperaturverlaufs der Abbildung 166 abgelesen werden: Nur Puffer 2 (schwarz und grau strichlierte Linien) wird beladen, während Puffer 1 (strichlierte violette und grüne Linien) ruht. Ab Mittag, wo der zackige Verlauf der solaren Vor- und Rücklauftemperaturen der Solaranlage beginnt, wird der weiter anfallende Solarertrag in den Erdspeicher geschoben (Durchfluss „VD-Puffer_Fa“, dicke orange Linie). Da die Rückspeisung auf einem Temperaturniveau von maximal 30 °C erfolgen darf, kommt es zu deutlich kälteren Rücklauftemperaturen an der Solaranlage. Dies führt zu dem schwankenden Verlauf des solaren Vor- und Rücklaufs, da entsprechend der Regelungsstrategie sowohl die Zieltemperaturen auf der Primär-, wie auch auf der Sekundärseite erreicht werden müssen.

Auch gut zu erkennen ist, dass die beiden Solaranlagen nie gleichzeitig in das Erdsondenfeld einspeisen (dicke rosa und orange Linien).

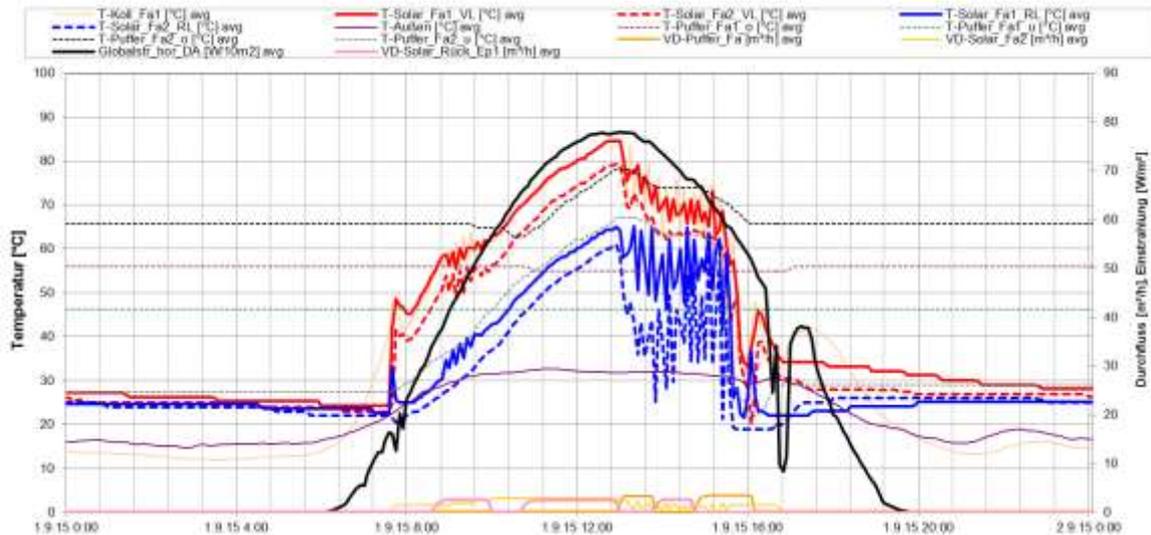


Abbildung 166 Beispielhafter Temperaturverlauf im Primär- und im Sekundärkreis des Solarsystems der Halle Fassadenbau, zuzüglich des Verlaufs der Pufferspeichertemperaturen, der Globalstrahlung, der Außentemperatur, des Volumenstromes der solaren Rückspeisung in die Sonden (VD-Puffer_Fa), die solare Rückspeisung aus der Solaranlage e-Productions (VD-Solar_Rück_Ep1) und des Volumenstroms im Sekundärkreis (01.09.2015)

Die zweite Solaranlage auf der e-Productions-Halle (Abbildung 167) lieferte bis etwa 15 Uhr Wärme in den Erdspeicher. Dies ist einerseits an der praktisch gleichbleibenden Puffertemperatur (grün, rosa) zu erkennen – auch hier dient der Puffer nur als hydraulische Weiche - und andererseits am Durchfluss der solaren Rückspeisung ins Erdreich (VD-Solar_Rück_Ep1, rosa). Um 15 Uhr wird die Solaranlage abgeschaltet und der Solaranlage Fassadenbau der Vorrang für die Erdspeichereinspeisung gegeben (vgl. Abbildung 166). Der wellenförmige Verlauf kommt folgendermaßen zustande: Wenn die Sondenrückspeisung bzw. -regeneration beginnt (rosa Linie, VD-Solar_rück_Ep1) sinken die Betriebstemperaturen der Solaranlage aufgrund des kühlen Rücklaufs deutlich ab. Wie oben beschrieben ist die Regeneration mit 30 °C nach oben beschränkt. Wird die Regeneration abgeschaltet, strebt die Betriebstemperatur entsprechend der Regelungsstrategie wieder auf 59 °C im Primärkreis. Die Schwankungen korrelieren eindeutig mit dem Durchfluss der Sondenregeneration (rosa Linie, VD-Solar_rück_Ep1). Es ist kein Optimierungsbedarf gegeben.

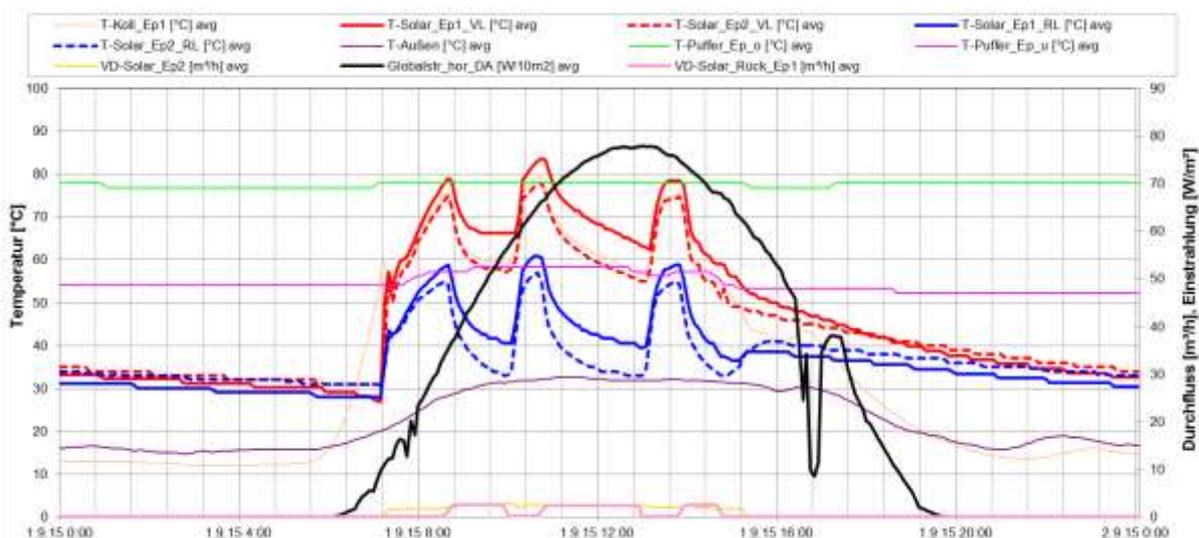


Abbildung 167 Beispielhafter Temperaturverlauf im Primär- und im Sekundärkreis des Solarsystems der Halle e-Productions, zuzüglich dem Pufferspeichertemperaturverlauf, der Globalstrahlung, der Außentemperatur und dem Volumenstrom im Sekundärkreis (01.09.2015)

Die Wärmepumpen und der Gaskessel standen an diesem Tag still und die Puffer der Halle Fassadenbau und der Halle e-Productions hatten keine Verbraucher zu bedienen (mit Ausnahme der Sondenregeneration).

Abbildung 168 zeigt die Solaranlage auf der Halle Fassadenbau an einem schönen Tag im Dezember 2015. Der hohe Temperatursprung im solaren Vor- und Rücklauf zu Beginn des solaren Betriebs kommt durch die Regelung zustande, welche den solaren Primärkreis auf die Zieltemperatur von 59 °C bringt, bevor im Sekundärkreis – wo der Wärmemengenzähler sitzt – die Pumpe anspringt. Die durch die Regelungsstrategie vorgegebenen 20 K Temperaturdifferenz zwischen solarem Primär- und Sekundärkreislauf sind auch an diesem Tag deutlich zu erkennen. Durch diese Maßnahme wird die Solaranlage immer auf einem recht tiefen Temperaturniveau betrieben, was sich günstig auf die Kollektoreffizienz auswirkt. Der Solarbetrieb ist in Ordnung und es sind keine Auffälligkeiten festzustellen.

Abbildung 169 zeigt die zweite Solaranlage auf der Halle e-Productions, deren Betrieb sich genau gleich darstellt. Auch hier ist der starke Sprung zu Betriebsbeginn der Solaranlage festzustellen. Der Betrieb ist ansonsten unauffällig und in Ordnung.

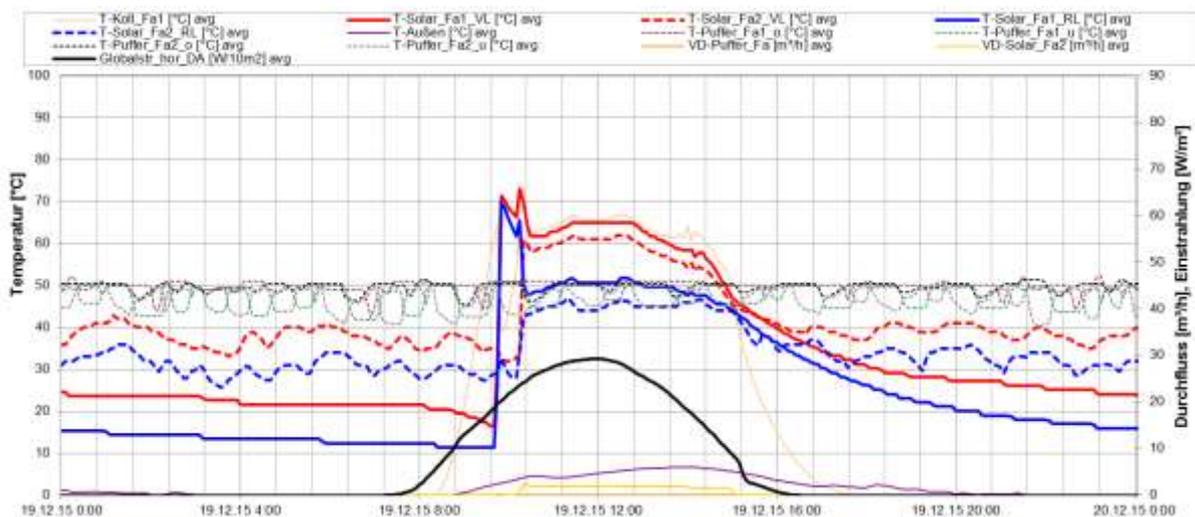


Abbildung 168: Beispielhafter Temperaturverlauf im Primär- und im Sekundärkreis des Solarsystems der Halle Fassadenbau, zuzüglich des Verlaufs der Pufferspeichertemperaturen, der Globalstrahlung, der Außentemperatur, des Volumenstromes der solaren Rückspeisung in die Sonden (VD-Puffer_Fa) und des Volumenstroms im Sekundärkreis (19.12.2015)

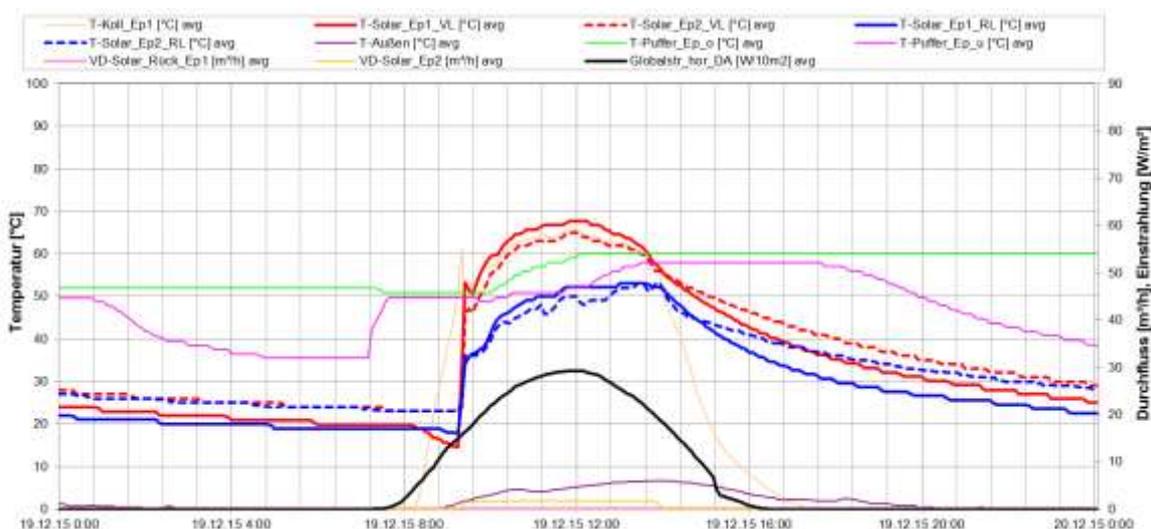


Abbildung 169: Beispielhafter Temperaturverlauf im Primär- und im Sekundärkreis des Solarsystems der Halle e-Productions, zuzüglich des Verlaufs der Pufferspeichertemperaturen, der

Globalstrahlung, der Außentemperatur, des Volumenstromes der solaren Rückspeisung in die Sonden (VD-Solar_Rück_Ep1) und des Volumenstroms im Sekundärkreis (19.12.2015)

Anhand von Abbildung 168 soll der Wärmepumpenbetrieb näher analysiert werden. Die dünnen, strichlierten Linien zeigen die Temperaturen (jeweils oben und unten) der beiden Pufferspeicher. Der wellenförmige Verlauf wird durch die Wärmepumpenladungen verursacht. Der geringe Anstieg der Puffertemperaturen während der Laufzeit der Solaranlage ist auf den deutlich vorhandenen Verbrauch der Gebäude Fassadenbau (Fa), Metallbau (Me) und Fibag (Fi) zurückzuführen. Alle drei Verbraucher haben an diesem Tag eine Vorlauftemperatur von 50 °C (Auslegungstemperatur Vorlauf: max. 70 °C), wodurch die solar produzierte Wärme praktisch direkt genutzt werden kann.

In Abbildung 170 werden die kumulierten Leistungen über den betrachteten Tag dargestellt. Hier wird die von den Wärmepumpen bereitgestellte Leistung (rot) mit der abgenommenen Leistung aller Verbraucher (blau) verglichen. Es zeigt sich, dass die beiden Leistungen vor allem während der Nachtstunden, wo kein Solarertrag zur Verfügung steht, praktisch übereinstimmend sind. Wird zusätzlich zu den Wärmepumpen noch der Ertrag der Solaranlage und der Beitrag des Gaskessels berücksichtigt (grün strichliert), können der Bedarf sowie die Systemverluste gut abgedeckt werden.

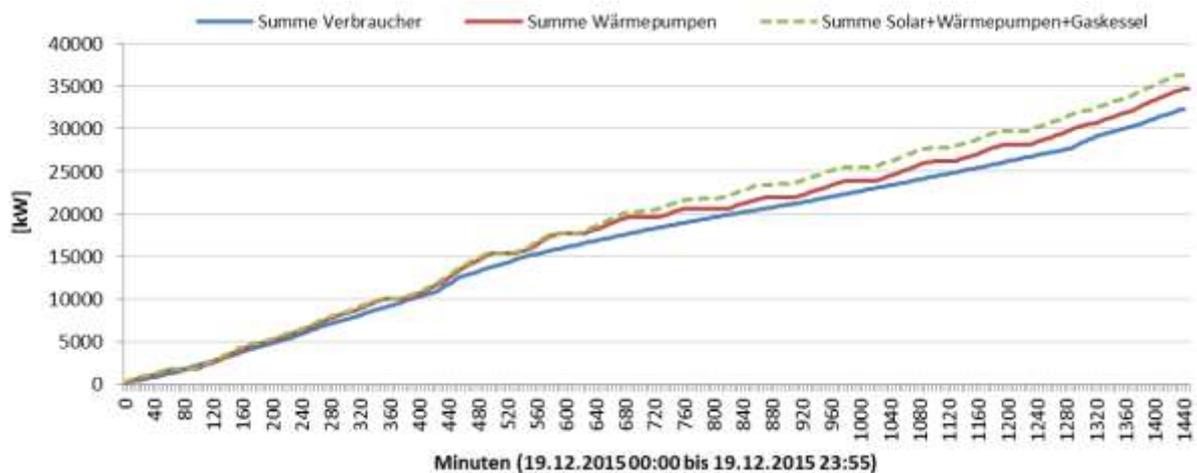


Abbildung 170: Vergleich der von den Wärmepumpen bereitgestellten Leistung und der notwendigen Leistung zur Deckung des Bedarfs – kumulierte Darstellung über einen Tag (19.12.2015)

Neben dem energetisch sinnvollen Betrieb der Wärmepumpen ist auch deren Effizienz, also die Arbeitszahl ein wichtiger Parameter. In Abbildung 171 sind die Arbeitszahlen der Wärmepumpen sowie die Vor- und Rücklauftemperaturen über die Monitoringperiode aufgetragen und können miteinander verglichen werden.

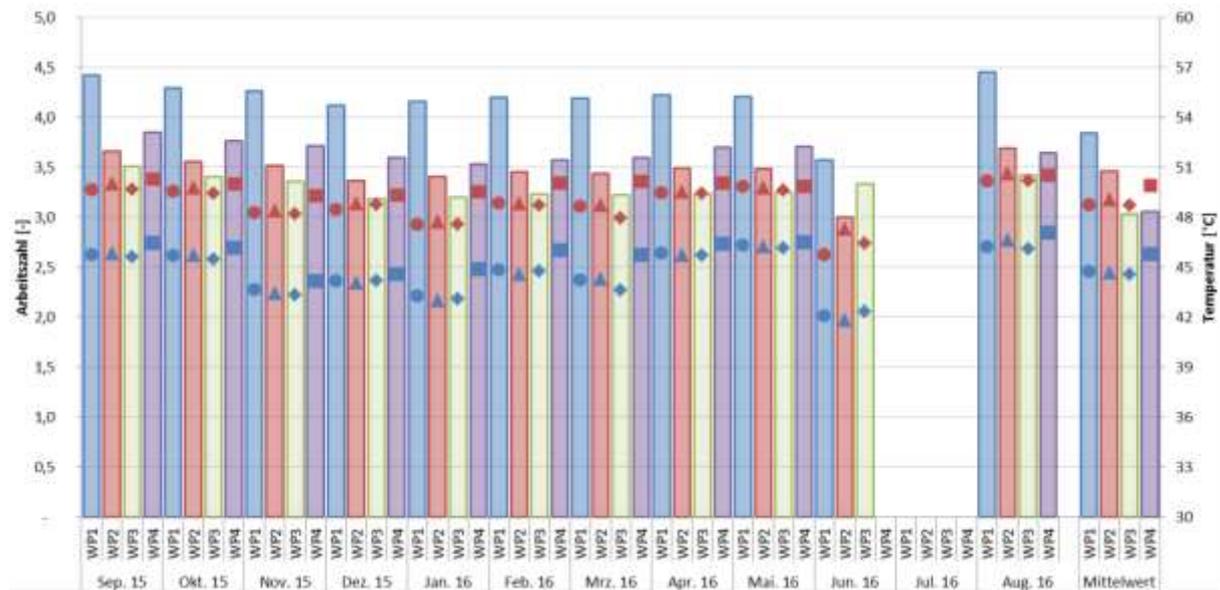


Abbildung 171: Arbeitszahlen der Wärmepumpen (linke y-Achse) und mittlere Vor- und Rücklauftemperaturen im Betrieb (rechte y-Achse)

Auffallend ist der Unterschied zwischen den Arbeitszahlen der baugleichen Wärmepumpen. Dies ist wie folgt zu erklären:

Da jene Wärmepumpen, die hydraulisch näher zu den Sondenfeldern liegen einen höheren (quellseitigen) Durchfluss zur Verfügung haben, als die nachfolgenden, haben sie auch eine höhere Arbeitszahl. Aufgrund der Messergebnisse in Abbildung 171 steht zu vermuten, dass die Wärmepumpen 1 und 2 hydraulisch bevorzugt sind.

Die Bewirtschaftung des Erdsondenspeichers ist ein weiterer wesentlicher Bestandteil für die möglichst regenerative Wärmeversorgung des Firmengeländes der SFL. In Abbildung 172 ist die eingespeiste (orange) bzw. entzogene (violett) Energie aus dem Erdwärmesondenfeld dargestellt. Weiters sind die mittleren Vor- (Rot) und Rücklauftemperaturen (Blau) des Sondenfelds während des jeweiligen Betriebs aufgetragen. Hierbei ist zu beachten, dass bei Wärmepumpenbetrieb (Entzug aus den Sonden) die Vorlauftemperatur größer ist als die Rücklauftemperatur während im Regenerationsbetrieb die Rücklauftemperatur über der Vorlauftemperatur liegt.

Die Beladung (Regeneration) der Erdsondenfelder ist – aufgrund einer Vorgabe des Sondenherstellers – regelungstechnisch auf maximal 30 °C beschränkt. Dieser Grenzwert wurde nie überschritten. Deutlich sind die abnehmenden Fluidtemperaturen im Laufe der kalten Jahreszeit zu erkennen. Über den ganzen Betrachtungszeitraum stiegen die mittleren Entzugstemperaturen leicht an (vgl. strichlierte Linien). Die Einspeisungsenergie (orange) ist um den Faktor 7 kleiner als die Entzugsenergie (violett). Daher ist der Temperaturanstieg im Sondenfeld jedenfalls mehr dem geringeren Verbrauch geschuldet, als der solaren Regeneration. Da das Sondenfeld nicht als Speicherfeld ausgelegt ist (dafür wäre ein Sondenabstand von ca. 6 m statt der umgesetzten ca. 18 m notwendig), ist dieser große Unterschied zwischen Regeneration und Entzug nicht als problematisch einzuordnen.

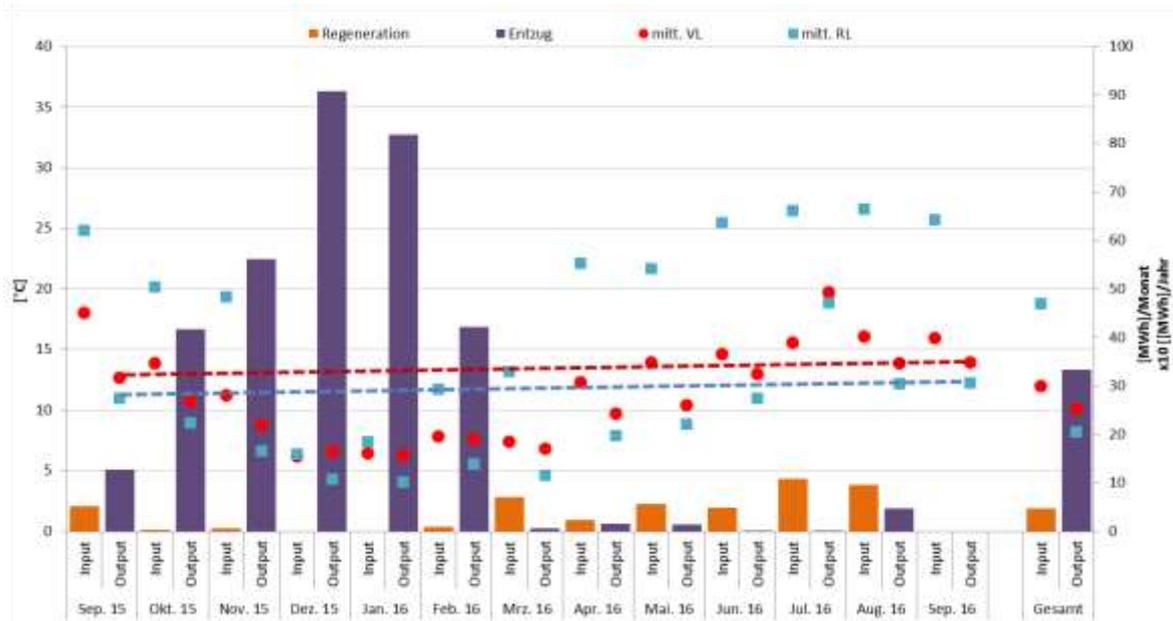


Abbildung 172: Eingespeiste und entzogene Wärmemengen aus dem Erdspeicher (rechte y-Achse, Balken) sowie korrespondierende mittleren Sondenbetriebstemperaturen (linke y-Achse, Punkte)

Der Gaskessel ist hydraulisch als Vorlaufanhebung nach den Pufferspeichern in der Halle Fassadenbau und vor den Verbrauchern eingebunden (vgl. Abbildung 160). Dies bringt den Vorteil, dass die Wärmepumpen auf einem für sie günstigen – sprich niedrigen – Temperaturniveau arbeiten können und der Gaskessel als eine Art Spitzenlastabdeckung den kleinen Temperaturhub auf Nutzniveau der Verbraucher bewerkstelligt.

Für einen kalten Tag im Jänner ohne Einstrahlung wird anhand der Messdaten die Einbindung des Gaskessels demonstriert. Aus Abbildung 173 ist zu erkennen, dass alle an die Halle Fassadenbau angeschlossenen Verbraucher aktiv waren. Die Vorlauftemperaturen der Verbraucher liegen meist zwischen 55 und 60 °C, was der Auslegungstemperatur von 70 °C sehr nahe kommt. Die Rücklauftemperaturen liegen zwischen 40 und 50 °C und liegen damit im Rahmen der Auslegung (50 °C). Sie passen gut zu den aktuellen Vorlauftemperaturen.

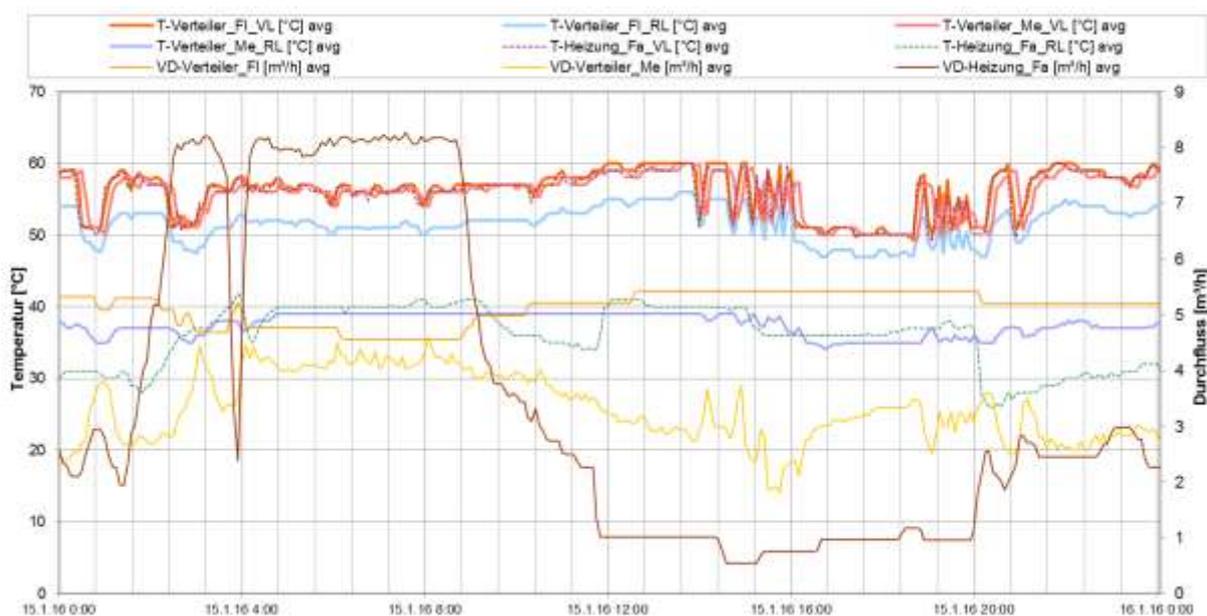


Abbildung 173: Beispielhafter Temperaturverlauf der Verbraucher der Halle Fassadenbau: die Verteiler Fibag und Metallbau und die Heizung Fassadenbau am 15.1.2016

Stellvertretend für alle Wärmepumpen sind in Abbildung 174 nur die Temperaturen von Wärmepumpe 3 dargestellt, welche Wärme auf einem Temperaturniveau von maximal 55 °C erzeugt. Die grüne Kurve zeigt die Vorlauftemperatur des Gaskessels, welche zwischen 55 und 60 °C liegt. Der Rücklauf des Gaskessels liegt – entsprechend der hydraulischen Einbindung – auf dem Vorlauftemperaturniveau der Verbraucher. Diese Art der Einbindung des Gaskessels ist aus primärenergetischer Sicht als sehr sinnvoll einzustufen und funktioniert im vorliegenden Fall gut.

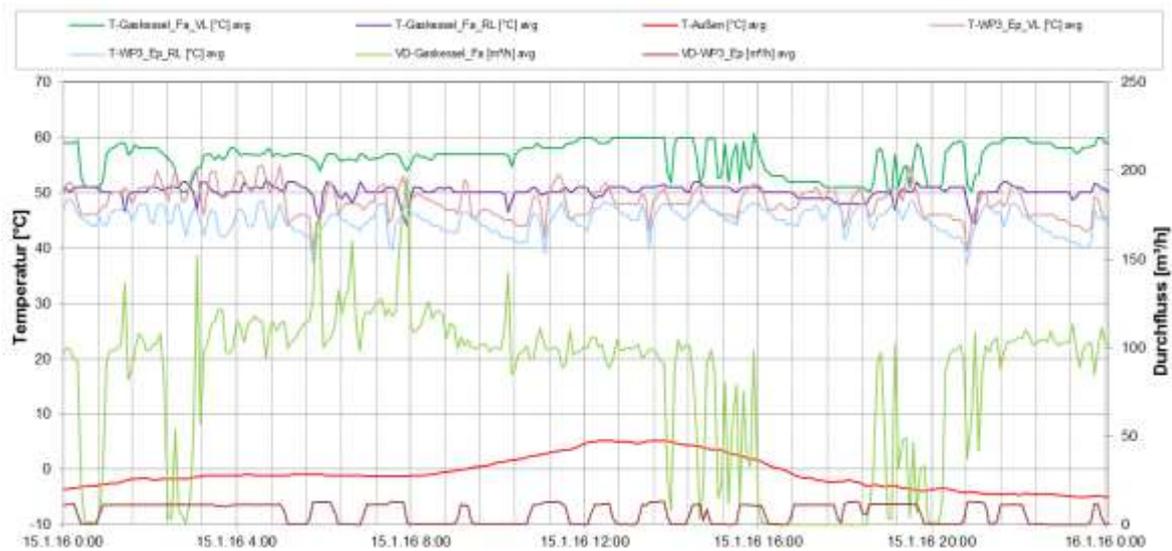


Abbildung 174: Exemplarischer Betrieb der Wärmepumpen und des Gaskessels dargestellt anhand von Wärmepumpe 3 inklusive Außentemperatur sowie der Vor- und Rücklauftemperatur des Gaskessels (15.1.2016)

Die Halle e-Productions wird ausschließlich mit Niedertemperatur Wärmeabgabesystemen beheizt, welche auf einem Temperaturniveau von 40 °C arbeiten, wie Abbildung 175 zeigt (nur Fußbodenheizung in Betrieb). Da die Solaranlage an diesem Tag ausreichend Energie in den Pufferspeicher liefert (vgl. Abbildung 169) können zusätzlich noch über das Nahwärmenetz die Pufferspeicher der Halle Fassadenbau mit versorgt werden (WP_to_WT_Ep, Temperaturen und Durchfluss). Der Betrieb unterscheidet sich nicht von wärmeren Tagen (bspw. im September).

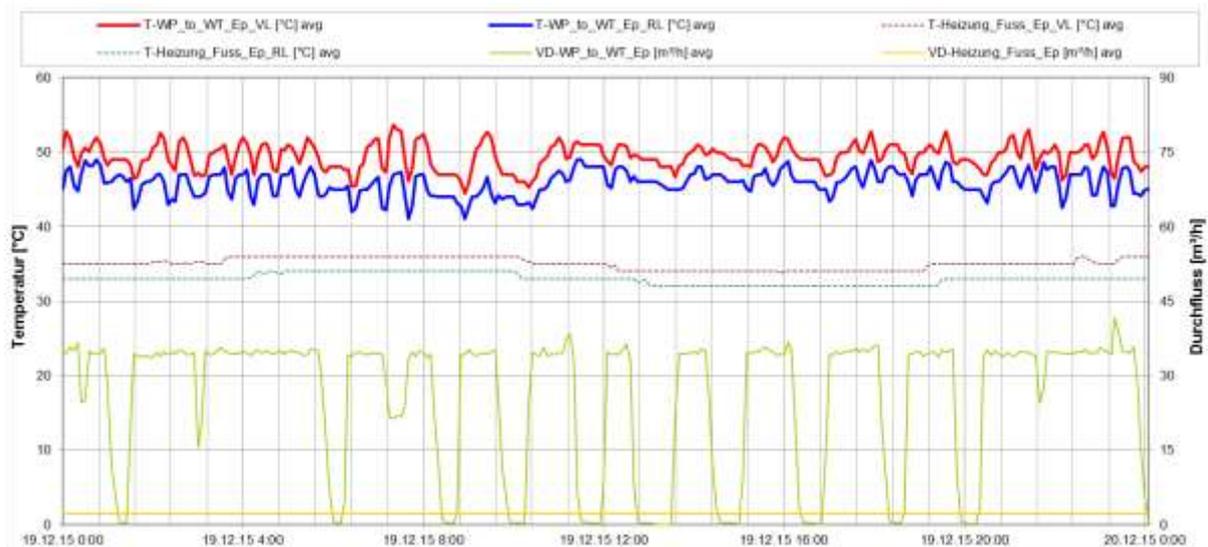


Abbildung 175: Beispielhafter Temperaturverlauf der Verbraucher der Halle e-Productions: Fußbodenheizung Büro und Nahwärme zur Halle Fassadenbau am 19.12.2015. Kein Bedarf von Industrieflächenheizung, Warmwasser, Lüftung Büro und solarer Rückspeisung an diesem Tag

7.8.6 Anlagen Status Quo

Bei der Anlage „SFL technologies“ handelt sich um ein relativ komplexes, hybrides Energiesystem in dem Wärmepumpen mit Erdsondenspeicher, Solarthermie und fossile Kessel möglichst effizient und Primärenergie schonend zusammenspielen. Ein gutes Beispiel für den ressourcenschonenden Betrieb ist einerseits die Einbindung des Gaskessels in den Vorlauf der Verbraucher der Halle Fassadenbau. Auf diese Weise dient er, als Durchlauferhitzer eingebunden, nur zur Nachwärmung während die Wärmepumpen auf einem für sie optimalen Temperaturniveau laufen können. Die solare Regeneration der Erdsonden andererseits erlaubt eine bessere Systemausnutzung der Solaranlage, weniger Stagnationszeiten und verbessert indirekt die Arbeitszahlen der Wärmepumpen.

Das Wärmeversorgungssystem der Anlage „SFL technologies“ zeigte in der Monitoringperiode ein sehr solides Betriebsverhalten mit guten Ergebnissen.

7.9 Waldmühle Rodaun, W

7.9.1 Allgemeine Anlagenbeschreibung

<u>Projektname:</u>	Waldmühle Rodaun
<u>Adresse:</u>	1230 Wien
<u>Art der Anwendung:</u>	Solare Einspeisung in ein Mikronetz
<u>Wärmeverbraucher:</u>	19 Wohngebäude mit 450 Mietwohnungen
<u>Bruttokollektorfläche:</u>	1.623 m ² Flachkollektoren - 7 Teilkollektorfelder (GREENoneTEC GK3102, GK3502)
<u>Ausrichtung:</u>	140° (628 m ²), 160° (362 m ²), 180° (633 m ²)
<u>Neigung:</u>	45 °
<u>Energiespeichervolumen:</u>	Mikronetz: 20 m ³ , Quelle Wärmepumpen: 52 m ³ , Senke Wärmepumpen: 50 m ³ , Warmwasser: 11 m ³
<u>Nachheizung:</u>	4 Wärmepumpen (1x570 kW, 2x537 kW, 1x335 kW) 2 Gaskessel (1x1048 kW, 1x455 kW)
<u>Solarer Deckungsgrad:</u>	20,5 % (Messung)
<u>Spezifischer Solarertrag:</u>	437 kWh/(m ² a) (Messung, bezogen auf die Aperturfläche)
<u>Projektstatus:</u>	Monitoringphase beendet mit Mai 2018
<u>Zuständigkeit Begleitforschung:</u>	AEE INTEC

Am Stadtrand Wiens, auf dem Areal der ehemaligen Lafarge-Perlmooser Zementfabrik, wurde 2016 eine neue Wohnsiedlung mit 19 modernen Wohngebäuden und lokaler Infrastruktur (Supermarkt, Restaurant, Kindergarten, Schwimmbad, etc.) errichtet. Die 450 Mietwohnungen sind zwischen 59 und 135 m² groß und vorwiegend nach Süden orientiert. Das Wärmeversorgungssystem wurde als Contracting-Modell umgesetzt. Als Contractor (Anlagenbetreiber) fungierte zu Beginn die *ENERGIECOMFORT Energie- und Gebäudemanagement GmbH*, welche später in die *Wien Energie GmbH* eingegliedert wurde. Abbildung 176 zeigt ein Panoramabild der gesamten Anlage. Abbildung 177 zeigt einen Lageplan der Anlage.

Die Raumheizungs- sowie Warmwasserversorgung der Wohnsiedlung erfolgt über 3 Heizzentralen, welche durch ein Mikronetz miteinander verbunden sind. In den jeweiligen Heizzentralen wurden insgesamt 4 Wärmepumpen (1 x 570 kW, 2 x 537 kW und 1 x 335 kW) installiert, welche insgesamt 4 Pufferspeicher (Gesamtvolumen: 52 m³) als Quelle verwenden (siehe Abbildung 178, links und mitte). Die Beladung der Quellenspeicher erfolgt über ein Mikronetz (35 °C/28 °C) sowie über eine solarthermische Anlage, bestehend aus 7 Teilkollektorfeldern mit Flachkollektoren, welche auf verschiedenen Dächern der Wohnanlage installiert wurden und eine Bruttokollektorfläche von insgesamt 1.623 m² aufweisen. Ausrichtung und Bruttokollektorfläche der einzelnen Teilkollektorfelder können Tabelle 5 entnommen werden. Die Position der Teilkollektorfelder sowie der Heizzentralen sind aus dem Lageplan (siehe Abbildung 177) ersichtlich. Die Versorgung des Mikronetzes wird über eine zentrale Gaskesselheizung (2 Gaskessel mit 1048 kW sowie 455 kW) mit einem Pufferspeicher (20 m³) als hydraulische Weiche gewährleistet. Das Mikronetz kann im Regelbetrieb nur die Quellenspeicher der Wärmepumpe beladen. Eine direkte Deckung des Warmwasser- und Raumheizungsbedarfs durch das Mikronetz ist nur als Ausfallsicherheit bei Betriebsstörungen der Wärmepumpen mit Hilfe einer temporären Umgehung der Quellenspeicher möglich. Im Regelbetrieb beladen sowohl die Wärmepumpen als auch die solarthermische Anlage insgesamt 4 Pufferspeicher (Gesamtvolumen: 50 m³), aus welchen Raumheizungs- und Warmwasserbedarf gedeckt werden (siehe Abbildung 178, rechts). Des Weiteren stehen noch insgesamt 5 Warmwasserspeicher (Gesamtvolumen: 11 m³) im Verteilnetz zu den Wohneinheiten

zur Verfügung. Die Raumheizung der Mietwohnungen erfolgt mittels Fußbodenheizung (40 °C/30 °C). Bei der betrachteten Anlage handelt es sich um eine Solarthermie-Wärmepumpenkombination in serieller Anordnung (d.h. Solarenergie wird als Quelle für die Wärmepumpe genutzt).



Abbildung 176: Panoramabild der Anlage „Waldmühle Rodaun“ (Bildquelle: M&R Globalbau GmbH)

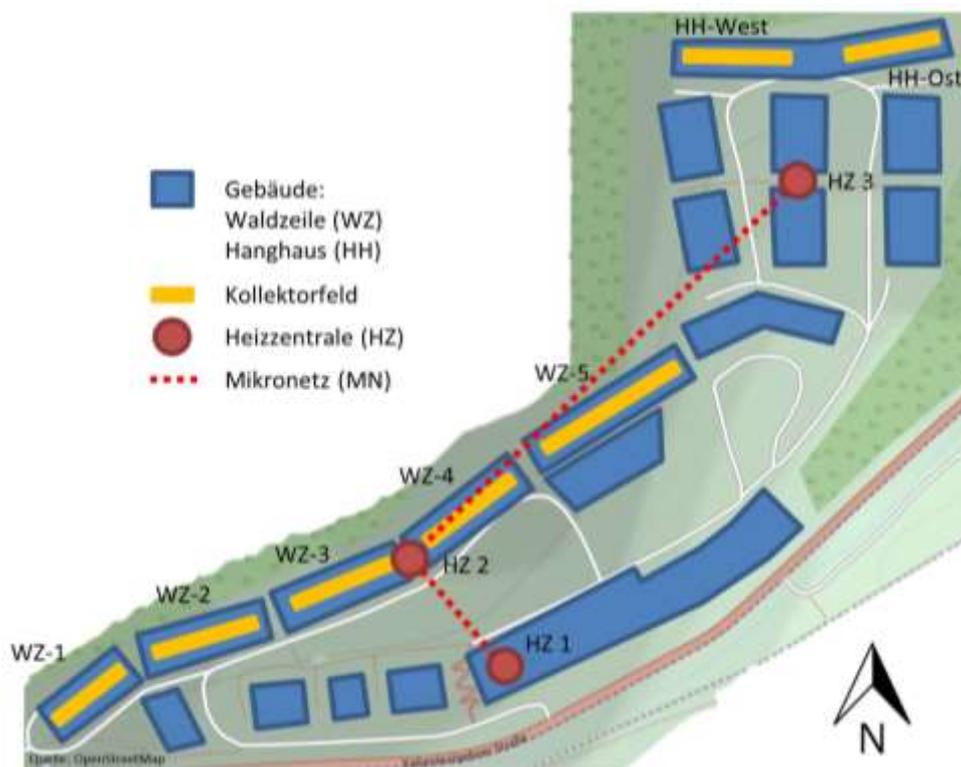


Abbildung 177: Lageplan der Anlage Waldmühle Rodaun (Quelle: AEE INTEC)



Abbildung 178: Links: Quellspeicher der Wärmepumpe in Heizzentrale 1, Mitte: Wärmepumpe in Heizzentrale 1, Rechts: Senkspeicher der Wärmepumpe in Heizzentrale 1 (Quelle: AEE INTEC)

Tabelle 5: Ausrichtung und Bruttokollektorfläche der einzelnen Teilkollektorfelder

Kollektorkreis	Teilkollektorfeld	Ausrichtung ^a	Bruttofläche
Heizzentrale 2: Kollektorkreis 1	Waldzeile 1 (WZ-1)	140°	180,90 m ²
	Waldzeile 2 (WZ-2)	160°	180,90 m ²
	Waldzeile 3 (WZ-3)	155°	180,90 m ²
Gesamt Kollektorkreis 1			542,70 m ²
Heizzentrale 2: Kollektorkreis 2	Waldzeile 4 (WZ-4)	140°	180,90 m ²
	Waldzeile 5 (WZ-5)	147°	266,34 m ²
Gesamt Kollektorkreis 2			447,24 m ²
Gesamt Heizzentrale 2			989,97 m²
Heizzentrale 3	Hanghaus West (HH-West)	180°	321,60 m ²
	Hanghaus 1 (HH-Ost)	170°	311,55 m ²
Gesamt Heizzentrale 3			633,15 m²
Gesamt			1623,12 m²

^a Ost: 90°; Süd: 180°; West: 270°

7.9.2 Hydraulik- und Messkonzept

In Abbildung 180 ist ein vereinfachtes Hydraulikschema einschließlich der Messstellen und Messstellenbezeichnungen der gesamten Anlage als Blockschaltbild dargestellt. Das Monitoringkonzept umfasst 28 Wärmemengenzähler¹ (mit je einem Durchflusssensor und einem Temperatursensorenpaar), 88 separate Temperatursensoren, 4 Stromzähler (je einen pro Wärmepumpe) und 2 Drucksensoren in den primären Solarkreisen sowie 3 Globalstrahlungssensoren in den Kollektorebenen.

Das Wärmeversorgungssystem der Anlage besteht aus dem Mikronetz (MN) und aus den Heizzentralen 1, 2 und 3 (HZ 1, HZ 2 und HZ 3), wie aus Abbildung 177 und Abbildung

¹ In den vereinfachten Hydrauliksystemen wurde auf eine separate Bezeichnung der Durchflusssensoren bzw. der Leistungsmessung der Wärmemengen- und Stromzähler verzichtet. Die Bezeichnung ist ident mit jener der Wärmemengen- und Stromzähler, jedoch wird anstatt dem Präfix „Q...“ das Präfix „VD...“ bzw. „P...“ vorangestellt, beispielsweise Q_Solar_Z3 (Messstellenbezeichnung des Wärmemengenzählers), VD_Solar_Z3 (Messstellenbezeichnung des Durchflusssensors des Wärmemengenzählers) und P_Solar_Z3 (Leistungsmessung des Wärmemengenzählers) bzw. P_WP_Z3_el (Leistungsmessung des Stromzählers).

181 entnommen werden kann. Die Gaskesselanlage und der Pufferspeicher (hydraulische Weiche) des Mikronetzes befinden sich in Heizzentrale 1. Die einzelnen Heizzentralen bestehen im Wesentlichen aus denselben Komponenten und werden daher exemplarisch anhand von Heizzentrale 3 näher erklärt.

Wie aus Abbildung 182 ersichtlich, besteht Heizzentrale 3 aus dem Solarsystem (*Solar*), der Beladung des Niedertemperaturspeichers aus dem Mikronetz (*MN-HZ3*), Hoch- und Niedertemperaturspeicher (*HT-Sp* und *NT-Sp*), Wärmepumpe (*WP*) und den Komponenten der Warmwasserbereitung (*WW*) sowie der Raumheizung (*RH*). Im Gegensatz zu den anderen beiden Heizzentralen besitzt Heizzentrale 1 kein eigenes Solarsystem und wird vom Solarsystem der Heizzentrale 2 beladen.

Nachfolgend wird die Betriebsweise sowie die Regelungsstrategie der verschiedenen Anlagenkomponenten überblicksmäßig erklärt. Die Beschreibung erfolgt exemplarisch anhand von Heizzentrale 3 (siehe Abbildung 182), ist jedoch analog auch für die Heizzentralen 1 und 2 gültig.

a) Solarsystem

Wird durch die Einstrahlung auf das Kollektorfeld eine definierte Kollektortemperatur erreicht, geht der Solarkreis in Betrieb und belädt zuerst den Niedertemperaturspeicher bzw. Quellspeicher der Wärmepumpe (indirekte Solarwärmenutzung). Erhöht sich die Temperatur im Solarkreis weiter, wird der Hochtemperaturspeicher bzw. Senkenspeicher der Wärmepumpe beladen und die Solarwärme kann direkt zur Deckung des Raumheizungs- und Warmwasserbedarfs genutzt werden (direkte Solarwärmenutzung).

b) Mikronetz

Die Beladung des Niedertemperaturspeichers aus dem Mikronetz erfolgt, wenn das Solarsystem nicht die nötige Wärmeenergie für den Verdampfer der Wärmepumpe bereitstellen kann. Dadurch wird der Niedertemperaturspeicher ständig vom Mikronetz auf dem nötigen Temperaturniveau gehalten. Das Mikronetz selbst wird über die Gaskesselanlage in Heizzentrale 1 gespeist. Fällt die Temperatur im Pufferspeicher (hydraulische Weiche) des Mikronetzes ab, geht die Gaskesselanlage in Betrieb und hebt das Temperaturniveau im Speicher wieder an.

c) Wärmepumpe

Sinkt das nötige Temperaturniveau für Warmwasser oder Raumheizung im Hochtemperaturspeicher ab, so geht die Wärmepumpe in Betrieb und hebt die Temperatur wieder an. Dabei kann die Wärmepumpe auf zwei unterschiedlichen Kondensatorvorlauftemperaturen jeweils für Warmwasser und Raumheizung betrieben werden. Dafür stehen zwei unterschiedliche Einspeisemöglichkeiten in den Hochtemperaturspeicher zur Verfügung.

d) Warmwasser

Das Warmwasser wird aus dem oberen Speichervolumen des Hochtemperaturspeichers entnommen und (bei zu hohen Temperaturen) im primären Kreis vor der Warmwasser-Kompaktstation beigemischt. In der Warmwasser-Kompaktstation erfolgt die Übergabe in den sekundären Warmwasserkreis zur Versorgungsleitung zu den einzelnen Wohneinheiten.

e) Raumheizung

Die Beheizung der einzelnen Wohneinheiten erfolgt über eine Außentemperaturgeregelte Fußbodenheizung. Dabei wird die benötigte Wärmeenergie auf mittlerer Speicherhöhe

aus dem Hochtemperaturspeicher entnommen und anschließend über eine Beimischschaltung das benötigte Temperaturniveau im primären Heizkreis angepasst. Die Versorgung der einzelnen Wohneinheiten erfolgt vom sekundären Heizkreis aus, welcher über einen Wärmetauscher mit dem primären Heizkreis verbunden ist.

In Heizzentrale 1 wurde nachträglich ein zusätzlicher Heizkreis zur Beheizung eines Supermarktes und eines Schwimmbades im Sommer installiert. Der Heizkreis wird mit den gleichen Vorlauftemperaturen wie die Fußbodenheizung der Wohneinheiten beliefert. Laut Aussagen des Anlagenbetreibers kann aufgrund der nachträglichen Installation keine definierte Wärmeleistung garantiert werden. Daher wird der zusätzliche Heizkreis mit jener Wärme beliefert, welche gerade zur Verfügung steht.

f) Notbetrieb des Mikronetzes

Kommt es im laufenden Betrieb zu Betriebsstörungen und Ausfällen der Wärmepumpen ist ein Notbetrieb des Mikronetzes vorgesehen. Dabei wird vorübergehend händisch eine Umgehungsleitung, wie in Abbildung 179 dargestellt, verlegt. Dadurch wird die Wärmepumpe umgangen und der Hochtemperaturspeicher direkt vom Mikronetz beladen. Um dadurch auch den Warmwasserbedarf decken zu können, wird die Gaskesselanlage und somit auch das gesamte Mikronetz temporär auf einem höheren Temperaturniveau betrieben.

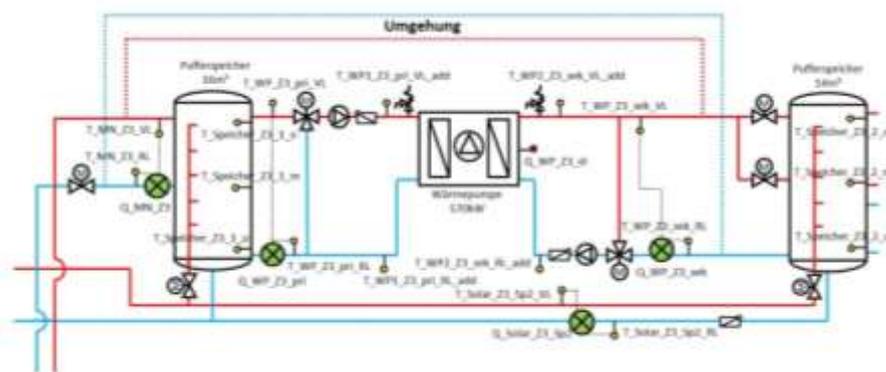


Abbildung 179: Temporäre Umgehung der Wärmepumpe in Heizzentrale 3

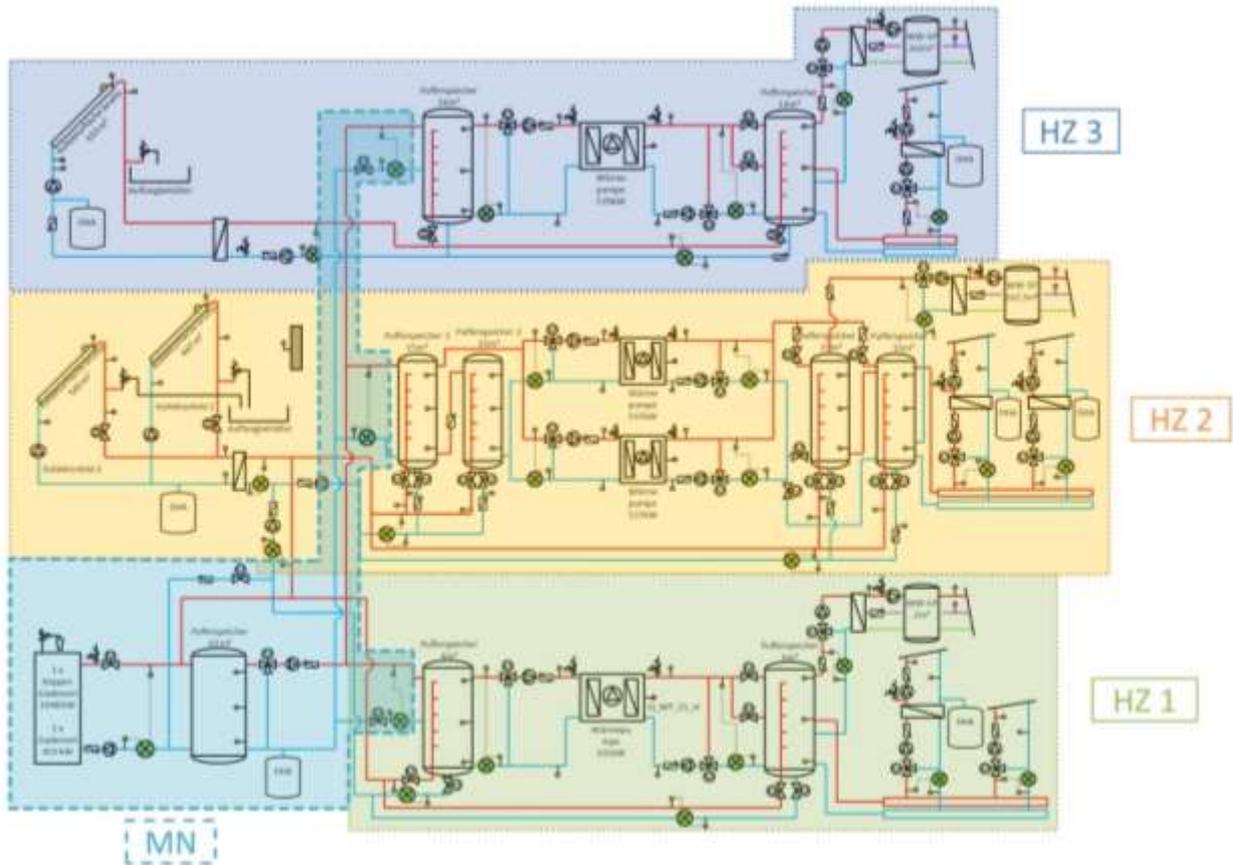


Abbildung 181: Vereinfachtes Hydraulikschema der gesamten Anlage einschließlich Messstellen

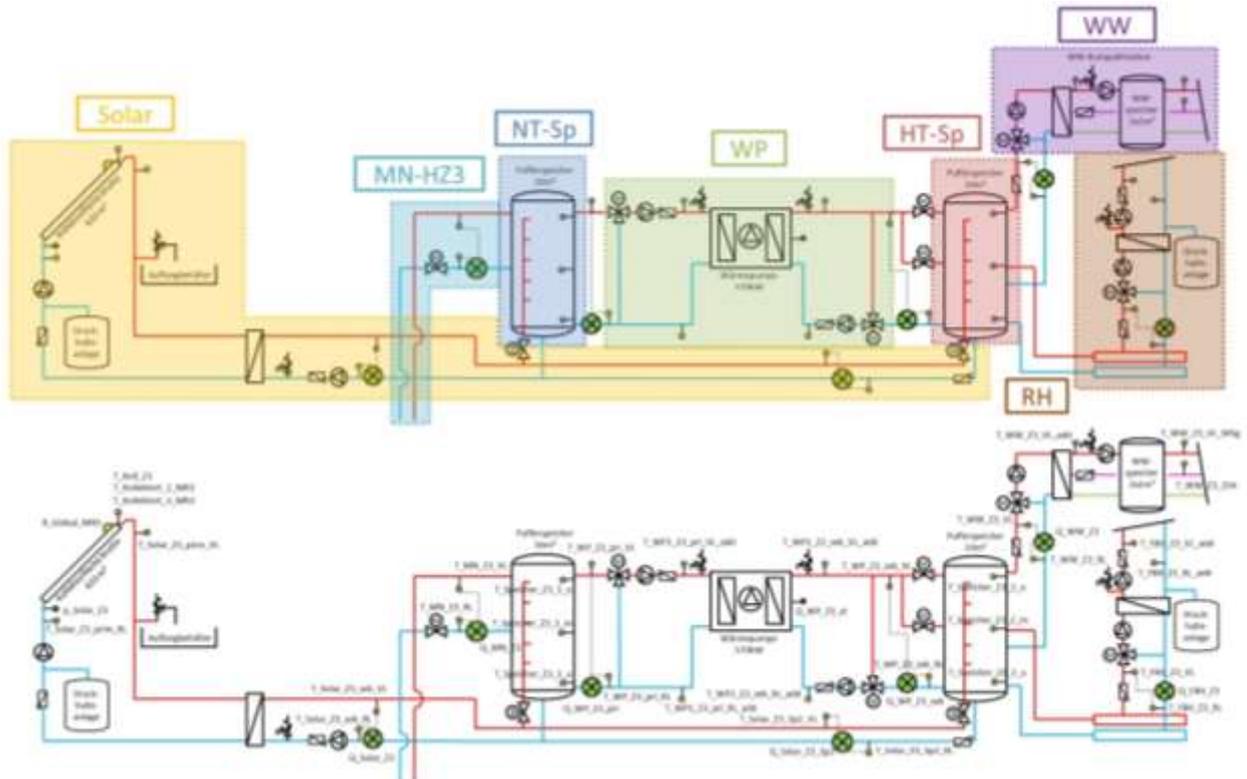


Abbildung 182: Vereinfachtes Hydraulikschema der Heizzentrale 3 einschließlich Messstellen und Messstellenbezeichnungen, Oben: Darstellung der einzelnen Teilsysteme, Unten: Messstellen einschließlich Messstellenbezeichnungen

Tabelle 6, Tabelle 7 und Tabelle 8 enthalten die Beschreibung der einzelnen Messstellen aus Abbildung 180.

Tabelle 6: Beschreibung der Messstellen von Heizzentrale 1

Solarsystem

Q_Puffer_1_MR1 Wärmemengenzähler indirekte Solareinspeisung

T_Puffer_1_MR1_VL

T_Puffer_1_MR1_RL

VD_Puffer_1_MR1

Q_Solar_Z1_Sp2 Wärmemengenzähler direkte Solareinspeisung

T_Solar_Z1_Sp2_VL

T_Solar_Z1_Sp2_RL

VD_Solar_Z1_Sp2

Wärmespeicher

T_Speicher_K_o Mikronetz-Speicher obere Speichertemperatur

T_Speicher_K_m Mikronetz-Speicher mittlere Speichertemperatur

T_Speicher_K_u Mikronetz-Speicher untere Speichertemperatur

T_Speicher_Z1_1_o Niedertemperaturspeicher obere Speichertemperatur

T_Speicher_Z1_1_m Niedertemperaturspeicher mittlere Speichertemperatur

T_Speicher_Z1_1_u Niedertemperaturspeicher untere Speichertemperatur

T_Speicher_Z1_2_o Hochtemperaturspeicher obere Speichertemperatur

T_Speicher_Z1_2_m Hochtemperaturspeicher mittlere Speichertemperatur

T_Speicher_Z1_2_u Hochtemperaturspeicher untere Speichertemperatur

Mikronetz

Q_Kessel Wärmemengenzähler Gaskesselanlage

T_Kessel_VL

T_Kessel_RL

VD_Kessel

Q_MN_Z1 Wärmemengenzähler Beladung aus Mikronetz

T_MN_Z1_VL

T_MN_Z1_RL

VD_MN_Z1

Wärmepumpe

Q_WP_Z1_sek Wärmemengenzähler Wärmepumpe Kondensatorseite

T_WP_Z1_sek_VL

T_WP_Z1_sek_RL

VD_WP_Z1_sek

Q_WP_Z1_pri Wärmemengenzähler Wärmepumpe Verdampferseite

T_WP_Z1_pri_VL

T_WP_Z1_pri_RL

VD_WP_Z1_pri

Q_WP_Z1_el Stromzähler Wärmepumpe

P_WP_Z1_el

T_WP_Z1_sek_VL_add Temperatursensor Wärmepumpe Kondensatorvorlauf

T_WP_Z1_sek_RL_add Temperatursensor Wärmepumpe Kondensatorrücklauf

T_WP_Z1_pri_VL_add Temperatursensor Wärmepumpe Verdampfervorlauf

T_WP_Z1_pri_RL_add Temperatursensor Wärmepumpe Verdampferrücklauf

Wärmeverbraucher

Q_WW_Z1	Wärmemengenzähler primärer Warmwasserkreis
T_WW_Z1_VL	
T_WW_Z1_RL	
VD_WW_Z1	
T_WW_Z1_VL_add	Temperatursensor sekundärer Warmwasserkreis-Vorlauf
T_WW_Z1_VL_Whg	Temperatursensor sek. Warmwasserkreis-VL Verteilnetz
T_WW_Z1_Zirk	Temperatursensor sek. WW-Kreis Zirkulationsleitung
Q_FBH_Z1	Wärmemengenzähler primärer Raumheizungskreis 1
T_FBH_Z1_VL	
T_FBH_Z1_RL	
VD_FBH_Z1	
T_FBH_Z1_VL_add	Temperatursensor sek. Raumheizungskreis-Vorlauf 1
T_FBH_Z1_RL_add	Temperatursensor sek. Raumheizungskreis-Rücklauf 1
Q_HK2_MR1	Wärmemengenzähler primärer Raumheizungskreis 2
T_HK2_MR1_VL	
T_HK2_MR1_RL	
VD_HK2_MR1	
T_HZK2_MR1_VL	Temperatursensor sek. Raumheizungskreis-Vorlauf 2
T_HZK2_MR1_RL	Temperatursensor sek. Raumheizungskreis-Rücklauf 2

Tabelle 7: Beschreibung der Messstellen von Heizzentrale 2

Solarsystem

Q_Solar_Z2	Wärmemengenzähler sekundärer Solarkreis
T_Solar_Z2_sek_VL	
T_Solar_Z2_sek_RL	
VD_Solar_Z2	
Q_Solar_Z2_Sp1&2	Wärmemengenzähler indirekte Solareinspeisung
T_Solar_Z2_Sp1&2_VL	
T_Solar_Z2_Sp1&2_RL	
VD_Solar_Z2_Sp1&2	
Q_Solar_Z2_Sp3&4	Wärmemengenzähler direkte Solareinspeisung
T_Solar_Z2_Sp3&4_VL	
T_Solar_Z2_Sp3&4_RL	
VD_Solar_Z2_Sp3&4	
Q_Solarleitung_zuMR1_inMR2	Wärmemengenzähler Solareinspeisung in Heizzentrale 1
T_Solarleitung_zuMR1_inMR2_VL	
T_Solarleitung_zuMR1_inMR2_RL	
VD_Solarleitung_zuMR1_inMR2	
T_Koll1_Z2	Temperatursensor Kollektorfeld 1
T_Koll1_1_Z2	Temperatursensor Kollektorfeld 1.1
T_Koll1_2_Z2	Temperatursensor Kollektorfeld 1.2
T_Koll2_Z2	Temperatursensor Kollektorfeld 2
T_Koll2_1_Z2	Temperatursensor Kollektorfeld 2.1
T_Koll2_2_Z2	Temperatursensor Kollektorfeld 2.2
T_Koll1_Z2_VL	Temperatursensor Kollektorfeld 1 Vorlauf
T_Koll1_Z2_RL	Temperatursensor Kollektorfeld 1 Rücklauf
T_Koll2_Z2_VL	Temperatursensor Kollektorfeld 2 Vorlauf

T_Koll2_Z2_RL	Temperatursensor Kollektorfeld 2 Rücklauf
T_Solar_Z2_prim_VL	Temperatursensor primärer Solarkreis-Vorlauf
T_Solar_Z2_prim_RL	Temperatursensor primärer Solarkreis-Rücklauf
T_Außen	Außentemperatursensor
Q_Global	Globalstrahlungssensor 1
R_Global_2_MR2	Globalstrahlungssensor 2
p_Koll1_Z2	Drucksensor primärer Solarkreis

Wärmespeicher

T_Speicher_Z2_1_o	Niedertemperaturspeicher 1 obere Speichertemperatur
T_Speicher_Z2_1_m	Niedertemperaturspeicher 1 mittlere Speichertemperatur
T_Speicher_Z2_1_u	Niedertemperaturspeicher 1 untere Speichertemperatur
T_Speicher_Z2_2_o	Niedertemperaturspeicher 2 obere Speichertemperatur
T_Speicher_Z2_2_m	Niedertemperaturspeicher 2 mittlere Speichertemperatur
T_Speicher_Z2_2_u	Niedertemperaturspeicher 2 untere Speichertemperatur
T_Speicher_Z2_3_o	Hochtemperaturspeicher 3 obere Speichertemperatur
T_Speicher_Z2_3_m	Hochtemperaturspeicher 3 mittlere Speichertemperatur
T_Speicher_Z2_3_u	Hochtemperaturspeicher 3 untere Speichertemperatur
T_Speicher_Z2_4_o	Hochtemperaturspeicher 4 obere Speichertemperatur
T_Speicher_Z2_4_m	Hochtemperaturspeicher 4 mittlere Speichertemperatur
T_Speicher_Z2_4_u	Hochtemperaturspeicher 4 untere Speichertemperatur
T_Solar_Z2_Sp1_VL_add	Niedertemperaturspeicher 1 Vorlauf
T_Solar_Z2_Sp1_RL_add	Niedertemperaturspeicher 1 Rücklauf
T_Solar_Z2_Sp2_VL_add	Niedertemperaturspeicher 2 Vorlauf
T_Solar_Z2_Sp2_RL_add	Niedertemperaturspeicher 2 Rücklauf
T_Solar_Z2_Sp3_VL_add	Niedertemperaturspeicher 3 Vorlauf
T_Solar_Z2_Sp3_RL_add	Niedertemperaturspeicher 3 Rücklauf
T_Solar_Z2_Sp4_VL_add	Niedertemperaturspeicher 4 Vorlauf
T_Solar_Z2_Sp4_RL_add	Niedertemperaturspeicher 4 Rücklauf

Mikronetz

Q_MN_Z2	Wärmemengenzähler Beladung aus Mikronetz
T_MN_Z2_VL	
T_MN_Z2_RL	
VD_MN_Z2	

Wärmepumpe

Q_WP2_Z2_sek	Wärmemengenzähler Wärmepumpe 2 Kondensatorseite
T_WP2_Z2_sek_VL	
T_WP2_Z2_sek_RL	
VD_WP2_Z2_sek	
Q_WP2_Z2_pri	Wärmemengenzähler Wärmepumpe 2 Verdampferseite
T_WP2_Z2_pri_VL	
T_WP2_Z2_pri_RL	
VD_WP2_Z2_pri	
Q_WP2_Z2_el	Stromzähler Wärmepumpe 2
P_WP2_Z2_el	
Q_WP1_Z2_sek	Wärmemengenzähler Wärmepumpe 1 Kondensatorseite
T_WP1_Z2_sek_VL	

T_WP1_Z2_sek_RL	
VD_WP1_Z2_sek	
Q_WP1_Z2_pri	Wärmemengenzähler Wärmepumpe 1 Verdampferseite
T_WP1_Z2_pri_VL	
T_WP1_Z2_pri_RL	
VD_WP1_Z2_pri	
Q_WP1_Z2_el	Stromzähler Wärmepumpe 1
P_WP1_Z2_el	
T_WP1_Z2_sek_VL_add	Temperatursensor Wärmepumpe 1 Kondensatorvorlauf
T_WP1_Z2_sek_RL_add	Temperatursensor Wärmepumpe 1 Kondensatorrücklauf
T_WP1_Z2_pri_VL_add	Temperatursensor Wärmepumpe 1 Verdampfervorlauf
T_WP1_Z2_pri_RL_add	Temperatursensor Wärmepumpe 1 Verdampferrücklauf
T_WP2_Z2_sek_VL_add	Temperatursensor Wärmepumpe 2 Kondensatorvorlauf
T_WP2_Z2_sek_RL_add	Temperatursensor Wärmepumpe 2 Kondensatorrücklauf
T_WP2_Z2_pri_VL_add	Temperatursensor Wärmepumpe 2 Verdampfervorlauf
T_WP2_Z2_pri_RL_add	Temperatursensor Wärmepumpe 2 Verdampferrücklauf
<u>Wärmeverbraucher</u>	
Q_WW_Z2	Wärmemengenzähler primärer Warmwasserkreis
T_WW_Z2_VL	
T_WW_Z2_RL	
VD_WW_Z2	
T_WW_Z2_VL_add	Temperatursensor sekundärer Raumheizungskreis-Vorlauf
T_WW_Z2_VL_Whg	Temperatursensor sek. Raumheizungskreis-VL Verteilnetz
T_WW_Z2_Zirk	Temperatursensor sek. WW-Kreis Zirkulationsleitung
Q_FBH1_Z2	Wärmemengenzähler primärer Raumheizungskreis 1
T_FBH1_Z2_VL	
T_FBH1_Z2_RL	
VD_FBH1_Z2	
T_FBH1_Z2_VL_add	Temperatursensor sek. Raumheizungskreis-Vorlauf 1
T_FBH1_Z2_RL_add	Temperatursensor sek. Raumheizungskreis-Rücklauf 1
Q_FBH2_Z2	Wärmemengenzähler primärer Raumheizungskreis 2
T_FBH2_Z2_VL	
T_FBH2_Z2_RL	
VD_FBH2_Z2	
T_FBH2_Z2_VL_add	Temperatursensor sek. Raumheizungskreis-Vorlauf 2
T_FBH2_Z2_RL_add	Temperatursensor sek. Raumheizungskreis-Rücklauf 2

Tabelle 8: Beschreibung der Messstellen von Heizzentrale 3

<u>Solarsystem</u>	
Q_Solar_Z3	Wärmemengenzähler sekundärer Solarkreis
T_Solar_Z3_sek_VL	
T_Solar_Z3_sek_RL	
VD_Solar_Z3	
Q_Solar_Z3_Sp2	Wärmemengenzähler direkte Solareinspeisung
T_Solar_Z3_Sp2_VL	
T_Solar_Z3_Sp2_RL	
VD_Solar_Z3_Sp2	
T_Koll_Z3	Temperatursensor Kollektor 1

T_Kollektort_2_MR3	Temperatursensor Kollektor 2
T_Kollektort_3_MR3	Temperatursensor Kollektor 3
T_Solar_Z3_prim_VL	Temperatursensor primärer Solarkreis-Vorlauf
T_Solar_Z3_prim_RL	Temperatursensor primärer Solarkreis-Rücklauf
p_Solar_Z3	Drucksensor primärer Solarkreis
R_Global_MR3	Globalstrahlungssensor
<u>Wärmespeicher</u>	
T_Speicher_Z3_1_o	Niedertemperaturspeicher obere Speichertemperatur
T_Speicher_Z3_1_m	Niedertemperaturspeicher mittlere Speichertemperatur
T_Speicher_Z3_1_u	Niedertemperaturspeicher untere Speichertemperatur
T_Speicher_Z3_2_o	Hochtemperaturspeicher obere Speichertemperatur
T_Speicher_Z3_2_m	Hochtemperaturspeicher mittlere Speichertemperatur
T_Speicher_Z3_2_u	Hochtemperaturspeicher untere Speichertemperatur
<u>Mikronetz</u>	
Q_MN_Z3	Wärmemengenzähler Beladung aus Mikronetz
T_MN_Z3_VL	
T_MN_Z3_RL	
VD_MN_Z3	
<u>Wärmepumpe</u>	
Q_WP_Z3_sek	Wärmemengenzähler Wärmepumpe Kondensatorseite
T_WP_Z3_sek_VL	
T_WP_Z3_sek_RL	
VD_WP_Z3_sek	
Q_WP_Z3_pri	Wärmemengenzähler Wärmepumpe Verdampferseite
T_WP_Z3_pri_VL	
T_WP_Z3_pri_RL	
VD_WP_Z3_pri	
Q_WP_Z3_el	Stromzähler Wärmepumpe
P_WP_Z3_el	
T_WP2_Z3_sek_VL_add	Temperatursensor Wärmepumpe Kondensatorvorlauf
T_WP2_Z3_sek_RL_add	Temperatursensor Wärmepumpe Kondensatorrücklauf
T_WP1_Z3_pri_VL_add	Temperatursensor Wärmepumpe Verdampfervorlauf
T_WP1_Z3_pri_RL_add	Temperatursensor Wärmepumpe Verdampferrücklauf
<u>Wärmeverbraucher</u>	
Q_WW_Z3	Wärmemengenzähler primärer Warmwasserkreis
T_WW_Z3_VL	
T_WW_Z3_RL	
VD_WW_Z3	
T_WW_Z3_VI_add	Temperatursensor sekundärer Warmwasserkreis-Vorlauf
T_WW_Z3_VI_Whg	Temperatursensor sek. Warmwasserkreis-VL Verteilnetz
T_WW_Z3_Zirk	Temperatursensor sek. WW-Kreis Zirkulationsleitung
Q_FBH_Z3	Wärmemengenzähler primärer Raumheizungskreis
T_FBH_Z3_VL	
T_FBH_Z3_RL	
VD_FBH_Z3	

T_FBH_Z3_VL_add

Temperatursensor sekundärer Raumheizungskreis-Vorlauf

T_FBH_Z3_RL_add

Temperatursensor sekundärer Raumheizungskreis-Rücklauf

7.9.3 Energiebilanz

In Abbildung 184 ist die Energiebilanz der gesamten Anlage über die gesamte Dauer der Messperiode dargestellt. Um eine rein thermische Energiebilanz zu erhalten, wurde, wie in Abbildung 183 dargestellt, die Verdampferenergie der Wärmepumpen (Q_{WP_pri}) als Output und die Kondensatorenergie der Wärmepumpen (Q_{WP_sek}) als Input berücksichtigt. Um aber dennoch Auskunft über die eingesetzte elektrische Energie der Wärmepumpen (Q_{WP_el}) zu erhalten wurde diese als Teil der Kondensatorenergie in Abbildung 184 inkludiert.

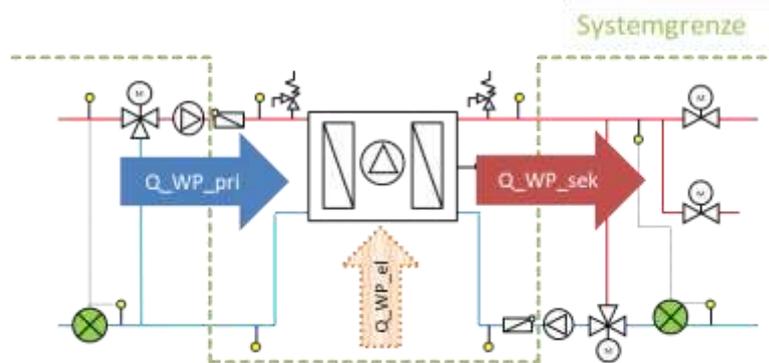


Abbildung 183: Darstellung der Systemgrenze der Energiebilanz

Wie in Abbildung 184 dargestellt nimmt erwartungsgemäß der solare Wärmeinput (Q_{Solar}) in den Wintermonaten ab und der Raumheizbedarf (Q_{FBH}) zu. Der Warmwasserbedarf (Q_{WW}) bleibt erwartungsgemäß über das gesamte Jahr annähernd konstant. Um die benötigte Verdampferenergie der Wärmepumpe (Q_{WP_pri}), auch bei verminderter Globalstrahlung, decken zu können, nimmt der Wärmeinput des Mikronetzes bzw. der Gaskesselanlage (Q_{Kessel}) zu. Analog dazu erhöht sich die Kondensatorenergie (Q_{WP_sek}) sowie die elektrische Energie der Wärmepumpen (Q_{WP_el}).

Während der Messperiode traten teilweise Betriebsstörungen bzw. Ausfälle der Wärmepumpen auf, welche einen Notbetrieb des Mikronetzes und einen erhöhten Wärmeinput der Gaskesselanlage zur Folge hatten (siehe Abbildung 196). Die Energiebilanzen dieser Monate wurden in Abbildung 184 mittels schwarzer Umrandung kenntlich gemacht. Darüber hinaus trat ein Ausfall der Stromzähler in Heizzentrale 2 zwischen Dezember und Jänner auf. Nachdem die Daten des Stromzählers erst nach dem Ausfall wieder vorhanden waren, führt das zu erhöhten Werten von Q_{WP_el} im Dezember gegenüber verminderten Werten im Februar. Daher wurde Q_{WP_el} in diesen beiden Monaten quer schraffiert dargestellt.

Neben den Monatswerten ist in Abbildung 184 auch die Energiebilanz des gesamten Messjahres dargestellt. Über das gesamte Jahr beläuft sich der Warmwasserverbrauch auf etwa 1.250 MWh und der Raumheizungsverbrauch auf etwa 1.900 MWh. Zusammengefasst ergibt das einen Gesamtwärmeverbrauch von etwa 3.150 MWh der gesamten Anlage pro Jahr. Der elektrische Energieinput in die Wärmepumpen beträgt rund 970 MWh bei einer Verdampferenergie von rund 1.900 MWh und einer Kondensatorenergie von rund 2.800 MWh. Von der Gaskesselanlage werden ca. 1.750 MWh in das Mikronetz eingespeist und das Solarsystem liefert etwa 665 MWh an Wärmeenergie.

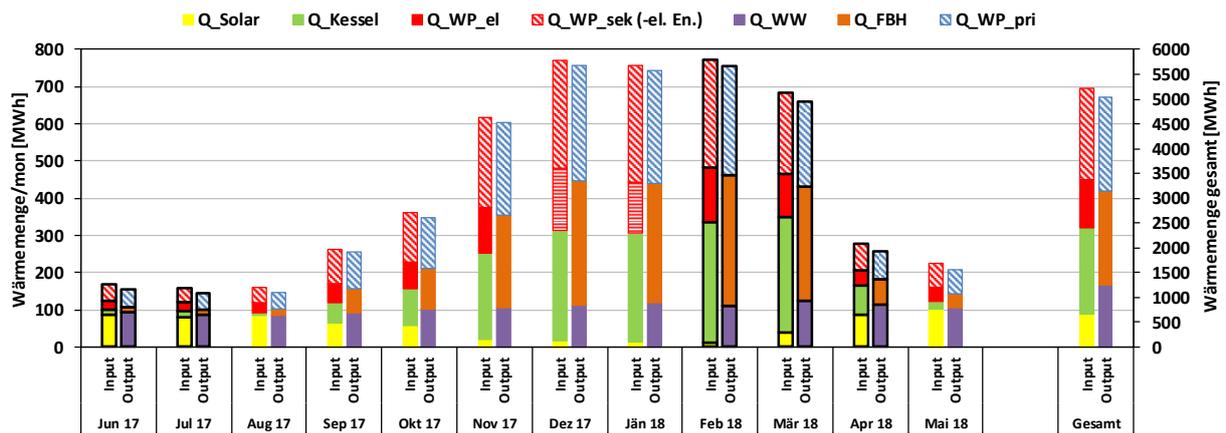


Abbildung 184: Energiebilanz der gesamten Anlage (gesamte Messperiode)

7.9.4 Vergleich Simulation – Messwerte

Folgende Abbildungen geben einen Überblick über die bei der Einreichung angegebenen Simulationsergebnisse als auch die im Monitoringzeitraum ermittelten Messwerte. Verglichen werden im Rahmen des einjährigen Anlagenmonitorings die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen zu den relevanten Kennzahlen spezifischer Solarertrag (*SE*), solarer Deckungsgrad (*SD*) sowie kumulierter Wärmeverbrauch.

Abbildung 185 zeigt einen Vergleich der gemessenen spezifischen Solarerträge (Definition: Quotient aus Gesamt-Solarwärmeinput zur Aperturfläche) sowie den Globalstrahlungswerten mit den Simulationswerten (zum Zeitpunkt der Einreichung) der gesamten Anlage über die gesamte Dauer der Messperiode. Wie aus der Abbildung ersichtlich liegen die spezifischen Solarerträge bis November 2017 über den Simulationswerten und fallen dann ab Dezember 2017 unter diese. Die Abweichungen von den Simulationswerten lassen sich mit der Komplexität des Wärmeversorgungssystems und den damit einhergehenden Vereinfachungen in der Simulation erklären. Die gemessenen und simulierten Globalstrahlungswerte sind in guter Übereinstimmung und korrelieren über das gesamte Jahr mit den gemessenen spezifischen Solarerträgen.

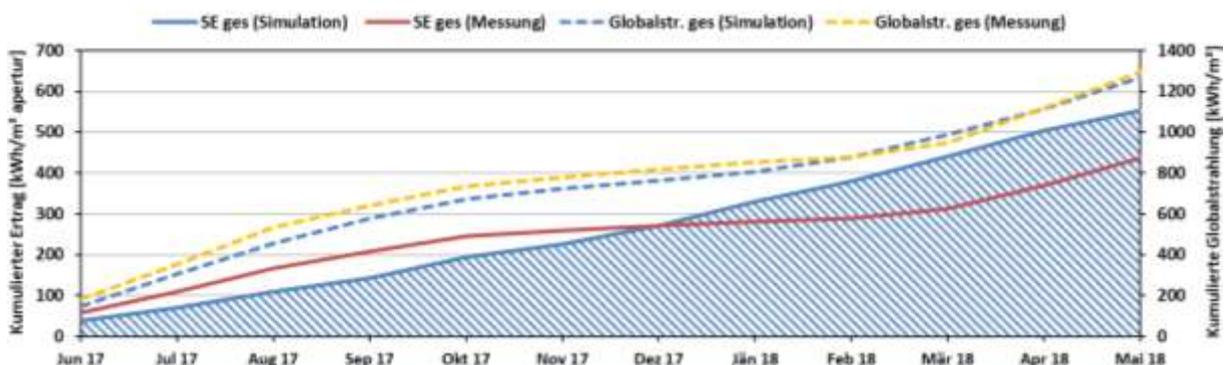


Abbildung 185: Vergleich der gemessenen spezifischen Solarerträge sowie den Globalstrahlungswerten mit den Simulationswerten der gesamten Anlage (gesamte Messperiode)

Abbildung 186 zeigt ebenfalls die spezifischen Solarerträge der gesamten Anlage aufgeteilt in direkten (Beladung des Hochtemperaturspeichers; Definition: Quotient aus direktem Solarwärmeinput zur Aperturfläche) und indirekten (Beladung des Niedertemperaturspeichers; Definition: Quotient aus indirektem Solarwärmeinput zur Aperturfläche) spezifischen Solarertrag. Der direkte spezifische Solarertrag nimmt gegenüber dem Sommer in den Wintermonaten (November bis Februar) stark ab. Dies ist auf die geringere Globalstrahlung in diesen Monaten zurückzuführen. Dadurch reicht

die Globalstrahlungsleistung nicht aus, um das Temperaturniveau des Hochtemperaturspeichers zu erreichen. Stattdessen wird der solare Wärmeintrag als indirekter Solarertrag in den Niedertemperaturspeicher eingespeist, welcher aufgrund der niedrigen Rücklauftemperaturen der Wärmepumpe ein niedrigeres Temperaturniveau aufweist. Über die gesamte Dauer der Messperiode befindet sich der indirekte Anteil stets über dem direkten Anteil bzw. annähernd auf demselben Niveau. Ausgenommen davon ist der April mit einem merklich höheren direkten Anteil als indirekten Anteil. Dies kann mit dem Ausfall der Wärmepumpe in Heizzentrale 3 in diesem Zeitraum und mit dem daraus folgenden Notbetrieb des Mikronetzes begründet werden. Der gesamte spezifische solare Jahresertrag aller Kollektorfelder beträgt $437 \text{ kWh}/(\text{m}^2_{\text{apertur}} \cdot \text{a})$. Dabei entfallen $180 \text{ kWh}/(\text{m}^2_{\text{apertur}} \cdot \text{a})$ auf den direkten Anteil (= 41 % vom Gesamtertrag) und $257 \text{ kWh}/(\text{m}^2_{\text{apertur}} \cdot \text{a})$ (= 59 % vom Gesamtertrag) auf den indirekten Anteil.

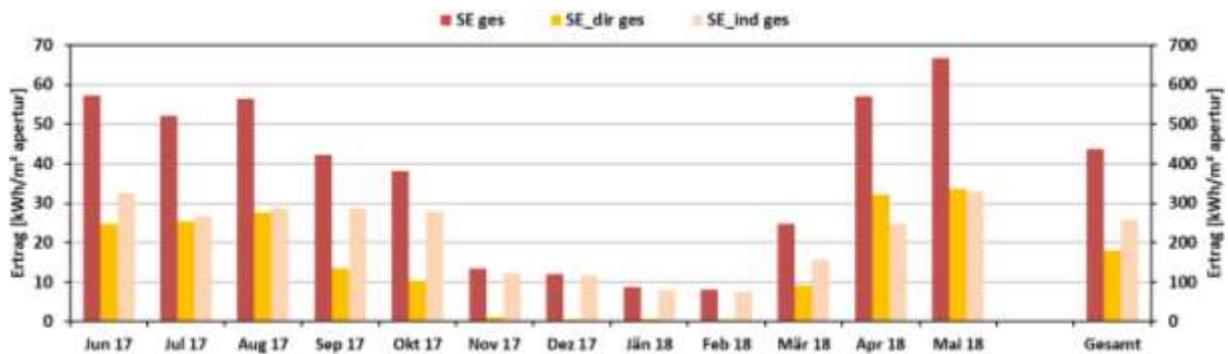


Abbildung 186: Spezifische Solarerträge aufgeteilt in direkten und indirekten Anteilen der gesamten Anlage (gesamte Messperiode)

In Abbildung 187 sind die gemessenen spezifischen Solarerträge sowie die Globalstrahlungswerte der Heizzentralen 2 und 3 über die gesamte Dauer der Messperiode dargestellt. Wie aus den kumulierten Werten entnommen werden kann sind die spezifischen Solarerträge von Heizzentrale 2 höher als von Heizzentrale 3, obwohl die Globalstrahlungswerte von Heizzentrale 3 geringfügig über den Werten von Heizzentrale 2 liegen. Ursachen dafür sind:

- Höhere solare Deckungsgrade von Heizzentrale 3 gegenüber Heizzentrale 2.
- Höheres spezifisches Speichervolumen (Definition: Quotient aus dem für das Solarsystem verfügbaren Pufferspeichervolumen zur Bruttokollektorfläche) von Heizzentrale 2 mit $73 \text{ l}/\text{m}^2_{\text{Bruttokollektorfläche}}$ gegenüber Heizzentrale 3 mit $47 \text{ l}/\text{m}^2_{\text{Bruttokollektorfläche}}$. Dadurch kommt es zu höheren Temperaturniveaus und Auslastungen der Speicher in Heizzentrale 3. Als unmittelbare Folge kommt es darüber hinaus zu rund doppelt so vielen Stagnationsfällen des Solarsystems von Heizzentrale 3 gegenüber Heizzentrale 2, was wiederum zu entgangenen Erträgen führt.
- Ausfall der Wärmepumpe in Heizzentrale 3 und daher Notbetrieb des Mikronetzes in den Monaten März und April (zutreffende Monate sind in Abbildung 187 punktiert dargestellt). Bei Notbetrieb des Mikronetzes kann die zur Verfügung stehende Energie im Niedertemperaturspeicher nicht genutzt werden und der Speicher bleibt voll beladen. Dadurch kann das Solarsystem nur in den Hochtemperaturspeicher einspeisen und es ergeben sich niedrigere spezifische Solarerträge.

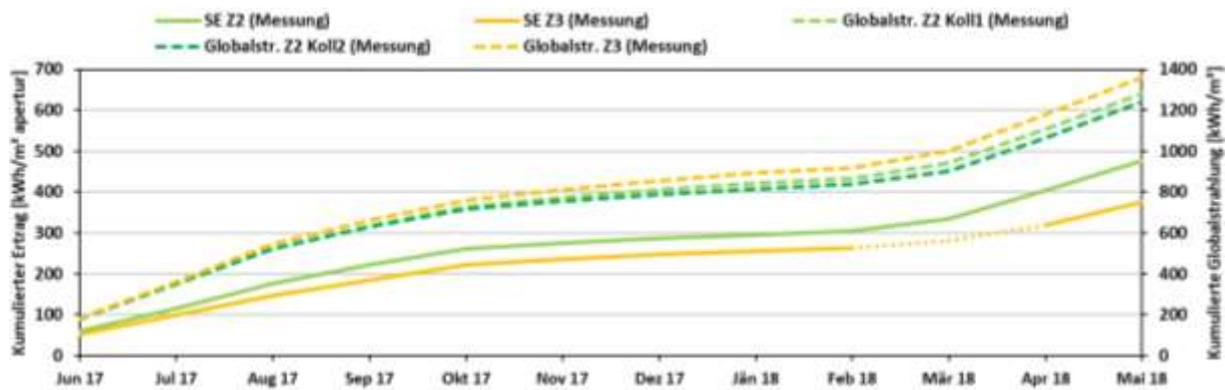


Abbildung 187: Gemessene spezifische Solarerträge sowie Globalstrahlungswerte der Heizzentralen 2 und 3 (gesamte Messperiode)

Abbildung 188 zeigt einen Vergleich der gemessenen solaren Deckungsgrade mit den Simulationen (zum Zeitpunkt der Einreichung) der gesamten Anlage über die gesamte Dauer der Messperiode. Zusätzlich wurden in der Abbildung auch die direkten solaren Deckungsgrade dargestellt. Infolge einer fehlerhaften Berechnung des solaren Deckungsgrades in der Simulation musste eine alternative Berechnung (Definition: Quotient aus Gesamt-Solarwärmeinput zur verbrauchten Nutzwärme) des solaren Deckungsgrades herangezogen werden. Dadurch ergeben sich geringfügig erhöhte Werte gegenüber der im Rahmen des Begleitforschungsprogramms üblichen Berechnung (Definition: Quotient aus Gesamt-Solarwärmeinput zum Gesamtwärmeinput). Analoges gilt für den direkten (Definition: Quotient aus direktem Solarwärmeinput zur verbrauchten Nutzwärme) solaren Deckungsgrad. Aufgrund der alternativen Berechnung der solaren Deckungsgrade ergeben sich für die simulierten Daten teilweise Werte von bzw. über 100 %.

Auffallend ist, dass über die gesamte Messperiode die simulierten Werte nicht erreicht werden. Wobei vor allem in den Wintermonaten die Differenz zwischen gemessenen und simulierten Werten groß ist. Dies lässt sich auf den erhöhten Wärmeverbrauch (siehe Abbildung 189) und den verminderten spezifischen Solarerträgen gegenüber den Prognosewerten zurückführen (siehe Abbildung 185). Die direkten solaren Deckungsgrade weisen über die gesamte Messperiode verhältnismäßig geringe Werte auf, was wiederum bedeutet, dass große Anteile der zur Verfügung stehenden Solarwärme für die Beladung der Wärmepumpenquellen genutzt werden. Insgesamt ergeben sich über die gesamte Dauer der Messperiode ein solarer Deckungsgrad von 21 % und ein direkter solarer Deckungsgrad von 8,5 %.

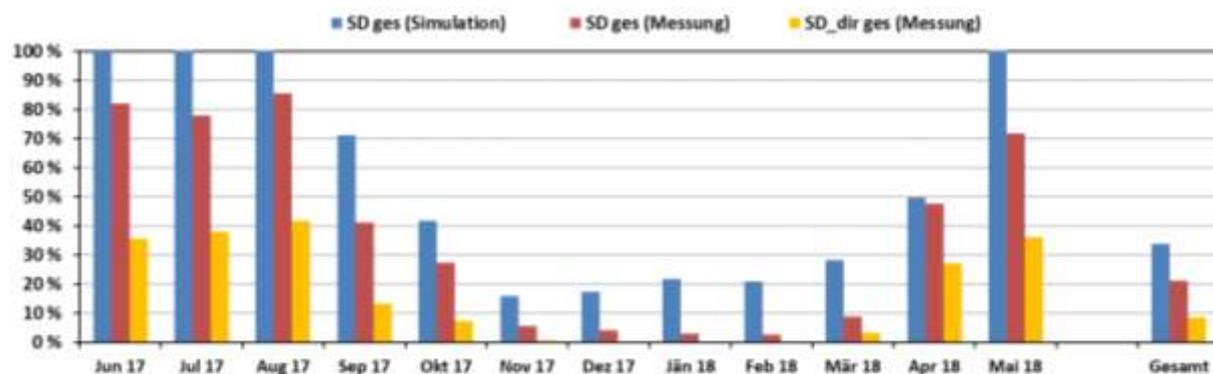


Abbildung 188: Vergleich der gemessenen solaren Deckungsgrade mit den Simulationen der gesamten Anlage (gesamte Messperiode)

In Abbildung 189 ist ein Vergleich des gemessenen Wärmeverbrauchs mit den Simulationen (zum Zeitpunkt der Einreichung) der gesamten Anlage und der

einzelnen Heizzentralen über die gesamte Dauer der Messperiode dargestellt. Wie aus der Abbildung ersichtlich übersteigt während der gesamten Messperiode der gemessene Verbrauch den simulierten Verbrauch. Nachdem Heizzentrale 2 die größte Heizzentrale mit den meisten Wärmeabnehmern ist, weist diese auch erwartungsgemäß den größten Wärmeverbrauch aller Heizzentralen auf.

Über die gesamte Dauer der Messperiode ergibt sich ein Wärmeverbrauch von rund 3.150 MWh gegenüber einem prognostizierten Wärmeverbrauch von rund 2.450 MWh.

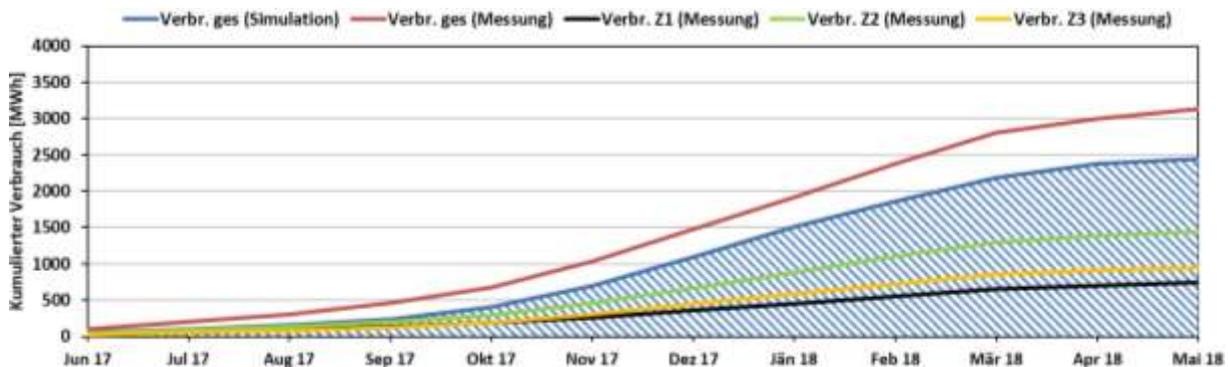


Abbildung 189: Vergleich des gemessenen Wärmeverbrauchs mit den Simulationen der gesamten Anlage und der einzelnen Heizzentralen (gesamte Messperiode)

7.9.5 Detailbetrachtung und Optimierungspotenziale

Im Folgenden wird die Betriebsweise der hydraulischen Kreise sowie das Zusammenspiel des Gesamtsystems der Anlage „Waldmühle Rodaun“ basierend auf den installierten und erfassten Sensoren näher analysiert. Außerdem wird auf die im Betrachtungszeitraum identifizierten Optimierungspotenziale eingegangen. Dabei gliedert sich das Kapitel thematisch nach den Anlagenkomponenten Solarsystem, Mikronetz, Wärmepumpen und Wärmeverbraucher. Den Abschluss des Kapitels bildet eine exergetische Analyse des Wärmeversorgungssystems. Vorwiegend werden in diesem Kapitel die Komponenten der Heizzentrale 3 betrachtet. Die Erkenntnisse und Sachverhalte sind jedoch auch für die Heizzentralen 1 und 2 zutreffend.

a) Solarsystem

In Abbildung 190 ist die Anzahl der Tage mit Stagnation des Kollektorfeldes der Heizzentrale 3 über die gesamte Dauer der Messperiode dargestellt. Stagnation tritt dabei vor allem in den Monaten Juni (16 Tage mit Stagnation), Juli (17), August (19), April (19) und Mai (11) auf.

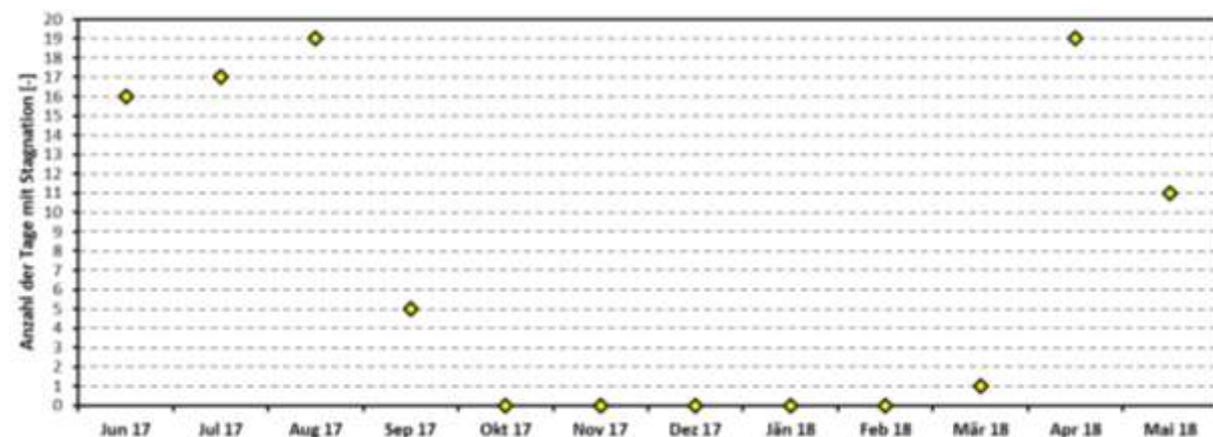


Abbildung 190: Anzahl der Tage mit Stagnation des Kollektorfeldes der Heizzentrale 3 (gesamte Messperiode)

In Abbildung 191 sind zeitliche Verläufe diverser Systemgrößen (Temperatur, Durchfluss und Einstrahlung) für das Solarsystem in Heizzentrale 3 für einen typischen Tag mit Stagnation im Juni, Juli, August und September 2017 dargestellt. Zu Beginn unterscheidet sich der Betriebsverlauf im Stagnationsfall nicht gegenüber dem Regelbetrieb ohne Stagnation. Im Regelbetrieb reicht die solare Einstrahlung (R_{Global_MR3}) nicht aus, um die Maximaltemperaturen von Hoch- und Niedertemperaturspeicher ($T_{Speicher_Z3_2_o}$ und $T_{Speicher_Z3_1_o}$) zu erreichen, deshalb kann die gesamte Solarenergie von den Speichern aufgenommen werden. Im Stagnationsfall jedoch führt die erhöhte solare Einstrahlung zum Erreichen der maximalen Speichertemperaturen und die Anlage geht in Stagnationsbetrieb, d.h. die Pumpen in den Solarkreisen schalten sich ab (VD_{Solar_Z3} und $VD_{Solar_Z3_Sp2}$). Aufgrund der anhaltenden solaren Einstrahlung steigen die Kollektortemperaturen (T_{Koll_Z3} , $T_{Kollektort_2_MR3}$ und $T_{Kollektort_3_MR3}$) an und das Kollektorfeld geht in Stagnation. Die Analysen der Monate Juni bis September ergaben, dass es in den Sommermonaten aufgrund des Erreichens der max. Speichertemperaturen zur Stagnationsfällen der Kollektorfelder von Heizzentrale 3 kam.

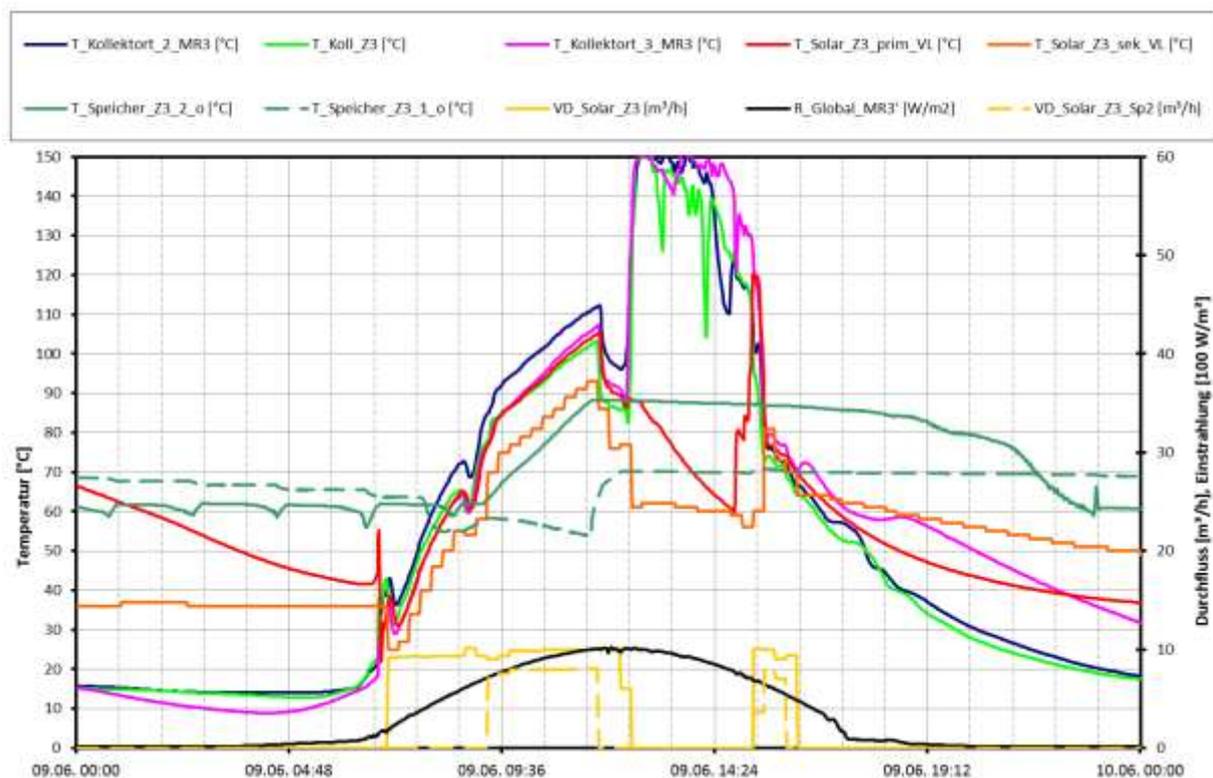


Abbildung 191: Zeitlicher Verlauf div. Systemgrößen Solarsystem Heizzentrale 3 (09.06.2017, ganzer Tag, Sommer)

Die Stagnationsfälle im März, April und Mai 2018 sind einerseits auf den Ausfall der Wärmepumpe (von 09.03.2018 bis 17.04.2018, siehe Abbildung 196) und andererseits auf eine fehlerhafte Regelung nach diesem Ausfall zurückzuführen. Bei Ausfall der Wärmepumpe wird das Mikronetz im Notbetrieb (siehe Kapitel 7.9.2) betrieben und somit der Niedertemperaturspeicher umgangen. Dadurch steht für die Solaranlage praktisch nur mehr die Speicherkapazität des Hochtemperaturspeichers zur Verfügung und es kommt vermehrt zu Stagnation. Aufgrund der fehlerhaften Regelung nach dem Ausfall der Wärmepumpe kommt es nach Erreichen der max. Temperaturen im Hochtemperaturspeicher zu keiner Umschaltung auf den Niedertemperaturspeicher mehr, wodurch die effektive Speicherkapazität reduziert wird.

Darüber hinaus wurde während des Monitoringzeitraumes auch die hydraulische Verschaltung der Kollektorfelder untersucht. Nach ausführlichen Untersuchungen seitens des Begleitforschungsteams konnten jedoch die häufigen Stagnationsfälle aufgrund einer eventuellen fehlerhaften hydraulischen Verschaltung ausgeschlossen werden.

Nach den Analysen des Solarsystems hat sich gezeigt, dass bei Regelbetrieb der Anlage das Hauptkriterium für Stagnation das Erreichen der Maximaltemperaturen in Nieder- und Hochtemperaturspeicher (max. 70 °C bzw. max. 88 °C) ist. Deshalb wurde als Optimierung eine Erhöhung der Maximaltemperaturen auf 95 °C beider Speicher (gemäß den Angaben des Pufferspeicherherstellers ohne Bedenken möglich) dem Anlagenbetreiber mitgeteilt und bereits implementiert. Dies führt zu einer Vergrößerung der effektiven Speicherkapazität der beiden Speicher. Um eine Verschleppung der Stagnation auf den folgenden Tag zu vermeiden, wurde außerdem eine direkte Verbindung (Umgehung der Wärmepumpe) zwischen Nieder- und Hochtemperaturspeicher nach Abbildung 208, auf welche später bei der exergetischen Analyse noch näher eingegangen wird, vorgeschlagen. Des Weiteren wurde auf die fehlerhafte Regelung nach dem Ausfall der Wärmepumpe hingewiesen. Aufgrund von Wärmepumpenausfällen und der fehlerhaften Regelung war eine Überprüfung der umgesetzten Maßnahmen nicht mehr innerhalb des Monitoringzeitraumes möglich.

In Abbildung 192 ist ein Energie-Temperatur-Diagramm des Solarsystems von Heizzentrale 3 über die gesamte Dauer der Messperiode dargestellt. Dieses zeigt auf welchen Temperaturniveau die Wärmemengen vom Solarsystem zur Verfügung gestellt werden. Die Solaranlage ($Q_{Solar_Z3_VL}$) speist in einem breiten Temperaturspektrum zwischen 15 °C und 100 °C in Hoch- bzw. Niedertemperaturspeicher ein. Darüber hinaus sieht man, dass der Hochtemperaturspeicher erst ab Temperaturen von etwa 55 °C beliefert wird ($Q_{Solar_Z3_Sp2_VL}$). Jedoch ist auch eine gewisse Differenz zwischen $Q_{Solar_Z3_VL}$ und $Q_{Solar_Z3_Sp2_VL}$ erkennbar. Daraus lässt sich schließen, dass, obwohl das nötige höhere Temperaturniveau zur direkten Nutzung vorhanden wäre, die Solarwärme nicht direkt genutzt wird.

Zum Vergleich zeigt Abbildung 193 ebenfalls das Energie-Temperatur-Diagramm des Solarsystems von Heizzentrale 3, diesmal jeweils für einen Monat im Sommer und Winter. Dabei wird bei Betrachtung der Verläufe von $Q_{Solar_Z3_VL}$ und des Rücklaufs des Solarsystems ($Q_{Solar_Z3_RL}$) deutlich, dass das Solarsystem im Sommer auf einem höheren und im Winter auf einem niedrigeren Temperaturniveau betrieben wird. Somit ergeben sich auch für $Q_{Solar_Z3_RL}$ niedrigere gewichtete mittlere Temperaturen von 21,5 °C im Winter gegenüber 54 °C im Sommer.

Die niedrigen Rücklauftemperaturen im Winter (höhere Kollektorfeldwirkungsgrade) als auch das breite Temperaturspektrum über das gesamte Jahr (höhere Jahres-Solarerträge) sind bezüglich des Betriebs des Solarsystems positiv zu bewerten und sind dem Anlagenkonzept mit einer Solarthermie-Wärmepumpenkombination in serieller Anordnung zuzuschreiben.

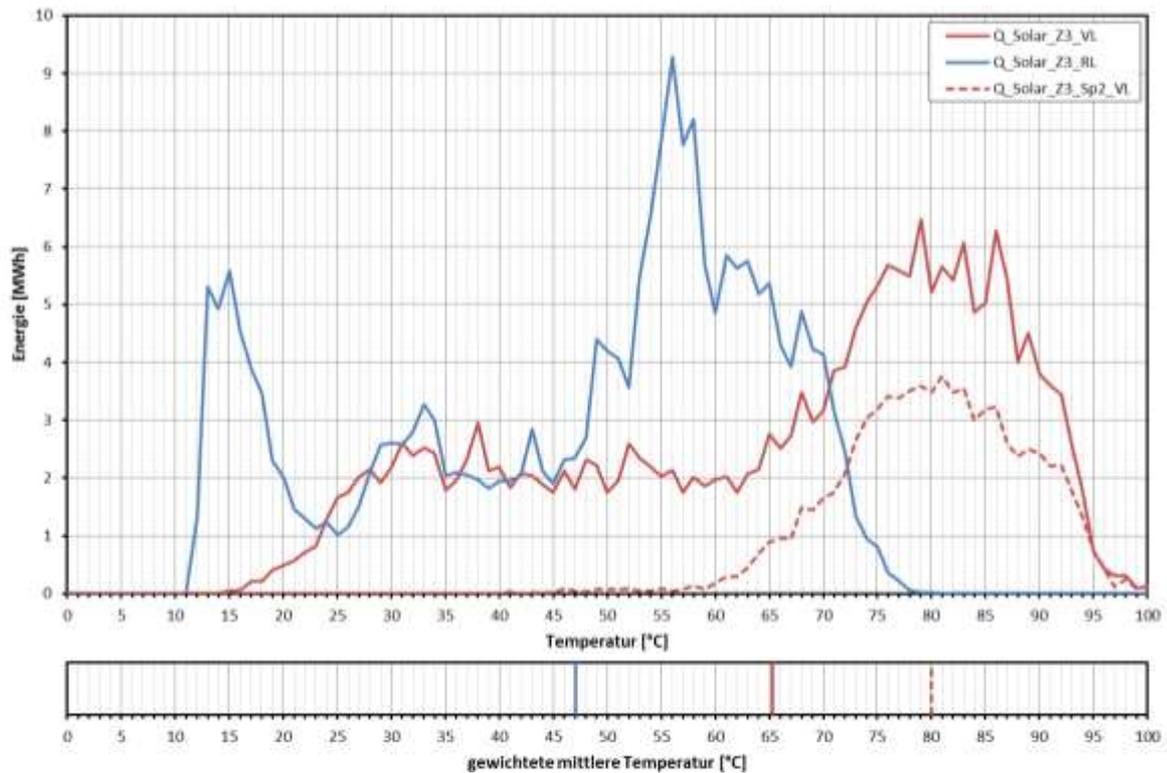


Abbildung 192: Energie-Temperatur-Diagramm des Solarsystems von Heizzentrale 3 inkl. gewichteter mittlerer Temperaturen (gesamte Messperiode)

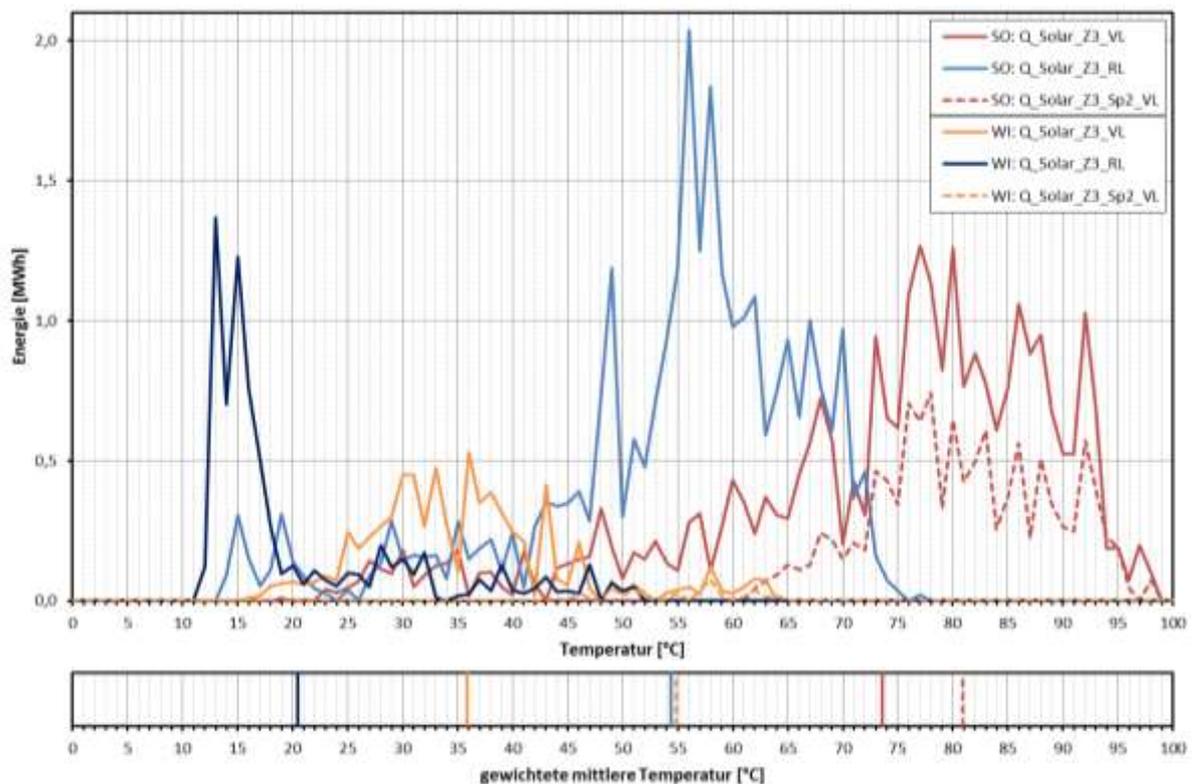


Abbildung 193: Energie-Temperatur-Diagramm des Solarsystems von Heizzentrale 3 inkl. gewichteter mittlerer Temperaturen für August (Sommer = SO) und Dezember 2017 (Winter = WI)

b) Mikronetz

In Abbildung 194 ist ein Energie-Temperatur-Diagramm der Beladung der einzelnen Heizzentralen durch das Mikronetz einschließlich gewichteter mittlerer Temperaturen für

einen Monat im Winter dargestellt. Es ist ersichtlich, dass im Regelbetrieb die Beladung bei Temperaturniveaus um 34 °C erfolgt ($Q_{MN_Z1_VL}$, $Q_{MN_Z2_VL}$ und $Q_{MN_Z3_VL}$). Auffallend bei der Betrachtung der Rückläufe ($Q_{MN_Z1_RL}$, $Q_{MN_Z2_RL}$ und $Q_{MN_Z3_RL}$) sind die unterschiedlichen Temperaturniveaus zwischen den einzelnen Heizzentralen. Begründet werden können diese mit den unterschiedlichen Speichervolumina der Niedertemperaturspeicher. Heizzentrale 2 besitzt mit zwei Pufferspeichern auf der Niedertemperaturseite das größte Speichervolumen (siehe Abbildung 180) und daher auch die geringsten Rücklauftemperaturen.

Abgesehen von den Notbetrieben des Mikronetzes wird das Mikronetz mit den angestrebten niedrigen Auslegungstemperaturen (35 °C/28 °C) als Niedertemperaturnetz und demzufolge mit vergleichsweise niedrigen Wärmeverlusten betrieben.

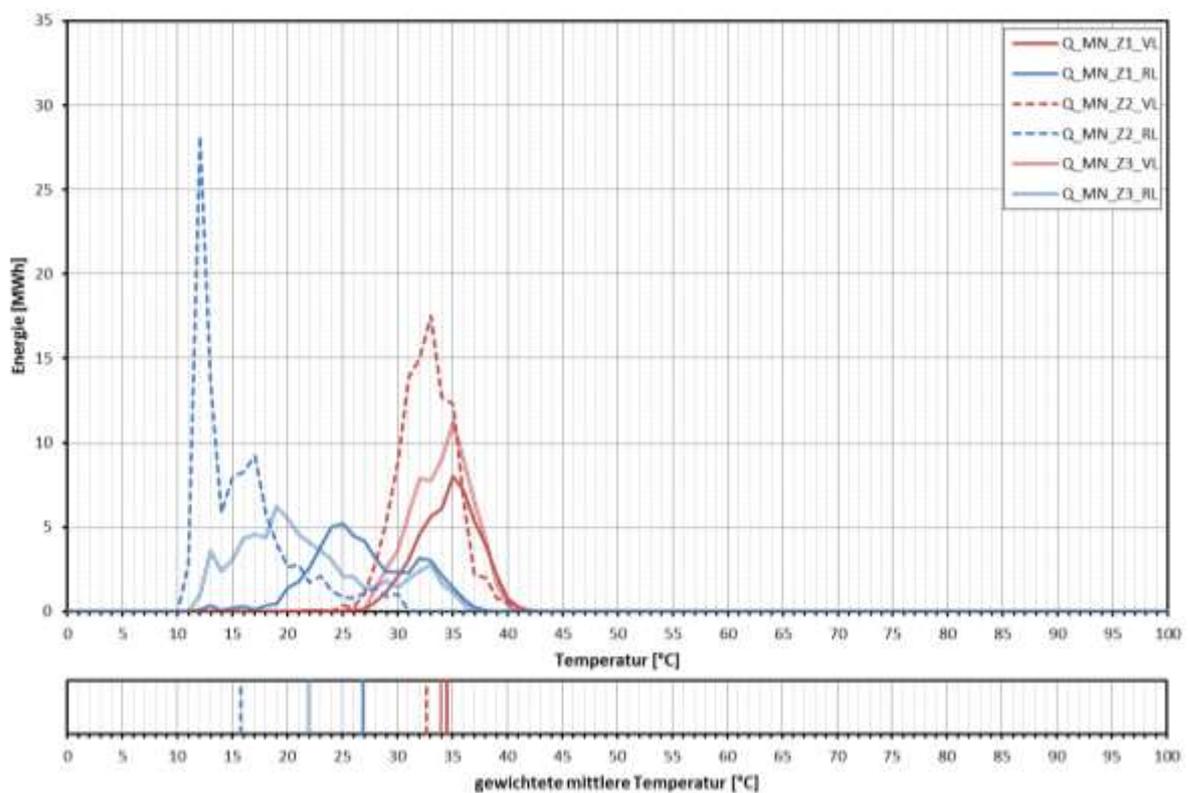


Abbildung 194: Energie-Temperatur-Diagramm der Beladung der einzelnen Heizzentralen durch das Mikronetz inkl. gewichteter mittlerer Temperaturen (November 2017, Winter)

Die während der gesamten Messperiode auftretenden Notbetriebe des Mikronetzes (siehe Kapitel 7.9.2) aufgrund von Betriebsstörungen bzw. Ausfällen der Wärmepumpen (siehe Abbildung 196) führen zu ungünstigen Betriebsverhältnissen der gesamten Anlage. Kommt es zum Ausfall einer der Wärmepumpen, wird das gesamte Mikronetz sowie Gaskesselanlage und Pufferspeicher (hydraulische Weiche) auf höheren Temperaturen betrieben, wie aus den mittleren Speichertemperaturen des Pufferspeichers ersichtlich (siehe Abbildung 195). Dies führt auch zur Aufheizung der Niedertemperaturspeicher jener Heizzentralen ohne Betriebsstörungen der Wärmepumpen. Folglich führt dies zu verminderten Kollektorfeldwirkungsgraden und geringeren Solarerträgen aufgrund erhöhter Speicher- und Kollektortemperaturen. Darüber hinaus entstehen infolge des Notbetriebs und den erhöhten Temperaturen, erhöhte Verteilverluste im Mikronetz.

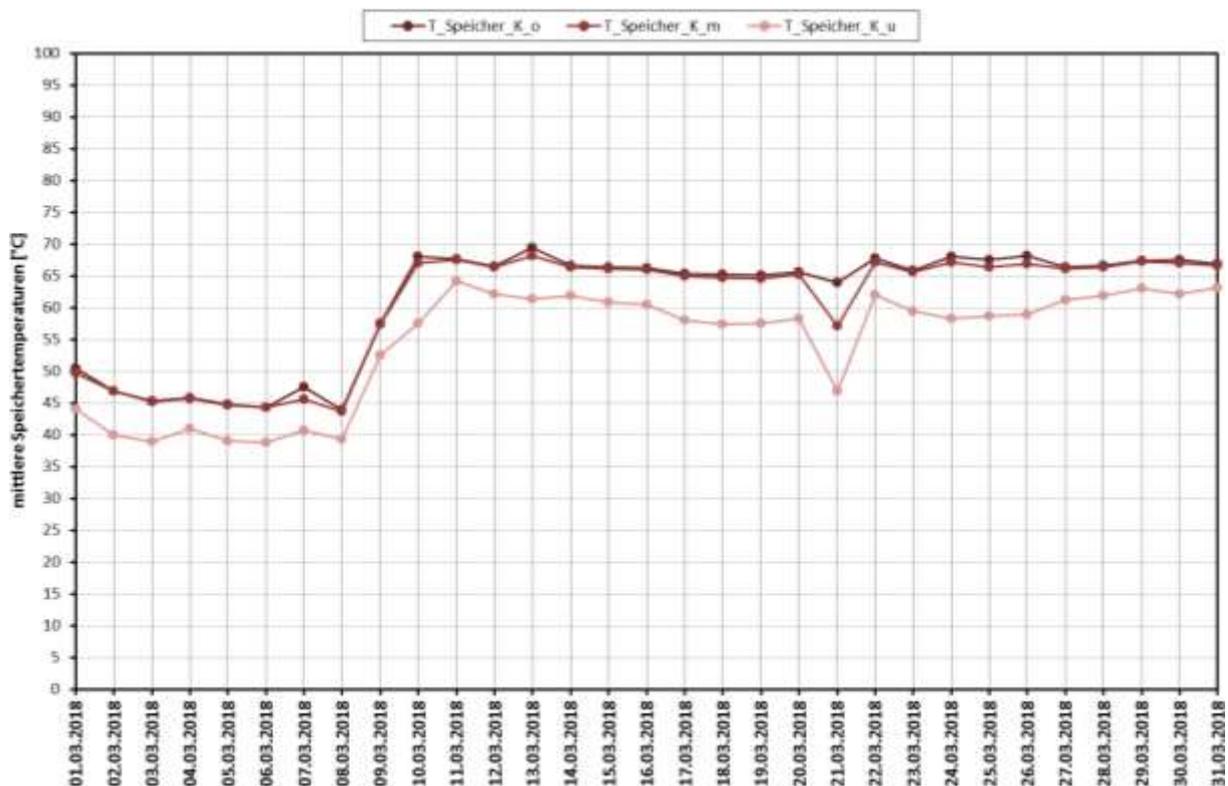


Abbildung 195: Mittlere Speichertemperaturen des Pufferspeichers im Mikronetz (März 2018, Übergangszeit)

Die Gaskesselanlage und somit auch das Mikronetz ist in den Sommermonaten (Juni, Juli und August) fast ausschließlich nur aufgrund des Notbetriebes des Mikronetzes für Heizzentrale 1 in Betrieb (siehe Abbildung 184). Dies ist positiv zu bewerten, da die beiden anderen Heizzentralen 2 und 3 im Sommer ohne die Gaskesselanlage betrieben werden können und demnach die solaren Erträge als Quelle für die Wärmepumpen ausreichen.

c) Wärmepumpen

Während der gesamten Messperiode traten mehrere Ausfälle der Wärmepumpen und folglich Perioden mit Notbetrieb des Mikronetzes auf. Abbildung 196 zeigt die Ausfälle der Wärmepumpen der verschiedenen Heizzentralen.

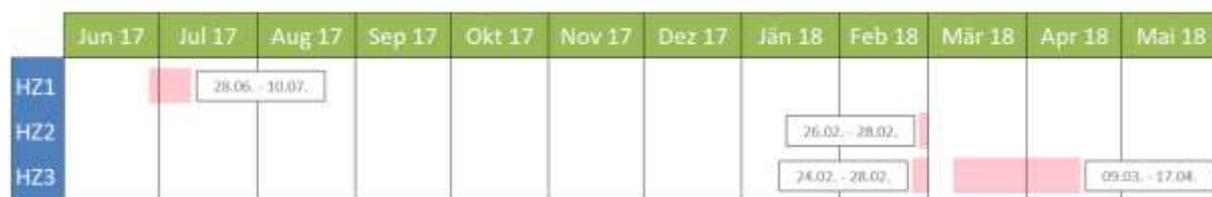


Abbildung 196: Ausfälle der Wärmepumpen und Notbetriebe des Mikronetzes (gesamte Messperiode)

In den folgenden Abbildungen sind aufgrund des Ausfalls (von 09.03.2018 bis 17.04.2018) der Wärmepumpe in Heizzentrale 3, und der damit verbundenen beschränkten Aussagekraft, die Monate März und April optisch hervorgehoben.

Abbildung 197 zeigt die Anzahl der Einschaltvorgänge und die Einschaltdauer der Wärmepumpe in Heizzentrale 3 über die gesamte Dauer der Messperiode. Dabei wird deutlich, dass in den Sommermonaten mit einer Einschalthäufigkeit von etwa 190 Einschaltvorgängen pro Monat die Wärmepumpe jeden Tag für die Warmwasserbereitung

benötigt wird. Auffallend ist die erhöhte Einschalthäufigkeit von rund 460 Einschaltvorgängen im Mai. Dies ist die Folge einer Anpassung der Regelungsstrategie der Wärmepumpe aufgrund des zuvor erwähnten Ausfalls der Wärmepumpe von Mitte März bis Mitte April. Diese Anpassung führte zu einem erneuten kurzzeitigen Ausschalten der Wärmepumpe unmittelbar nach Inbetriebnahme. Der Anlagenbetreiber wurde auf dieses Problem und die damit verbundene nicht vorteilhafte Betriebsweise der Wärmepumpe hingewiesen. Aufgrund von Betriebsstörungen der Wärmepumpe konnte die Behebung des Fehlers jedoch nicht mehr innerhalb des Monitoringzeitraumes überprüft werden.

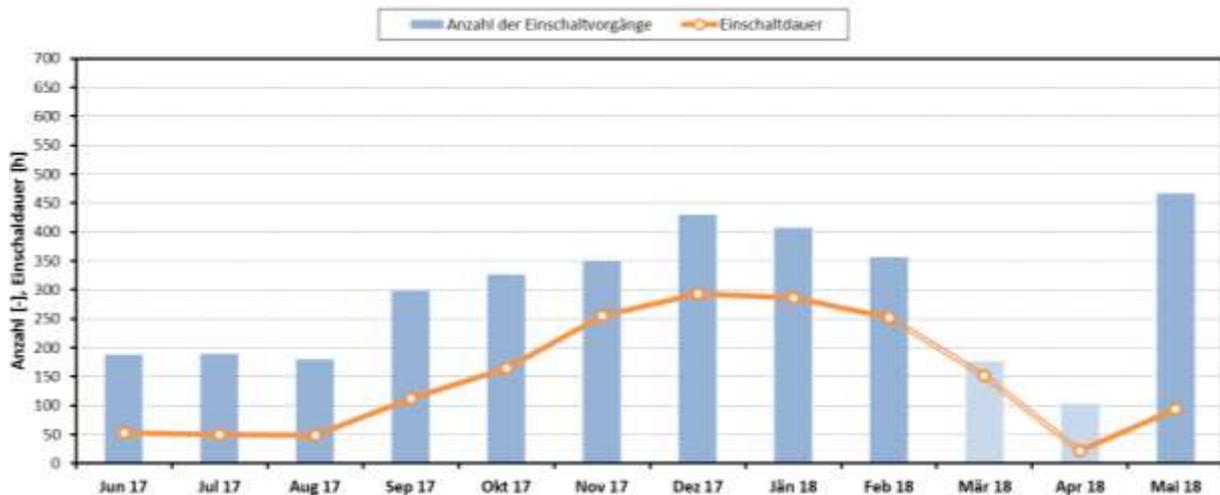


Abbildung 197: Anzahl der Einschaltvorgänge und Einschaltdauer der Wärmepumpe in Heizzentrale 3 (gesamte Messperiode)

In Abbildung 198 sind die gewichteten mittleren Vor- und Rücklauftemperaturen des Kondensators und des Verdampfers, die Mittelwerte dieser als auch die mittleren Temperaturdifferenzen zwischen Verdampfer und Kondensator der Wärmepumpe in Heizzentrale 3 über die gesamte Dauer der Messperiode dargestellt. Abbildung 199 zeigt die relativen Verluste, die mittlere Einschaltdauer pro Einschaltvorgang und die Einschaltdauer der Wärmepumpe. Zusätzlich sind in beiden Abbildungen auch noch die monatlichen SPF-Werte (Definition: Quotient aus Heiz- bzw. Kondensatorenergie zur eingesetzten elektrischen Energie) dargestellt. Die relativen Verluste berechnen sich aus dem Verhältnis der Differenz der beiden Wärmengen von Kondensator (Q_{WP_sek}) und Verdampfer (Q_{WP_pri}) zur eingesetzten elektrischen Energie (Q_{WP_el}) der Wärmepumpe (vgl. Gleichung 2). Sie sind also ein Maß dafür, wieviel von der in die Wärmepumpe eingebrachten elektrischen Energie auch als thermische Energie in das Fluid übergeht und daher ein Maß für die mechanischen Verluste und für Verluste aufgrund instationärer Betriebsweise.

$$Relative\ Verluste_{WP} = 1 - \frac{Q_{WP_sek} - Q_{WP_pri}}{Q_{WP_el}} \text{ in } \% \quad \text{Gleichung 3}$$

Aus Abbildung 198 geht hervor, dass die Mittelwerte der gewichteten mittleren Temperaturen des Vor- und Rücklaufs ($T_{WP_Z3_sek_VL}$ bzw. $T_{WP_Z3_sek_RL}$) des Kondensators ($T_{WP_sek_mittel}$) in den Wintermonaten abnehmen. Dabei bleiben die Mittelwerte der gewichteten mittleren Temperaturen des Vor- und Rücklaufs ($T_{WP_Z3_pri_VL}$ bzw. $T_{WP_Z3_pri_RL}$) des Verdampfers ($T_{WP_pri_mittel}$) annähernd konstant. Dementsprechend sinkt aufgrund der niedrigeren Werte von $T_{WP_sek_mittel}$ auch die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer (dT_{WP_mittel}).

Wie aus Abbildung 199 ersichtlich, sinken die relativen Verluste mit steigender mittlerer Einschaltdauer pro Einschaltvorgang. Begründet werden kann dies mit den längeren stationären Betriebsbedingungen der Wärmepumpe. Dies ist auch aus den COP-Werten (Definition: Quotient aus Heiz- bzw. Kondensatorleistung zur eingesetzten elektrischen Leistung) der Wärmepumpe als Boxplots über die gesamte Dauer der Messperiode in Abbildung 200 ersichtlich. In den Wintermonaten ergeben sich geringere Abstände zwischen dem oberen und unteren Quartil der gemessenen COP-Werte, was auf konstantere Betriebsbedingungen hindeutet.

Abbildung 201 zeigt Boxplots der gemessenen elektrischen Leistungen der Wärmepumpe über die gesamte Dauer der Messperiode. Der gesteigerte Median und die geringere Abweichung zwischen unterem und oberem Quartil in den Wintermonaten deuten auf einen vermehrten Volllastbetrieb der Wärmepumpe hin.

Zusammengefasst, wie aus Abbildung 198 und Abbildung 199 ersichtlich, sind die höheren SPF-Werte in den Wintermonaten gegenüber den niedrigeren SPF-Werten in den Sommermonaten auf folgende Punkte zurückzuführen:

- Geringere Temperaturdifferenz zwischen Kondensator- und Verdampfer
- Geringere relative Verluste aufgrund konstanterer Betriebsbedingungen
- Erhöhter Volllastbetrieb

Über die gesamte Messperiode ergibt sich für die Wärmepumpe in Heizzentrale 3 ein Jahres-SPF-Wert von 3,03.

Wie zu erwarten, korrelieren die erhöhten SPF-Werte in den Wintermonaten mit den COP-Werten und spiegeln sich in den erhöhten Median-Werten des COP von bis zu 3,1 wider (siehe Abbildung 200). Die Maschinendaten des Herstellers weisen, bei einer Quelleintrittstemperatur (Verdampfervorlauftemperatur) von 18 °C und einer Senkenaustrittstemperatur (Kondensatorvorlauftemperatur) von 68 °C, einen COP von 3,0 auf. Die gemessenen COP-Werte treten jedoch bei einer geringeren Temperaturdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer auf (siehe Abbildung 198). Im Sommer ergeben sich Kondensatorvorlauftemperaturen von rund 64 °C und im Winter von rund 61 °C, bei Verdampfervorlauftemperaturen von etwa 18 °C im Sommer und im Winter. Damit liegen die gemessenen Werte unter den Bezugswerten des angegebenen COP's. Zusammenfassend können daher die erreichten Kennzahlen der Wärmepumpe nur bedingt als zufriedenstellend erachtet werden.

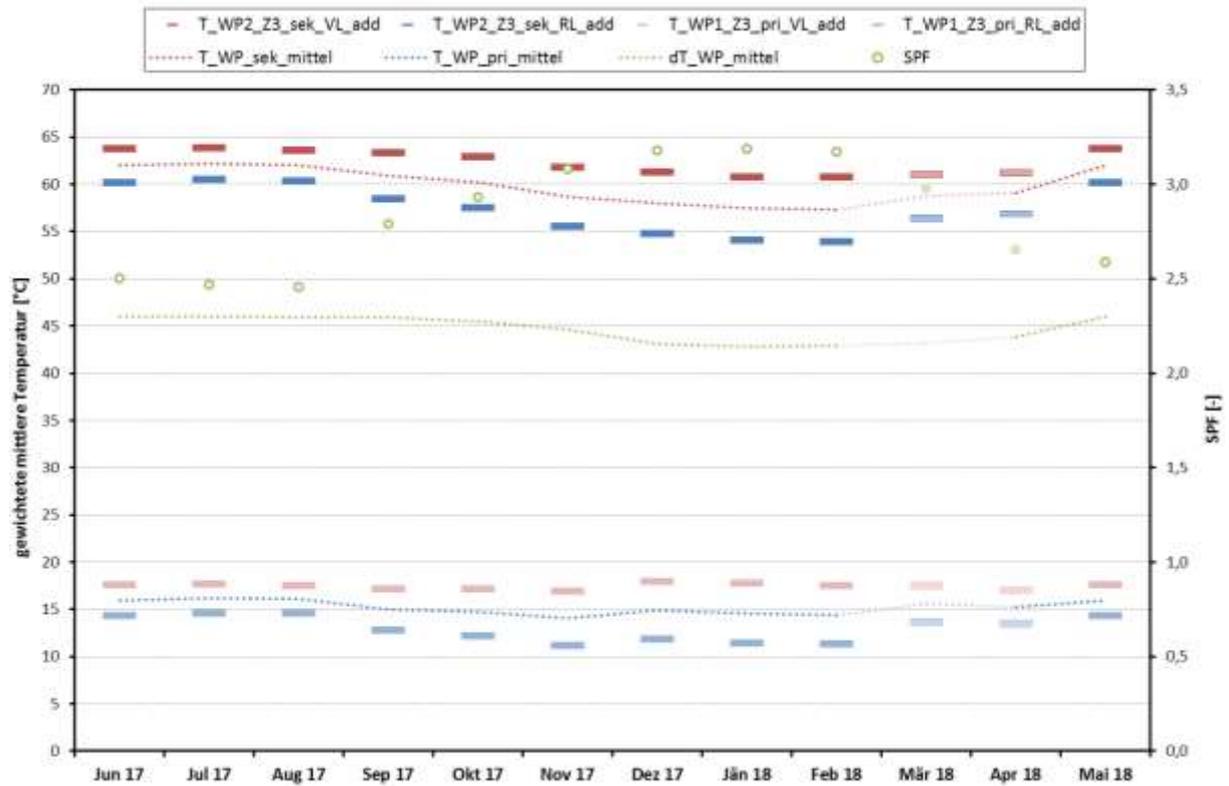


Abbildung 198: Gewichtete mittlere Temperaturen des Kondensator- und Verdampfer Vor- und Rücklaufs, sowie Mittelwerte dieser, als auch mittlere Temperaturdifferenzen zwischen Verdampfer und Kondensator und monatliche SPF-Werte der Wärmepumpe in Heizzentrale 3 (gesamte Messperiode)

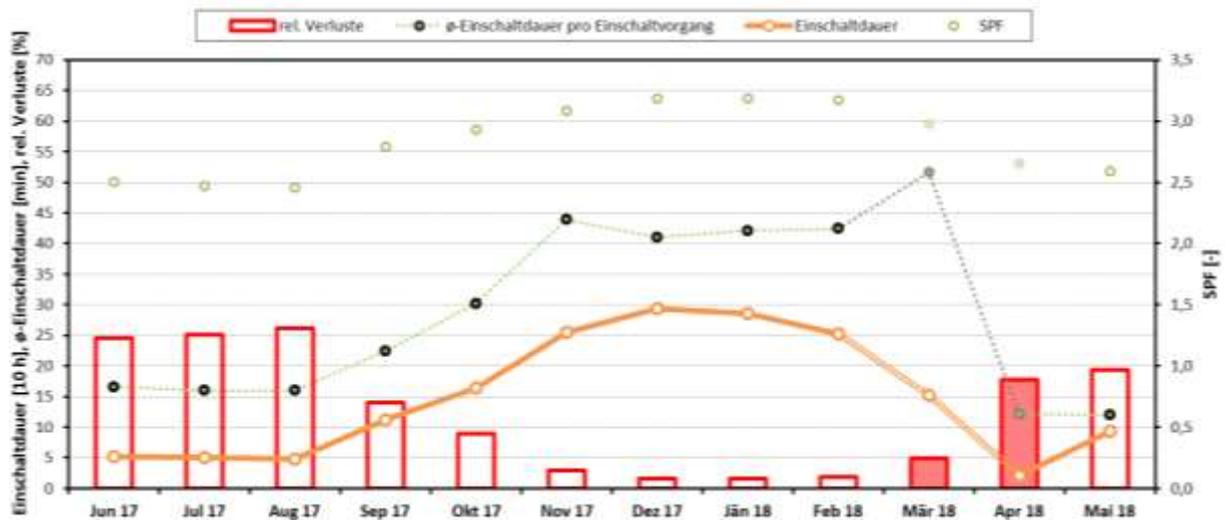


Abbildung 199: Relative Verluste, mittlere Einschaltdauer, Einschaltdauer und monatliche SPF-Werte der Wärmepumpe in Heizzentrale 3 (gesamte Messperiode)

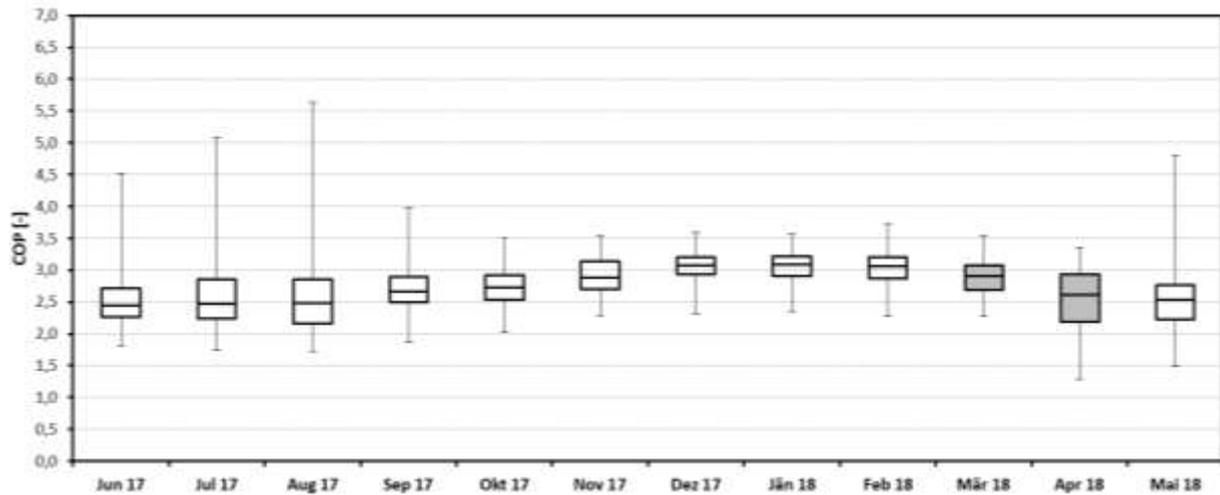


Abbildung 200: COP-Werte der Wärmepumpe als Boxplots in Heizzentrale 3 (gesamte Messperiode). Boxplot bestehend aus: oberer Whisker (97,5 %-Quantil), oberes Quartil, Median, unteres Quartil, unterer Whisker (2,5 %-Quantil)

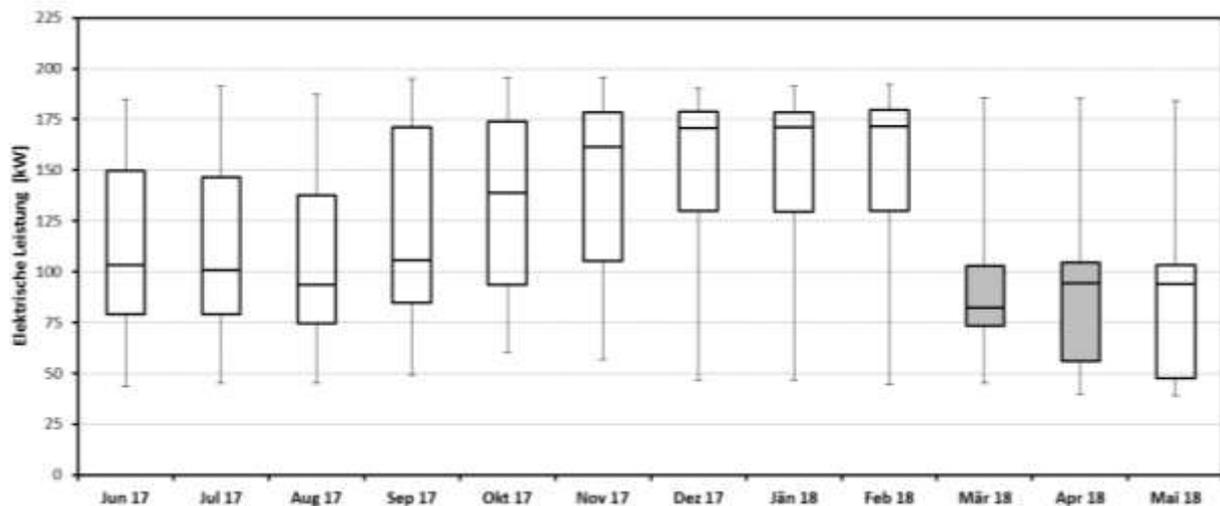


Abbildung 201: Boxplots der elektrischen Leistungen der Wärmepumpe in Heizzentrale 3 (gesamte Messperiode). Boxplot bestehend aus: oberer Whisker (97,5 %-Quantil), oberes Quartil, Median, unteres Quartil, unterer Whisker (2,5 %-Quantil).

Wie oben beschrieben, traten während der gesamten Messperiode Betriebsstörungen und Ausfälle der Wärmepumpen auf. Laut Anlagenbetreiber sind diese auf die zu träge Beimischschaltung zurückzuführen. Dadurch kann der Verdampfer vorlauf nicht schnell genug abgekühlt werden und es ergeben sich zu hohe Temperaturen auf der Verdampferseite. Dies lässt die Wärmepumpe nicht zu und geht folglich auf Störung. Analoges gilt für zu hohe Temperaturen auf der Kondensatorseite.

Aus den zunehmenden SPF-Werten bei zunehmender mittlerer Einschaltdauer über die gesamte Dauer der Messperiode lässt sich schließen, dass die Wärmepumpe aufgrund der sich daraus ergebenden konstanteren Betriebsbedingungen mit höheren Einschalt Dauern (weniger Taktungen) betrieben werden sollte. Des Weiteren sollte bei Betrieb der Wärmepumpe weitestgehend Volllastbetrieb angestrebt werden. Demzufolge wurden als Optimierungspotenzial dem Anlagenbetreiber mitgeteilt, dass besonders im Sommer die Wärmepumpe für die Warmwasserbereitung in den Nachtstunden seltener, aber dafür länger betrieben werden sollte. Aufgrund von Betriebsstörungen der Wärmepumpen konnte diese Maßnahme nicht mehr innerhalb des Monitoringzeitraumes umgesetzt werden.

Ursprünglich war in der Regelungsstrategie auch ein zweiter Betriebsmodus der Wärmepumpe mit einer niedrigeren Temperatur des Kondensatorvorlaufs von 50 °C vorgesehen (siehe Kapitel 7.9.2). Dabei sollte die Einspeisung mittels der zusätzlichen Einspeisemöglichkeit in das mittlere Speichervolumen des Hochtemperaturspeichers bzw. in den zweiten Speicher bei Heizzentrale 2 erfolgen (siehe Abbildung 180) und damit der Wärmebedarf der Raumheizung gedeckt werden. Nach Analyse der Messdaten über die gesamte Dauer der Messperiode konnte die Anwendung dieses Betriebsmodus jedoch zu keinem Zeitpunkt festgestellt werden. Laut Anlagenbetreiber konnte dieser Betriebsmodus innerhalb des Monitoringzeitraumes aufgrund von Einsatzgrenzen der Wärmepumpen nicht genutzt werden.

d) Wärmeverbraucher

Abbildung 202, Abbildung 203 und Abbildung 204 zeigen Energie-Temperatur-Diagramme einschließlich gewichteter mittlerer Temperaturen der Warmwasserbereitung in Heizzentrale 3 jeweils für einen Monat im Sommer, in der Übergangszeit und im Winter. Dabei nehmen die gewichteten mittleren Temperaturen der Wärmemengen des Warmwasservorlaufs ins Verteilnetz ($Q_{WW_Z3_VL_Whg}$) im Jahresverlauf von 60 °C im Sommer bis auf 55 °C im Winter ab. Analoges gilt für die gewichteten mittleren Temperaturen der Wärmemengen der Zirkulationsleitung ($Q_{WW_Z3_Zirk}$) mit 55 °C im Sommer zu 51 °C im Winter. Wie aus den Energie-Temperatur-Diagrammen ersichtlich, treten schon im Sommer Temperaturen unter 60 °C von $Q_{WW_Z3_VL_Whg}$ und unter 55 °C von $Q_{WW_Z3_Zirk}$ auf. Die geforderten Temperaturen des Warmwasservorlaufs (min. 60 °C) und der Zirkulationsleitung (min. 55 °C) sind in der ÖNORM B 5019 (2017) „Hygienerrelevante Planung, Ausführung, Betrieb, Überwachung und Sanierung von zentralen Trinkwasser-Erwärmungsanlagen“ vorgegeben. Bei der bestehenden Anlage liegen im Winter als auch in der Übergangszeit die Temperaturen des Warmwasservorlaufes und die Temperaturen in der Zirkulationsleitung unter diesen geforderten Werten. Dieser Sachverhalt wurde dem Anlagenbetreiber mitgeteilt und es wird an einer Lösung dafür, beispielsweise Betrieb der Wärmepumpen auf höheren Temperaturniveaus oder Einbau eines zusätzlichen Heizstabes, gearbeitet. Mögliche Maßnahmen diesbezüglich wurden bis zum Ende des Monitoringzeitraumes nicht ergriffen.

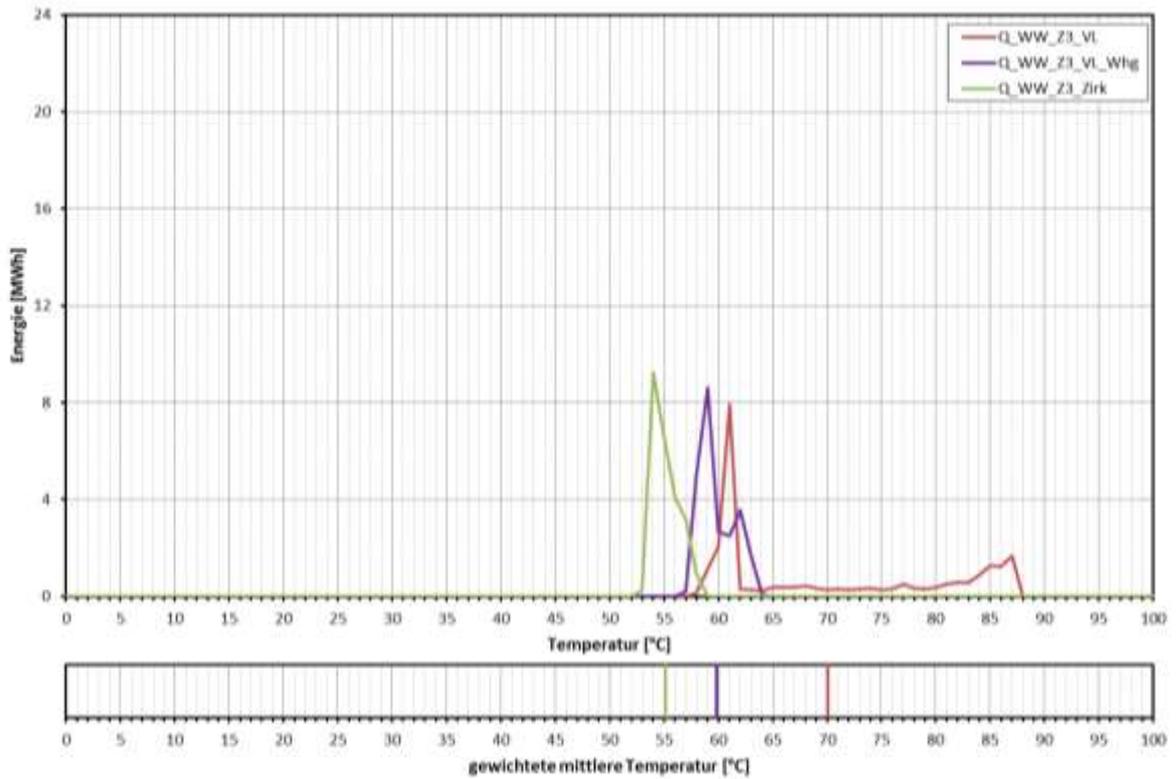


Abbildung 202: Energie-Temperatur-Diagramm der Warmwasserbereitung in Heizzentrale 3 inkl. gewichteter mittlerer Temperaturen (August 2017, Sommer)

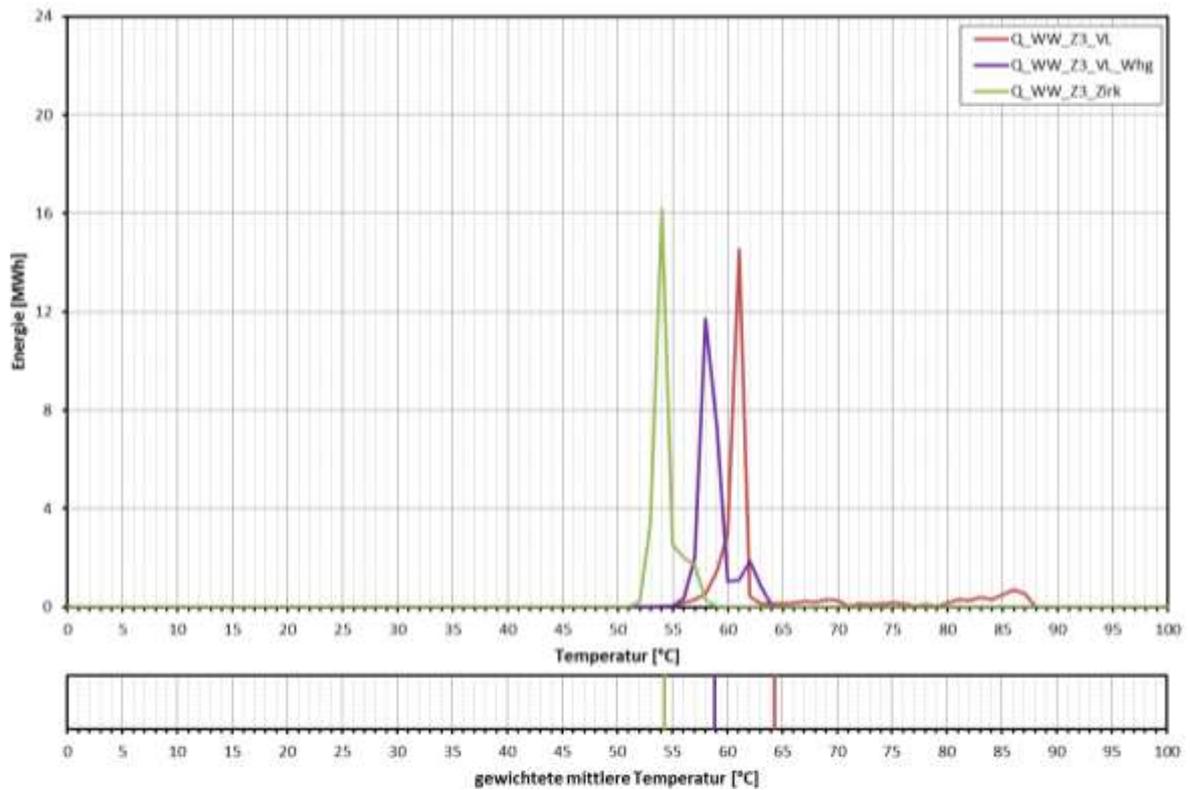


Abbildung 203: Energie-Temperatur-Diagramm der Warmwasserbereitung in Heizzentrale 3 inkl. gewichteter mittlerer Temperaturen (September 2017, Übergangszeit)

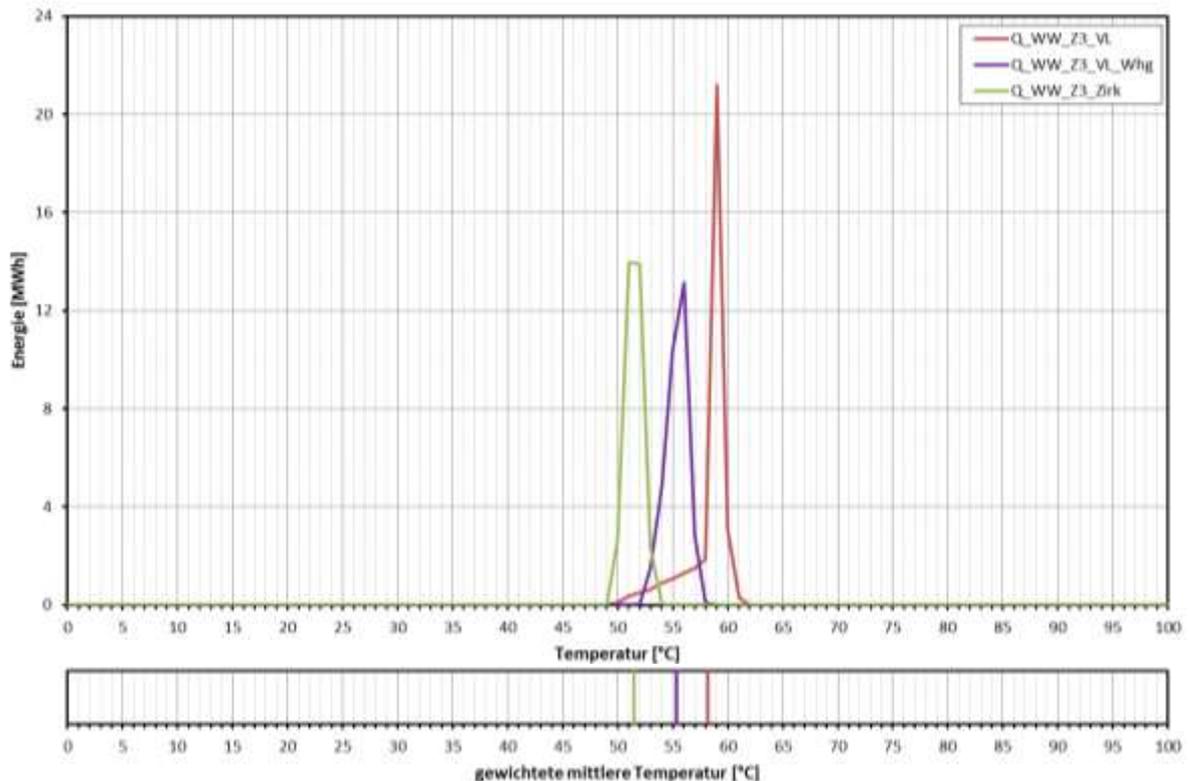


Abbildung 204: Energie-Temperatur-Diagramm der Warmwasserbereitung in Heizzentrale 3 inkl. gewichteter mittlerer Temperaturen (Dezember 2017, Winter)

e) Exergetische Analyse

Grundsätzlich sollten, um die Effizienz einer Wärmeversorgungsanlage zu steigern, die auftretenden exergetischen Verluste minimiert werden. Mithilfe der exergetische Analyse können diese exergetischen Verluste aufgezeigt und Optimierungspotenziale sowie entsprechende Gegenmaßnahmen gefunden werden.

Um die folgende exergetische Analyse besser nachvollziehen zu können, wird zunächst der Begriff Exergie nähergebracht:

Wärmeenergie bzw. thermische Energie besitzt einen gewissen Exergiegehalt. Exergie kann dabei als höherwertiger Anteil der Energie verstanden werden. Beispielsweise besteht elektrische Energie aus 100% Exergie und kann somit als hochwertige Energieform angesehen werden. Thermische Energie ist dagegen eine niederwertigere Energieform und besteht nicht aus 100% Exergie. Um den Exergiegehalt von thermischer Energie zu bestimmen, muss eine Umgebungstemperatur (Referenztemperatur), beispielsweise 25°C, eingeführt werden. Der Exergiegehalt lässt sich nun mit der Temperaturdifferenz (ΔT) zur angenommen Umgebungstemperatur erklären. Beispielsweise besitzt Heizungswasser mit einer Temperatur von 60 °C ($\Delta T = 35$ °C) einen höheren Exergiegehalt als Heizungswasser mit einer Temperatur von 30 °C ($\Delta T = 5$ °C). Wird nun wärmeres Heizungswasser mit kälteren Heizungswasser vermischt (bspw. in einer Beimischschaltung) entstehen Exergieverluste, nachdem die Temperaturdifferenz des vermischten Wassers zur Umgebung abnimmt. Der Energiegehalt jedoch bleibt, unter der Annahme, dass keine Wärmeverluste auftreten, vor und nach der Vermischung derselbe.

Aus den folgenden Gründen sind exergetische Analysen besonders bei Solarthermie-Wärmepumpenkombinationen relevant:

Bei Solarthermie-Wärmepumpenkombinationen sind niedrige Betriebstemperaturen für Solarkollektoren und Wärmepumpen-Kondensatoren vorteilhaft und erhöhen die Effizienz der Wärmeversorgungsanlage. Demzufolge sinkt die Effizienz bei höheren

Betriebstemperaturen. Erhöhte Exergieverluste erhöhen die Temperaturdifferenzen zwischen Erzeugerseite gegenüber der Verbraucherseite, nachdem die Erzeugerseite höhere Temperaturen im Wärmeversorgungssystem zur Verfügung stellen muss, um die Verbraucherseite bedienen zu können. Dementsprechend steigen auch die Betriebstemperaturen von Solarkollektoren und Wärmepumpen. Vor allem in Bezug auf das vorliegende Wärmeversorgungssystem, also Solarthermie-Wärmepumpenkombinationen in serieller Anordnung, ist die exergetische Analyse von besonderer Bedeutung, da vermiedene Exergieverluste im hydraulischen System vor der Wärmepumpe mit einer direkten Einsparung von elektrischer Energie einhergehen. Mögliche Vorgänge wobei Exergieverluste entstehen könnten sind das Mischen von Fluiden unterschiedlicher Temperaturen (z.B. in Beimischschaltungen), Wärmeübertragungsvorgänge (z.B. hohe Temperaturdifferenzen zwischen Primär- und Sekundärseite von Wärmetauschern) und Zerstörung der Schichtung in Wärme- und Wärmepumpenspeichern aufgrund hoher Volumenströme. (Hadorn, 2015)

Die durchgeführten exergetischen Analysen werden im Folgenden in sogenannten Sankey-Diagrammen (Exergiefluss-Diagrammen) dargestellt. In den Diagrammen sind die Exergieströme zwischen den einzelnen Komponenten grün und die Exergieverlustströme rot dargestellt. Des Weiteren sind die monatlichen exergetischen Nutzungsgrade (Definition: Quotient aus den austretenden Exergieströmen zu den eintretenden Exergieströmen) der einzelnen Komponenten in Klammern angegeben.

Abbildung 205 zeigt die Ergebnisse der exergetischen Analyse der Heizzentrale 3 anhand eines Sankey-Diagrammes für einen Monat im Sommer. Vor allem hervorzuheben sind hierbei die im Sommer auftretenden hohen exergetische Verluste und damit niedrigen exergetischen Nutzungsgrade im Niedertemperaturspeicher (*NT-Sp*) und an der Beimischschaltung auf der Verdampferseite der Wärmepumpe (*BM_WP_pri*). Die exergetischen Nutzungsgrade liegen dabei für den Niedertemperaturspeicher bei etwa 40 % und der Beimischschaltung bei 47 %. Die hohen exergetischen Verluste an der Beimischschaltung entstehen aufgrund der hohen Temperaturen der Entnahme aus dem oberen Speichervolumen des Niedertemperaturspeichers (*Q_WP_Z3_pri_VL*) von rund 61 °C (siehe Energie-Temperatur-Diagramm Abbildung 206) und anschließendes Abkühlen in der Beimischschaltung (*Q_WP_Z3_pri_VL_add*) auf rund 18 °C (siehe Energie-Temperatur-Diagramm Abbildung 207), um die Betriebsbedingungen der Wärmepumpe zu erfüllen. Danach werden die Temperaturen durch die Wärmepumpe (*Q_WP_Z3_sek_VL* und *Q_WP_Z3_sek_VL_add*) wieder auf über 60 °C angehoben. Dies führt zu zusätzlichem Einsatz von elektrischer Energie (= 100 % Exergie) und weiteren exergetischen Verlusten in der Wärmepumpe, obwohl schon die Temperaturniveaus vor der Wärmepumpe ausreichen würden. Die exergetischen Verluste des Niedertemperaturspeichers entstehen aufgrund von Wärmeverlusten des Speichers und den niedrigen Verdampferrücklauftemperaturen der Wärmepumpe (*Q_WP_Z3_pri_RL*) von rund 12 °C (siehe Energie-Temperatur-Diagramm Abbildung 206).

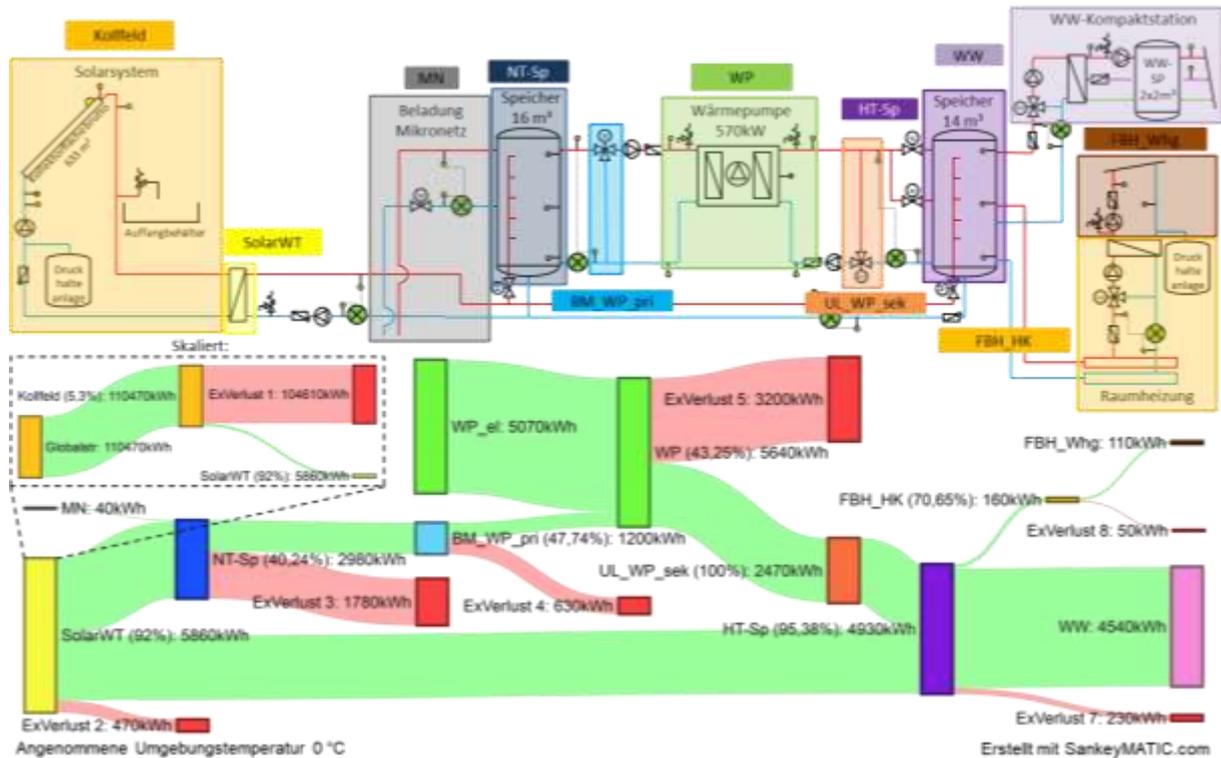


Abbildung 205: Sankey-Diagramm der exergetischen Analyse der Heizzentrale 3 (August 2017, Sommer)

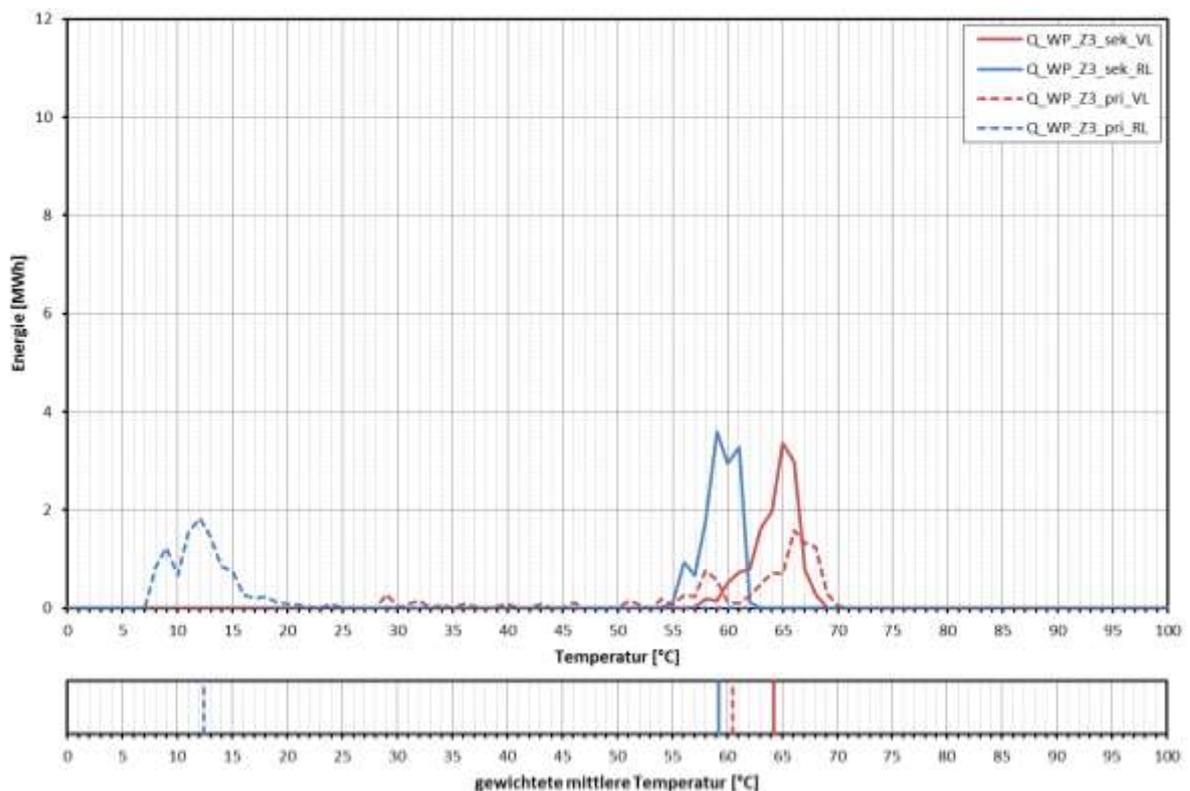


Abbildung 206: Energie-Temperatur-Diagramm der in und aus den Speichern zugeführten und entnommenen Wärmemengen der Wärmepumpe in Heizzentrale 3 inkl. gewichteter mittlerer Temperaturen (August 2017, Sommer)

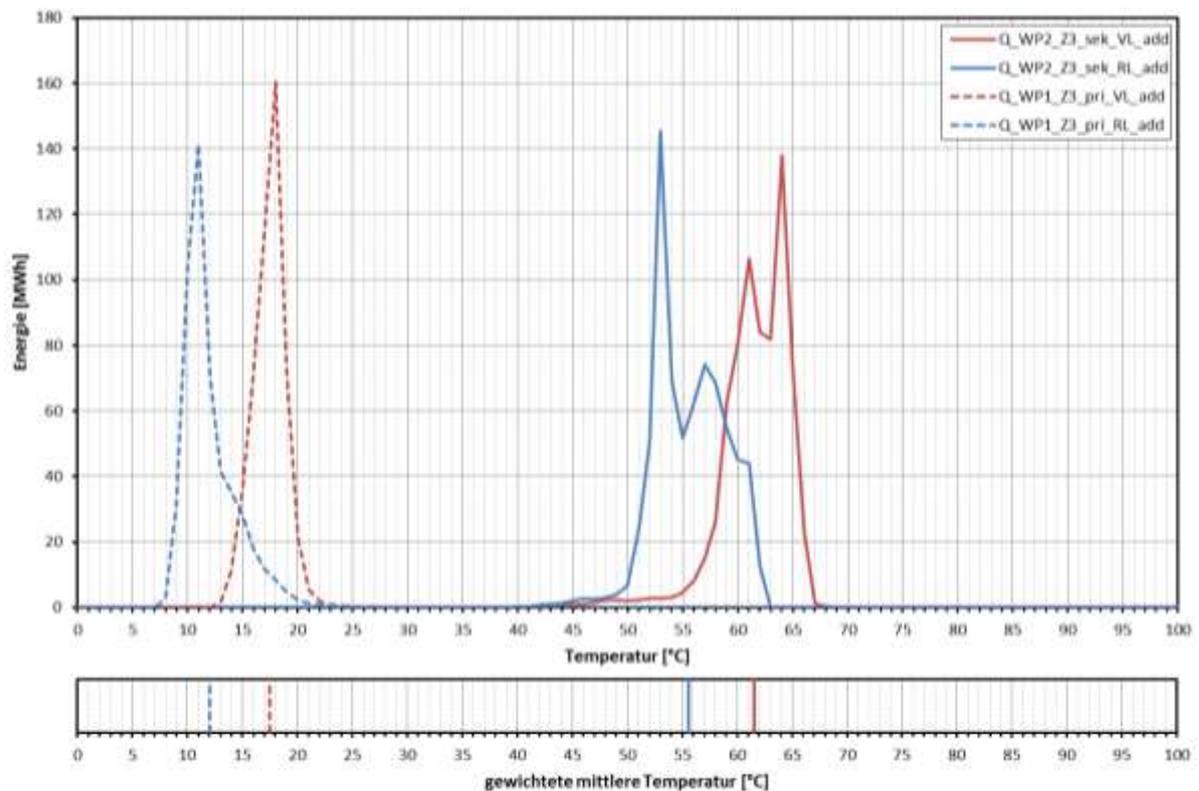


Abbildung 207: Energie-Temperatur-Diagramm der Wärmeinputs und -outputs der Wärmepumpe in Heizzentrale 3 inkl. gewichteter mittlerer Temperaturen (gesamte Messperiode)

Als Maßnahme gegen die hohen exergetische Verluste wurde dem Anlagenbetreiber eine direkte hydraulische Verbindung zwischen Hoch- und Niedertemperaturspeicher, wie in Abbildung 208 dargestellt, vorgeschlagen. Dadurch würde zusätzlich auch der Vorteil der bereits bestehenden Schichtladeeinheit im Hochtemperaturspeicher ausgenutzt werden. Aufgrund dieser mit vergleichsweise geringem Investitionsaufwand umsetzbaren Veränderung der Anlagenhydraulik könnte die überschüssige Wärme im Niedertemperaturspeicher ohne Einsatz der Wärmepumpe umgeschichtet werden. Bei Betrachtung des Energie-Temperatur-Diagramms in Abbildung 206 wären somit im Sommer an die 7 MWh pro Monat mit Temperaturen über 60 °C nutzbar. Dies würde eine direkte Einsparung von elektrischer Energie bedeuten, da die Wärmepumpe nicht betrieben werden müsste. Nach der oben bereits vorgeschlagenen Maßnahme gegen Stagnation (Erhöhung der Maximaltemperatur im Niedertemperaturspeicher) würden noch größere Wärmemengen zur Umschichtung zur Verfügung stehen. Darüber hinaus würden auch die vergleichsweise hohen exergetischen Verluste (siehe exergetischer Nutzungsgrad der Wärmepumpe von rund 43 % in Abbildung 205) der Wärmepumpe selbst vermieden werden. Außerdem würde sich aufgrund der dadurch entstehenden niedrigen Temperaturen im Niedertemperaturspeicher die, oben erwähnte, Anfälligkeit für Betriebsstörungen der Wärmepumpen verringern.

Auch hinsichtlich der zuvor erwähnten Stagnationsproblematik würden Vorteile durch eine direkte Verbindung entstehen. Aufgrund der Umschichtung der überschüssigen Wärme in den Nachtstunden zur Deckung des Warmwasserbedarfs würden am nächsten Tag wieder Speicherkapazitäten im Niedertemperaturspeicher zur Verfügung stehen, welche in weiterer Folge zu weniger Stagnation und höheren Solarerträgen führen würden.

All diese genannten Punkte heben deutlich den Vorteil einer direkten Verbindung zwischen Hoch- und Niedertemperaturspeicher hervor. Allerdings, trotz Schilderung der genannten Vorteile (effizienterer Anlagenbetrieb, höhere Solarerträge, geringere

Stagnationszeit und Einsparungen bzw. Verringerung der Betriebskosten der Wärmepumpen) an den Anlagenbetreiber, ist eine Umsetzung einer direkten hydraulischen Verbindung aufgrund der, laut Anlagenbetreiber, zu hohen Investitionskosten in naher Zukunft nicht geplant.

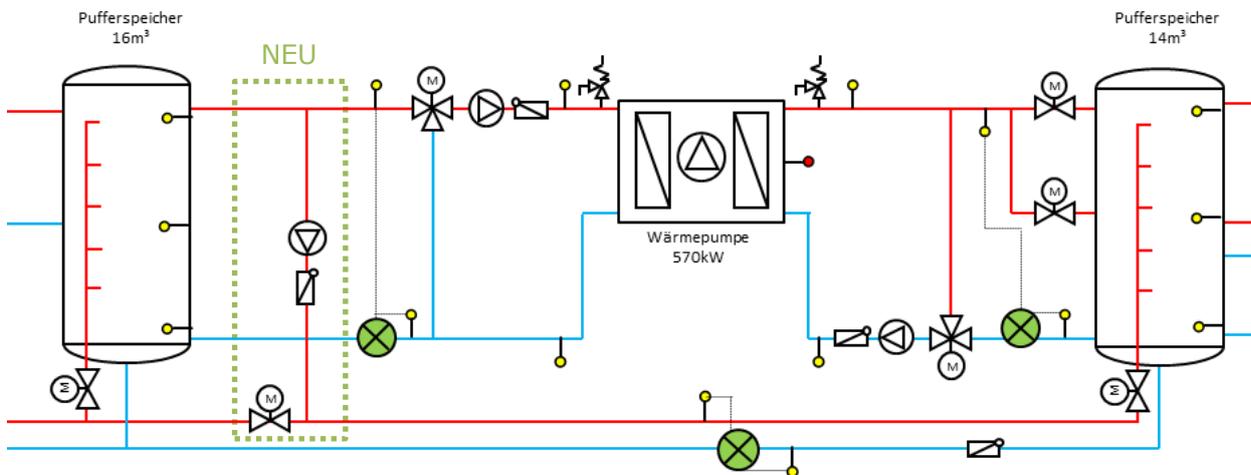


Abbildung 208: Mögliche Variante für eine direkte Verbindung zwischen Hoch- und Niedertemperaturspeicher in Heizzentrale 3

Auch im Winter treten beträchtliche exergetische Verluste im Niedertemperaturspeicher und an der Beimischschaltung auf der Verdampferseite der Wärmepumpe in Heizzentrale 3 auf (siehe Abbildung 209). Diese ergeben sich aufgrund der Tatsache, dass das Mikronetz den Niedertemperaturspeicher auf etwa 32 °C aufheizt, obwohl die Wärmepumpe im Verdampfervorlauf nur 18 °C benötigen würde.

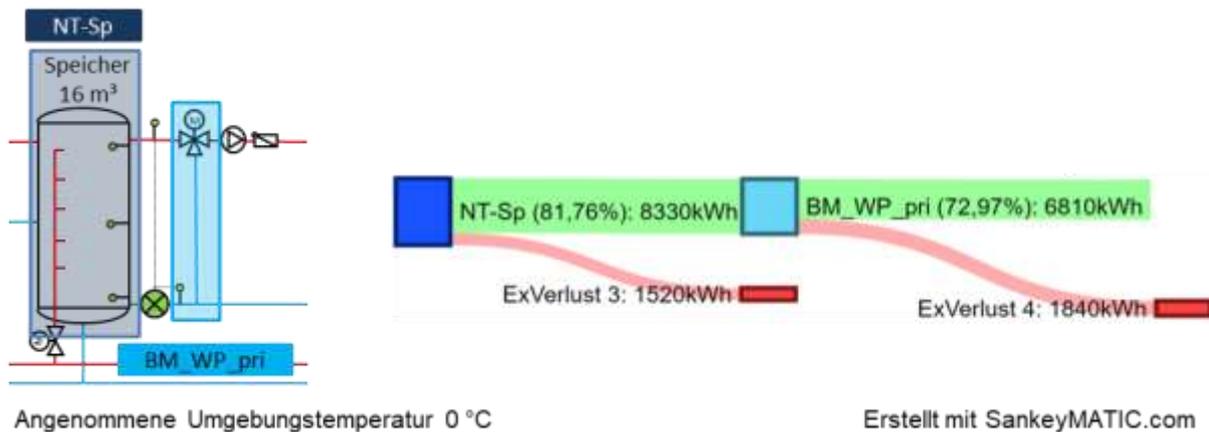


Abbildung 209: Sankey-Diagramm der exergetischen Analyse des Niedertemperaturspeichers und der Beimischschaltung auf der Verdampferseite der Wärmepumpe in Heizzentrale 3 (Dezember 2017, Winter)

Eine dem Anlagenbetreiber vorgeschlagene Maßnahme gegen diese exergetische Verluste im Niedertemperaturspeicher und an der Beimischschaltung im Winter wäre das Mikronetz und damit die Gaskesselanlage auf einem niedrigeren Temperaturniveau zu betreiben. Dabei würde es auch, wenn alle Wärmepumpen zum gleichen Zeitpunkt die maximale Verdampferenergie fordern würden, zu keinem Engpass kommen, nachdem die Leistung der Gaskesselanlage darauf ausgelegt wäre. Darüber hinaus würden die Verteilverluste im Mikronetz geringer ausfallen.

Wie des Weiteren aus Abbildung 210 ersichtlich, treten im Winter erhöhte exergetische Verluste auch am Raumheizungskreis (FBH_HK) auf. Diese ergeben sich aufgrund der hohen aus dem Hochtemperaturspeicher entnommen Temperaturen für die Raumheizung. Dabei werden im primären Raumheizungsvorlauf (Q_FBH_Z3_VL)

Temperaturen von etwa 54 °C aus dem Speicher entnommen und anschließend im sekundären Raumheizungsvorlauf ($Q_{FBH_Z3_VL_add}$) auf rund 40 °C in der Beimischschaltung und aufgrund der Grädigkeit des Wärmetauschers abgekühlt (siehe *Abbildung 211*).

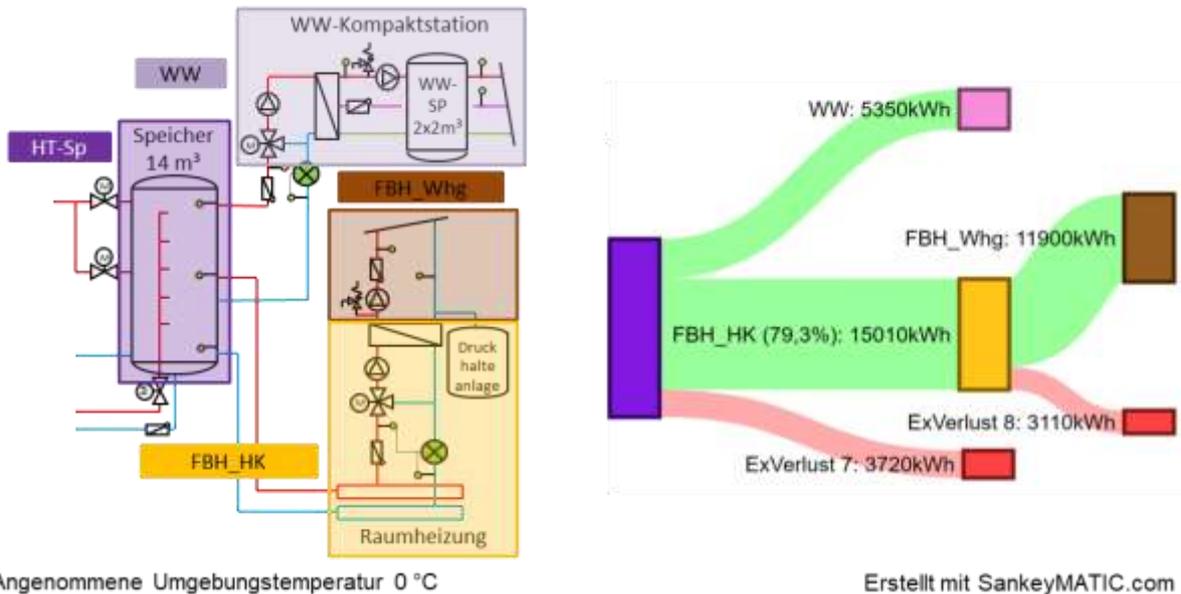


Abbildung 210: Sankey-Diagramm der exergetischen Analyse der Warmwasserbereitung und der Raumheizung in Heizzentrale 3 (Dezember 2017, Winter)

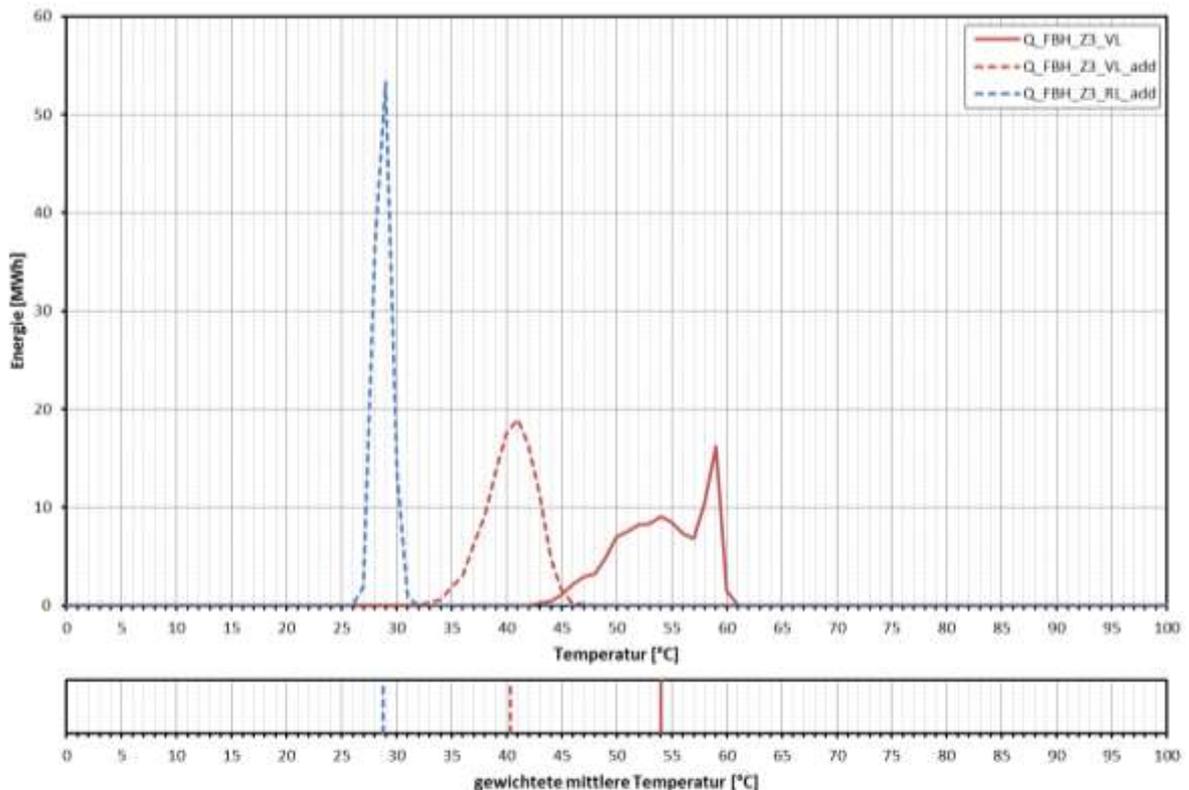


Abbildung 211: Energie-Temperatur-Diagramm der Raumheizung in Heizzentrale 3 inkl. gewichteter mittlerer Temperaturen (Dezember 2017, Winter)

Um die exergetische Verluste am Raumheizungskreis zu verringern wurde dem Anlagenbetreiber vorgeschlagen die Wärmepumpen mit dem ursprünglich vorgesehenen Betriebsmodus (niedrigere Kondensatorvorlauftemperaturen und Einspeisung ins mittlere Speichervolumen, siehe Kapitel 7.9.2) zu betreiben. Dies würde die primären

Raumheizungsvorlauftemperaturen senken und somit exergetische Verluste vermeiden. Laut Anlagenbetreiber konnte diese Maßnahme aufgrund der geforderten engen Betriebsbedingungen der Wärmepumpen, um Betriebsausfälle zu vermeiden, zum Zeitpunkt der Berichtslegung nicht durchgeführt werden. Als alternatives Anlagendesign würde sich ein separater Raumheizungsspeicher, so wie in Heizzentrale 2, anbieten. Dieser könnte dann separat, ohne Beeinflussung durch den Warmwasserbetrieb der Wärmepumpen, mit niedrigen Temperaturen und folglich auch niedrige primäre Raumheizungsvorlauftemperaturen betrieben werden.

7.9.6 Zusammenfassung

Das Wärmeversorgungssystem der Anlage „Waldmühle Rodaun“ kann aufgrund der unterschiedlichen Wärmeerzeuger und der Größe der Anlage verglichen mit anderen Wärmeversorgungssystemen als komplex bezeichnet werden und weist dementsprechend auch einige Optimierungspotenziale auf. Dennoch ist das Potenzial der Integration von Solarthermie-Wärmepumpenkombinationen in Wärmeversorgungsnetzen erkennbar. Allerdings zeigte sich, dass dieses erst durch eine ausgereifte Regelungsstrategie und ein stimmiges Anlagendesign vollständig ausgeschöpft werden kann.

Die Analyse des Solarsystems ergab vielversprechende solare Deckungsgrade von über 80 % in den Sommermonaten. Darüber hinaus zeigten sich die Vorteile einer Solarthermie-Wärmepumpenkombination in serieller Anordnung in den niedrigen Rücklauftemperaturen im Winter (höhere Kollektorfeldwirkungsgrade) als auch im breiten Temperaturspektrum über das gesamte Jahr (höhere Jahres-Solarerträge). Im Regelbetrieb reichen die solaren Erträge in den Sommermonaten (Juni, Juli und August) aus, um die Quellen der Wärmepumpen zu bedienen und die Gaskesselanlage muss nicht in Betrieb gehen. Wie weiters aus den Analysen hervorging, kam es häufig zu Stagnation in den Kollektorfeldern. Gründe dafür waren das Erreichen der maximalen Speichertemperaturen in den Hoch- und Niedertemperaturspeichern, Ausfälle der Wärmepumpe und eine temporär auftretende fehlerhafte Regelung, welche eine Umschaltung auf den Niedertemperaturspeicher verhinderte.

Das Mikronetz wird, abgesehen von den Notbetrieben aufgrund von Ausfällen der Wärmepumpen, mit den angestrebten niedrigen Auslegungstemperaturen (35 °C/28 °C) als Niedertemperaturnetz und demzufolge mit möglichst niedrigen Wärmeverlusten betrieben.

Die Wärmepumpen weisen während des Betriebes hohe Taktraten auf. Dies führt zu instationäreren Betriebsbedingungen und folglich zu einer ineffizienten Betriebsweise. Dies spiegelt sich auch in den mäßigen SPF- und COP-Werten wider. Darüber hinaus kam es während des Monitoringzeitraumes mehrfach zu Betriebsstörungen und Ausfällen der Wärmepumpen aufgrund zu hoher Temperaturen im Verdampfer- sowie Kondensatorkreis. Diese Ausfälle haben Notbetriebe des Mikronetzes zur Folge, welche in ungünstige Betriebsbedingungen mit verminderten Solarerträgen resultieren. Die exergetische Analyse zeigte, vor allem im Sommer hohe exergetische Verluste an der Beimischschaltung im Verdampferkreis der Wärmepumpe. Diese entstehen aufgrund der Abkühlung des Verdampfervorlaufes in der Beimischschaltung, um die Betriebsbedingungen der Wärmepumpe zu erfüllen, obwohl die Verdampfervorlauftemperaturen schon für die Warmwasserversorgung ausreichen würden.

Die exergetische Analyse der Wärmeverbraucher ergab, erhöhte exergetische Verluste am Raumheizungskreis. Diese resultieren aus den für die Raumheizung zu hohen Temperaturen des Hochtemperaturspeichers und der anschließenden Abkühlung, um die geforderten Temperaturen der Fußbodenheizung zu erfüllen.

Als Hauptkriterium für einen optimierten Anlagenbetrieb hat sich aufgrund der zahlreichen Vorteile (weniger Stagnation, effizienterer Anlagenbetrieb bzw. geringere exergetische Verluste, direkte Einsparung von elektrischer Energie und Vermeidung von Betriebsstörungen der Wärmepumpen) eine direkte hydraulische Verbindung zwischen Hoch- und Niedertemperaturspeicher (Senken- und Quellenspeicher der Wärmepumpe) gezeigt. Trotz der zahlreichen Vorteile ist nach Rücksprache mit dem Anlagenbetreiber eine Umsetzung dieser Maßnahme in naher Zukunft nicht geplant. Für zukünftige Anlagenkonzepte ähnlicher Art kann eine direkte Verbindung als integraler Bestandteil angesehen werden.

Als Maßnahmen gegen Stagnation wurde neben der beschriebenen direkten Verbindung zwischen Hoch- und Niedertemperaturspeicher, eine Erhöhung der maximalen Speichertemperaturen empfohlen. Diese Maßnahme wurde seitens des Anlagenbetreibers bereits umgesetzt, jedoch aufgrund von Wärmepumpenausfällen und der fehlerhaften Regelung war eine Überprüfung der umgesetzten Maßnahmen nicht mehr innerhalb des Monitoringzeitraumes möglich.

Zur Steigerung der Kennzahlen (SPF und COP) der Wärmepumpen in den Sommermonaten wurde dem Anlagenbetreiber vorgeschlagen, die Wärmepumpen vor allem in den Nachtstunden zur Warmwasserbereitung seltener, aber dafür länger zu betreiben, um stationäre Betriebsbedingungen durch geringere Taktraten zu erzielen. Als weitere Maßnahme für einen effizienteren Betrieb der Wärmepumpen und zur Verringerung der hohen exergetischen Verluste der Raumheizung wurde vorgeschlagen, den ursprünglichen Betriebsmodus mit niedrigeren Kondensatorvorlauftemperaturen zu verwenden. Diese genannten Maßnahmen konnten allerdings aufgrund von Betriebsstörungen der Wärmepumpen nicht mehr innerhalb des Monitoringzeitraumes umgesetzt werden.

7.10 Wührer Holz Trocknung, OÖ

7.10.1 Allgemeine Anlagenbeschreibung

<u>Projektname:</u>	Wührer Holz Trocknung
<u>Adresse:</u>	4932 Kirchheim
<u>Art der Anwendung:</u>	Neue Technologien
<u>Wärmeverbraucher:</u>	Trocknung mittels Schräg- und Flachrost, sowie speziellem Luftverteiler für Stroh/Heu
<u>Bruttokollektorfläche:</u>	480 m ² Luftkollektoren (Cona), davon 240 m ² im Rahmen von „Solarthermie – Solare Großanlagen“ gefördert.
<u>Ausrichtung:</u>	168° SSO
<u>Neigung:</u>	15°
<u>Energiespeichervolumen:</u>	85 t Steinschüttung (Fraktion 50/70mm)
<u>Nachheizung</u>	2x350 kW Hackschnitzelheizung
<u>Solarer Deckungsgrad:</u>	28 % (Messung)
<u>Spezifischer Solarertrag:</u>	706 kWh/(m ² *a) (Messung, bezogen auf die Aperturfläche)
<u>Projektstatus:</u>	Monitoring abgeschlossen mit Dezember 2017
<u>Zuständigkeit Begleitforschung:</u>	AIT

Bei der Anlage „Wührer Holz Trocknung“ im Bundesland Oberösterreich handelt es sich um eine 480 m² große Kollektoranlage (240 m² davon durch das Programm „Solarthermie – Solare Großanlagen 2013“ gefördert, folgend Gesamtanlage betrachtet) zur Erwärmung von Trocknungsluft für Biomasse (Hackgut), Getreide und Heu bzw. Stroh. Die Trocknung der verschiedenen Produkte erfolgt sowohl auf Schräg- und Flachrosten (Abbildung 217, Abbildung 219, Abbildung 220) als auch mit einem speziellen Luftverteiler für Stroh/Heu (Abbildung 218). Die Anlage wird seit 2014 genutzt.

Die Luftkollektoren sind auf dem Dach einer Halle montiert, die sowohl das Lager als auch die Trocknungsanlage beherbergt. Die sechs Kollektorfelder sind nach Süd-Südost orientiert. Die Neigung der Kollektoren beträgt 15° (Abbildung 212). Speziell bei diesem Projekt ist neben der in Österreich noch wenig verbreiteten Nutzung von Luft als Wärmeträgermedium, dass eine solare Energieeinspeisung in einen Steinspeicher möglich ist (Abbildung 216). Damit kann Solarertrag gespeichert werden, wenn die Trocknungsanlage kurzzeitig außer Betrieb ist (beispielsweise bei Austausch des Trocknungsguts oder wenn das Produkt gewendet wird). Mit Hilfe der warmen Luft aus dem Steinspeicher kann die Trocknung bis in die Nachtstunden fortgesetzt werden.



Abbildung 212: Süd-Ansicht der Halle mit der Luftkollektoranlage. Quelle: AIT



Abbildung 213: Luftkanäle unter der Hallendecke. Quelle: AIT



Abbildung 214: Auslassöffnungen der sechs Luftkanäle im Sammelschacht. Quelle: AIT



Abbildung 215: Außenansicht des Sammelschachts mit den sechs Luftkanälen (oben), die die Luft von den Kollektoren führen. Quelle: AIT



Abbildung 216: Steinspeicher – zum Zeitpunkt der Aufnahme noch im Bau befindlich, daher noch ohne Steine – der sich unter dem noch nicht fertiggestellten Schrägrost befindet. Die Luft wird durch das Gitter von unten in den Speicher geblasen (grün: Dämmschicht). Quelle: AIT



Abbildung 217: Ansicht von unten des zum Zeitpunkt der Aufnahme noch in Bau befindlichen Schrägrosts. Quelle: AIT



Abbildung 218: Luftverteiler für die Strohtrocknung. Quelle: AIT



Abbildung 219: Luftverteilschacht unter dem Flachrost mit Ventilatoren (Hintergrund).
Quelle: AIT



Abbildung 220: Mit Hackschnitzel beladener Flachrost. Rost zur Demonstration teilweise freigelegt. Quelle: AIT

7.10.2 Hydraulik- und Messkonzept

Abbildung 221 zeigt die Luftführung in der Anlage. Die sechs Ventilatoren nach den Luftkollektoren sind immer nur gleichzeitig in Betrieb. Sie saugen Luft durch Kollektoren und blasen sie in einen Sammelschacht, der auch zur Umgebung (Außenluft) hin offen ist. Durch die Vermischung mit Außenluft wird einerseits zwar das Temperaturniveau abgesenkt, andererseits jedoch die Luftmenge zur Trocknung erhöht. Aus dem Sammelschacht werden der Steinspeicher und die Trockner mit Luft versorgt. Die parallel geschalteten Ventilatoren am Schrägrost und die parallel geschalteten Ventilatoren am Flachrost sind nur gleichzeitig in Betrieb. Sobald der Steinspeicher be- oder entladen wird, ist der Ventilator am Steinspeicher in Betrieb. Die Schieber am Ausgang des Steinspeichers werden von Hand nach Bedarf umgestellt, sodass der Steinspeicher nicht nur den Schrägrost, sondern auch Flachrost und Heutrockner versorgen kann. Der Steinspeicher wird durch Trocknungsbetrieb entweder am Schrägrost oder an Flachrost/Heutrockner entladen. Zusätzlich wurde während des Begleitforschungszeitraumes eine Hackschnitzelheizung mit 2x350 kW nachgerüstet. Diese ist über ein Nachheizregister im Sammelschacht eingebunden und ermöglicht die unabhängige Trocknung vor allem im Herbst und Winter.

Aufbauend auf der beschriebenen Betriebsweise der Ventilatoren und der Schieber wurde das ebenfalls in Abbildung 221 dargestellte Monitoringkonzept entwickelt. Zur Ermittlung der Energieströme in der Anlage werden Volumenströme, Lufttemperaturen und -feuchten sowie davon abhängige Stoffparameter herangezogen. Die Volumenströme in den Luftkanälen werden durch folgende Referenzmessung zum Zeitpunkt der Inbetriebnahme ermittelt: Eine Geschwindigkeitsmessung wird dabei an verschiedenen Punkten im Kanalquerschnitt durchgeführt und anschließend gemittelt. Diese Messung wird zusätzlich dem Messwert eines Geschwindigkeitssensors gegenübergestellt, der im gesamten Monitoring-Zeitraum montiert bleibt.

Elf Temperatur/Feuchtigkeitssensoren, ein Geschwindigkeitssensor, fünf Stromzähler und ein Globalstrahlungssensor bilden in diesem Projekt die gesamte messtechnische Bestückung.

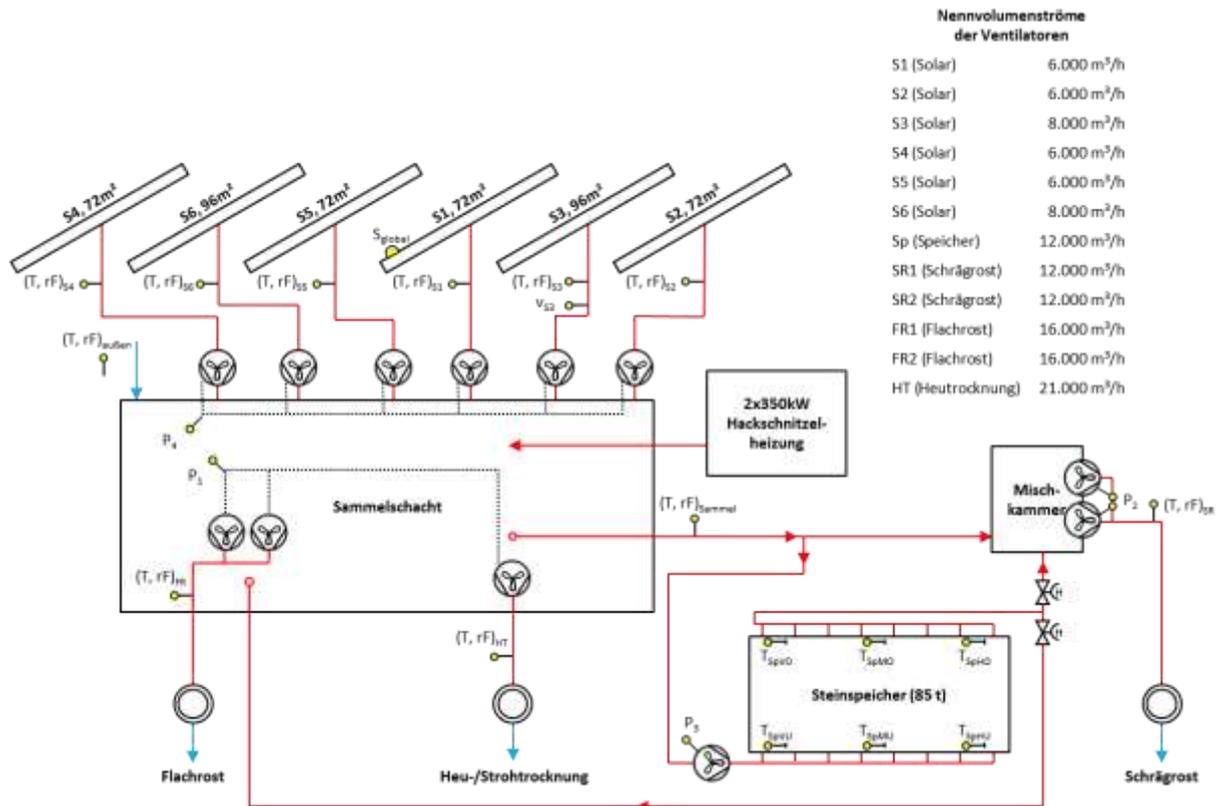


Abbildung 221: Luftführung und Messkonzept der Anlage Holz Trocknung Wührer (gelb: Temperatur-, Feuchte-, Geschwindigkeits- und Einstrahlungssensoren sowie Stromzähler) inkl. Nennvolumenströme der Ventilatoren

Die Beschreibung der einzelnen Messpunkte ist nachfolgend zusammengefasst:

Solarkollektoren

- S_{global} Globalstrahlungssensor in Kollektorebene
- (T,rF)_{außen} Temperatur und Feuchte der Außenluft
- (T,rF)_{S1..S6} Temperatur und Feuchte der aus den sechs Kollektorfeldern austretenden Luftströme
- v_{S3} Geschwindigkeit des aus Kollektorfeld S3 austretenden Luftstroms
- P₄ Stromzähler aller Ventilatoren der sechs Kollektorfelder

Steinspeicher

- (T,rF)_{Sammel} Temperatur und Feuchte des Luftstroms zwischen Sammelschacht und dem Steinspeicher bzw. der Mischkammer unter dem Schrägrost
- T_{SpVU..SpHO} Temperatur an zumindest sechs verschiedenen Stellen im Steinspeicher: V,M,H = vorne, Mitte, hinten. O, U = oben, unten
- P₃ Stromzähler am Ventilator für den Steinspeicher

Verbraucher

- (T,rF)_{SR} Temperatur und Feuchte des Luftstroms zum Schrägrost
- P₂ Stromzähler beider Ventilatoren am Schrägrost
- (T,rF)_{FR} Temperatur und Feuchte des Luftstroms zum Flachrost
- P₁ Stromzähler zweier Ventilatoren am Flachrost und der Heutrocknung

$(T, rF)_{HT}$ Temperatur und Feuchte des Luftstroms zur Heutrocknung

7.10.3 Energiebilanz

Die Jahresenergiebilanz in Abbildung 222 zeigt den Wärmeinput der sechs Wärmeerzeuger (Solarenergie Q_{h_S1} bis Q_{h_S6}) und die Nutzung (Q_{h_HT} hellrot für Heutrocknung, Q_{h_FR} in olivgrün für Flachrost, Q_{h_SR} in hellviolett für Schrägrost). Der Wärmeinput der Nachheizung ist mangels Datenerfassung aus der Differenz von Solarertrag zur Nutzung errechnet worden und ist rot schraffiert dargestellt. Nur im Juni konnte die Nachheizung eindeutig durch Betrieb am Abend und in der Nacht herausgerechnet werden. Der Wärmeinput der Nachheizung wird in Realität höher sein als angedeutet, da Verluste kompensiert werden müssen. Die Verluste können im Monat Juni abgeschätzt werden da hier die Nachheizung sehr selten zum Einsatz kam. Im Juni betragen die Verluste etwa 15 MWh, was bei einer bei einer Erzeugung von 44 MWh 34% entspricht. Der solare Ertrag weist den charakteristischen Ertrag von Solaranlagen auf mit dem höchsten Ertrag zwischen Mai und August. Auffällig ist die hohe Nutzung in den Monaten August bis Dezember. Diese hohe Nutzung ist durch einen hohen Bedarf für Trocknung geprägt und wird größtenteils durch die Hackschnitzelheizung gedeckt.

Im Gegensatz zu wassergeführten Anlagen mit Wärmemengenzählern wird bei der Trocknung durch luftgeführte Anlagen die Enthalpieerhöhung der Außenluft durch die Solarkollektoren berechnet. Die Enthalpie („innere Energie“) der Luft wird über die Temperatur, relative Luftfeuchtigkeit und Volumenstrom der Luft messtechnisch erfasst. Die Erfassung des Luftvolumenstroms ist durch den Kanal und Messunsicherheiten weniger präzise als z.B. die Ultraschallmessung des Volumenstroms von Wasser. Diese Unsicherheiten und Fehler summieren sich in der Berechnung der Enthalpiedifferenz unweigerlich. Dies ist in den Betrachtungen zu berücksichtigen.

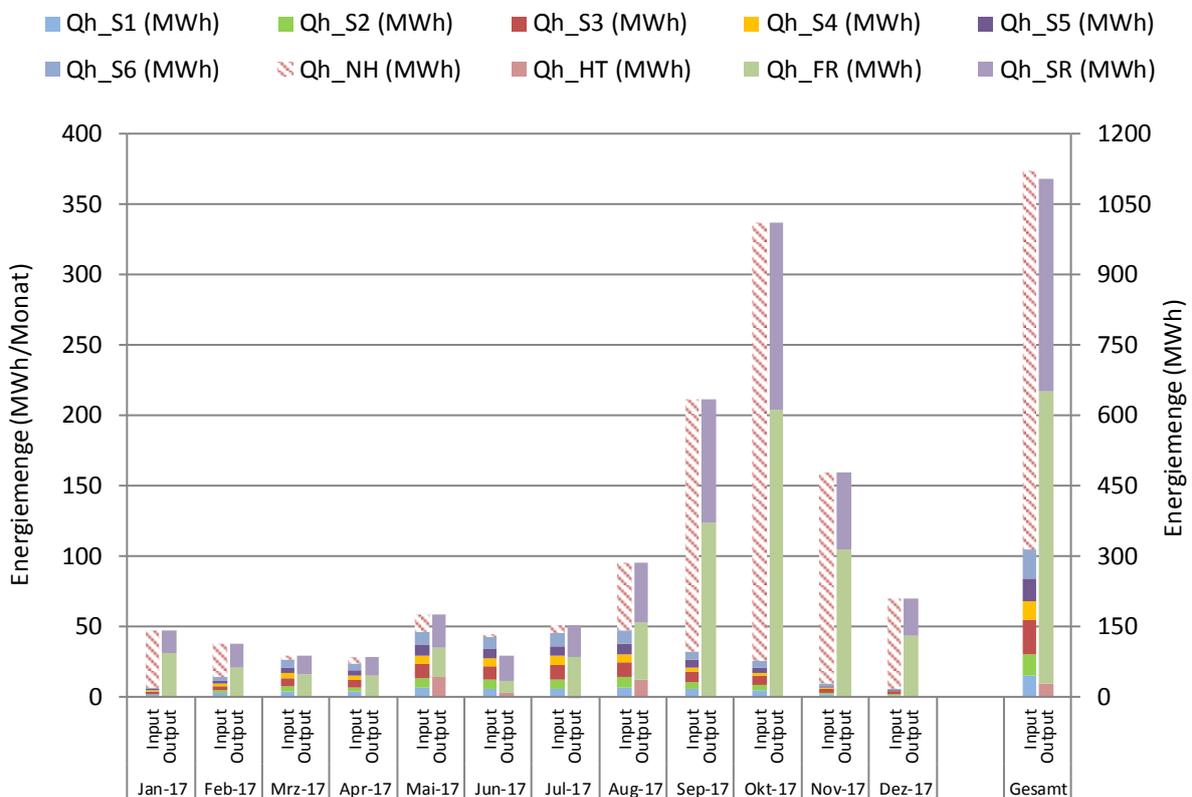


Abbildung 222: Energiebilanz der Anlage Holz Trocknung Wührer

7.10.4 Vergleich Simulation - Messwerte

Um den Solarertrag im Berichtszeitraum vergleichend bewerten zu können, wird die Prognoserechnung des Förderwerbers aus der Einreichphase herangezogen. Die vom Anlagenhersteller durchgeführte Simulation basiert auf Auslegungsannahmen und auf einem durchschnittlichen Klimadatensatz für einen Standort nahe Kirchheim. Abbildung 223 zeigt hierzu den gemessenen Ertrag (rote Linie) im Vergleich zum Ertrag der Prognose (blaue Linie). Der gemessene spezifische Jahresertrag liegt mit 706 kWh/m² um 6 % höher als der prognostizierte spezifische Jahresertrag von 664 kWh/m². Gleichzeitig war das Beobachtungsjahr mit 1279 kWh/m² um 11 % einstrahlungsreicher als in der Prognose angenommen (1148 kWh/m²).

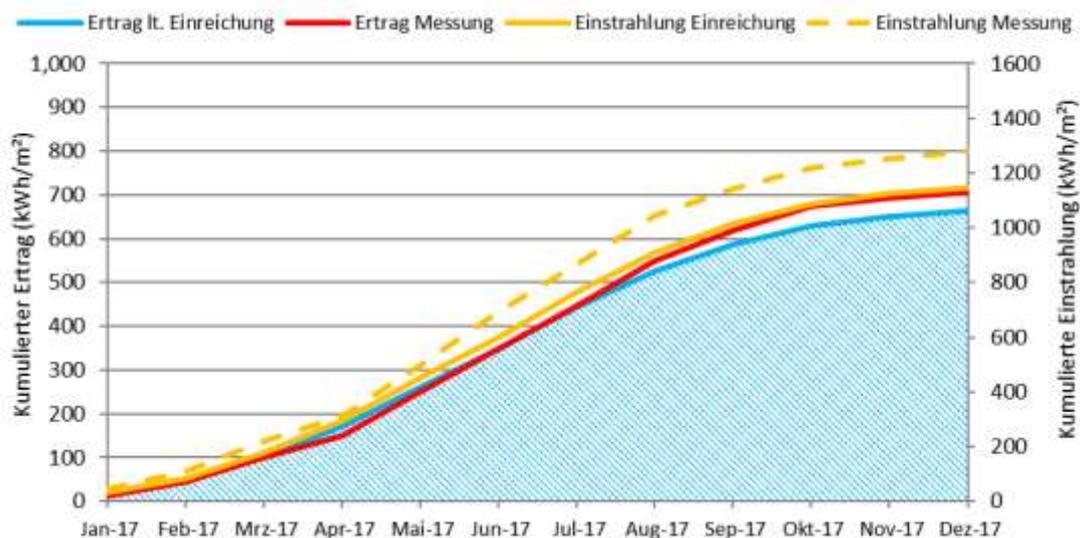


Abbildung 223: Einstrahlung und spezifischer Solarertrag gemessen und gemäß der eingereichten Auslegungswerte der Anlage Holztrocknung Würher

In Abbildung 224 ist der gesamte Wärmebedarf für die Trocknungsanwendungen durch Flachrost, Heu-/Stroh-trocknung und Schrägrost dargestellt. Es ist erkennbar, dass die gemessenen Werte deutlich über den Auslegungswerten der Einreichung liegen (750 %). Speziell durch den nicht vorhergesehenen Trocknungsbedarf in der zweiten Jahreshälfte ab August ergibt sich somit eine große Abweichung.

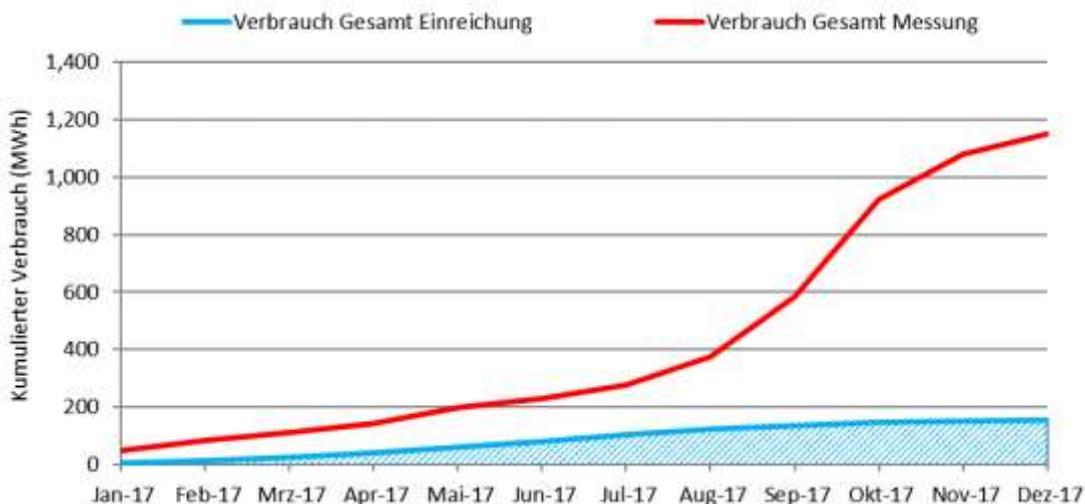


Abbildung 224: Gesamtverbrauch für Trocknungsenergie (Einreichung und Messung) für die Anlage Holztrocknung Würher

Da in der Prognose kein anderer Wärmeerzeuger vorgesehen war, kann der im Begleitprogramm übliche solare Deckungsgrad schwierig verglichen werden. In der Prognose kommt auch kein Steinspeicher vor, der Wärmeverbrauch entspricht somit direkt dem Solarertrag. Der solare Deckungsgrad ist in folgenden Betrachtungen definiert als Anteil des solaren Ertrages im Verhältnis zum Gesamteinsatz (ohne Verluste) und dargestellt in Abbildung 225. Bedingt durch den hohen Bedarf an Trocknung und damit einhergehend der mehrheitlichen Verwendung der Nachheizung ergibt sich in den Monaten August bis Februar ein niedriger solarer Deckungsgrad. Der niedrige solare Deckungsgrad in den Monaten November bis Februar ist bedingt durch die geringe solare Einstrahlung und unauffällig.

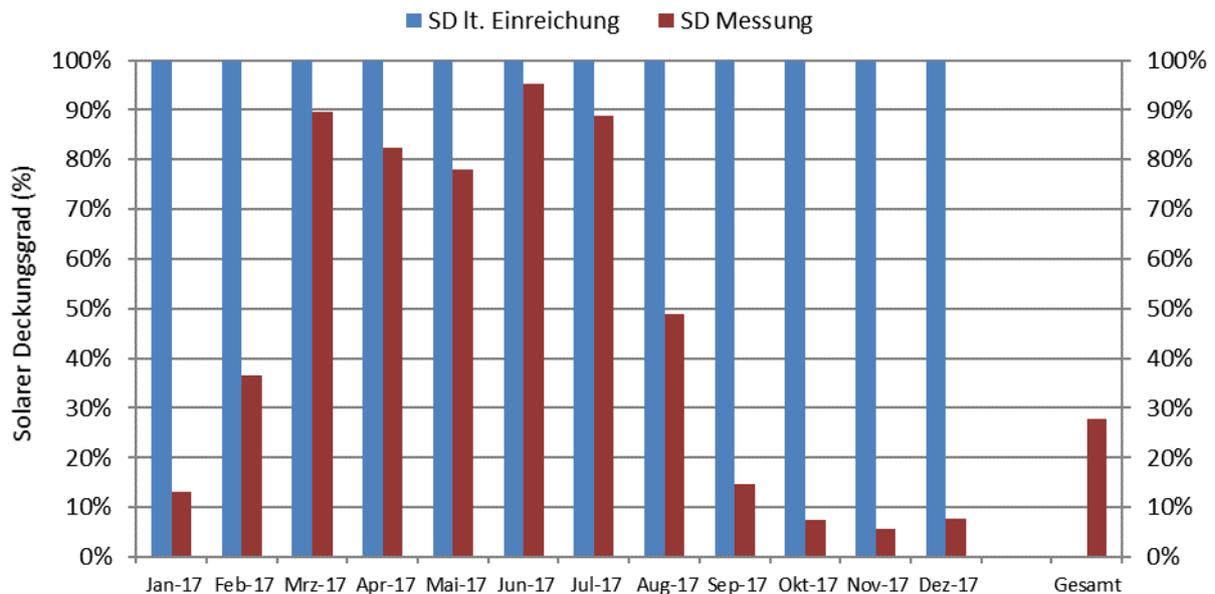


Abbildung 225: Prognostizierter monatlicher und jährlicher solarer Deckungsgrad der Anlage Holzrocknung Wührer

Über das gesamte Jahr 2017 betrachtet beträgt der Solare Deckungsgrad 28%.

7.10.5 Detailbetrachtungen und Optimierungspotenziale

Abbildung 227 zeigt einen sonnigen Tag (17.7.2017) im Beobachtungszeitraum, an dem die Solaranlage in Betrieb ist. Wie an der Geschwindigkeit des am Kollektorfeld 3 austretenden Luftstroms erkennbar, wurde die Anlage ab 7:46 Uhr in Betrieb genommen. Zu diesem Zeitpunkt hat die Einstrahlung bereits 341 W/m^2 erreicht. Um 19 Uhr wird die Anlage bei einer Einstrahlung von etwa 100 W/m^2 wieder außer Betrieb genommen. Dies entspricht der zu erwartenden Nutzung der Anlage. Die charakteristische Eigenschaft der Anlage und Voraussetzung für den Trocknungsbetrieb ist die mit der Temperaturerhöhung einhergehende fallende relative Luftfeuchtigkeit aller Kollektorfelder gegenüber der Außenluft. So wurden während der Mittagszeit relative Luftfeuchten von etwa 8 % nach den Kollektoren bei etwa 38 % Außenluft gemessen. Diese stellten sich bei Temperaturen von etwa 66 °C nach den Kollektoren und etwa 26 °C Außenluft ein.

Der Temperatursensor bei Kollektor 1 hat im Beobachtungszeitraum wenig plausible Werte geliefert (wie in Abbildung 229 zu sehen, häufig konstante 70 °C). Dies weist auf ein Kontaktproblem hin, das aber nicht innerhalb des Beobachtungszeitraums behoben werden konnte. Durch die weitestgehend gleichen Eigenschaften in Größe und Ausrichtung des Kollektorfeldes wurde stattdessen für die Berechnung der Enthalpieerhöhung die Temperatur des Kollektorfeldes 2 verwendet.

Die gemessene Geschwindigkeit des am Kollektorfeldes 3 austretendem Luftstroms beträgt im Durchschnitt 2,6 m/s während des Betriebes was bei einem Luftschachtquerschnitt von 0,44 m² einem Volumenstrom von 4118 m³/h entspricht. Allerdings haben Messungen während der Inbetriebnahme gezeigt, dass die gemessene Luftgeschwindigkeit stark von der Position innerhalb des Luftschachtes abhängt (Messungen von 2,6 m/s bis 4,6 m/s, im Mittel bei 3,5 m/s, was in diesem Luftschacht 5633 m³/h entspricht). Dies trägt, wie bereits erwähnt, zu einer hohen Messunsicherheit bei. Damit weichen die aufwändigeren, während der Inbetriebnahme durchgeführten Messungen als auch die kontinuierliche Messung mit nur einem Messpunkt voneinander ab. Für die Enthalpieberechnung wurden die Messungen der Luftgeschwindigkeit mit mehreren gemittelten Messpunkten (siehe Abbildung 226) während der Inbetriebnahme verwendet für jeden einzelnen Kollektorluftschacht.

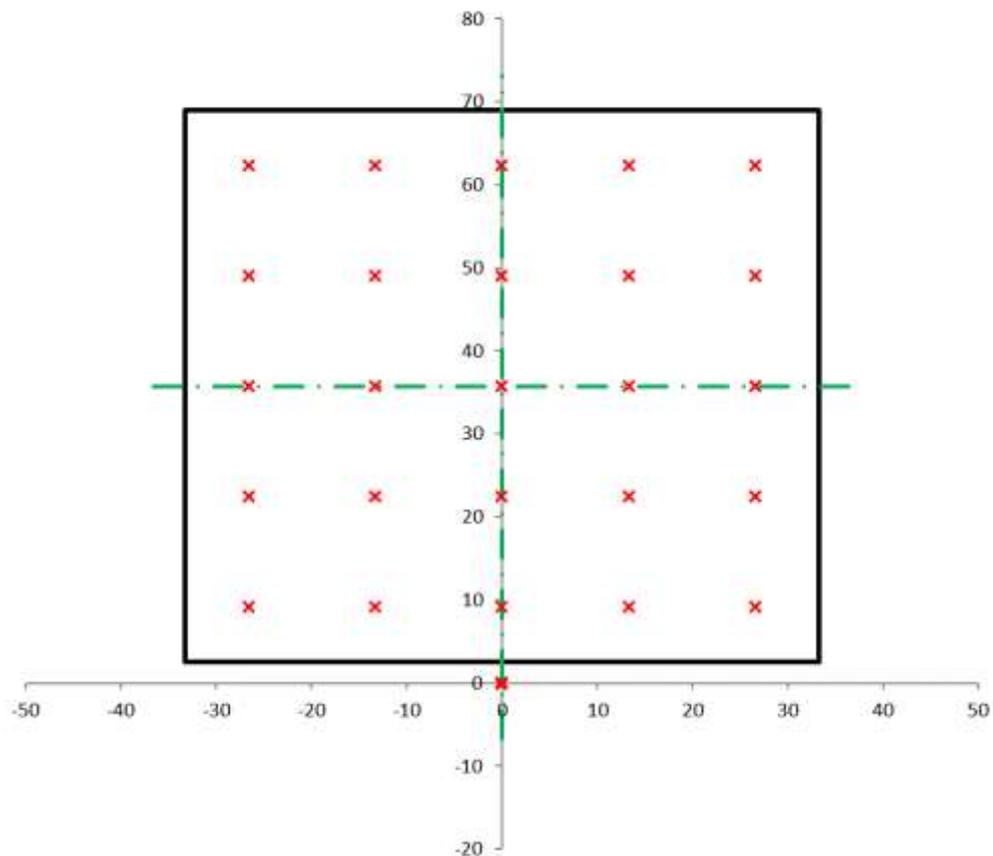


Abbildung 226: Querschnitt Luftkanal 3 (67 cm x 67 cm) mit Messpunkten der Luftgeschwindigkeit zum Zeitpunkt der Inbetriebnahme

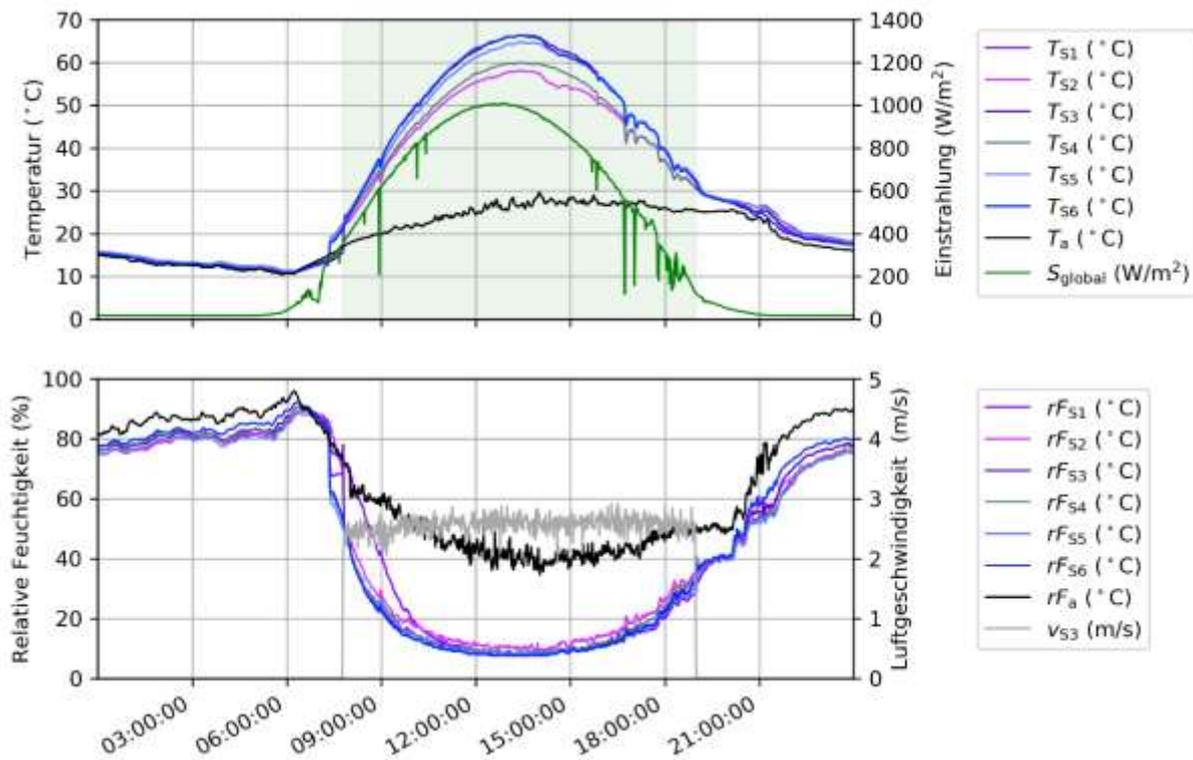


Abbildung 227: Kollektortemperaturen der sechs Felder, Außentemperatur, Einstrahlung sowie relative Feuchtigkeit der sechs Felder, relative Feuchtigkeit der Außenluft und Geschwindigkeit des am Kollektorfeld 3 austretenden Luftstroms. Grün hinterlegt ist der Betrieb der Solaranlage (17.7.2017)

Wie zu erwarten, werden gleichzeitig mit dem Betrieb der Kollektorfelder auch die Verbraucher beschickt. Am 17.7.2017 sind dies der Schrägrost und der Flachrost wie in Abbildung 228 zu sehen ist. Um 7:47 Uhr wird der Schrägrost in Betrieb genommen und um 9:35 zusätzlich der Flachrost bis um 19 Uhr. Während dieser Zeit wird der Schrägrost mit Luft von bis zu 50 °C und 14 % relative Feuchtigkeit beschickt. Die Luft zum Flachrost hat ähnliche Eigenschaften mit bis zu 49 °C und 15 % relative Feuchtigkeit. Da die Heutrocknung nicht in Verwendung ist, fluktuieren die Werte von relativer Feuchtigkeit und die Temperaturen ähneln der Außenluft. Im Sammelschacht direkt nach den Kollektoren stellt sich entsprechend eine höhere Mischtemperatur und eine geringere relative Feuchtigkeit ein als bei den Verbrauchern. Von 20:51 bis 21:28 Uhr wird das Flachrost nochmal aktiviert ohne wesentliche Trocknungsleistung.

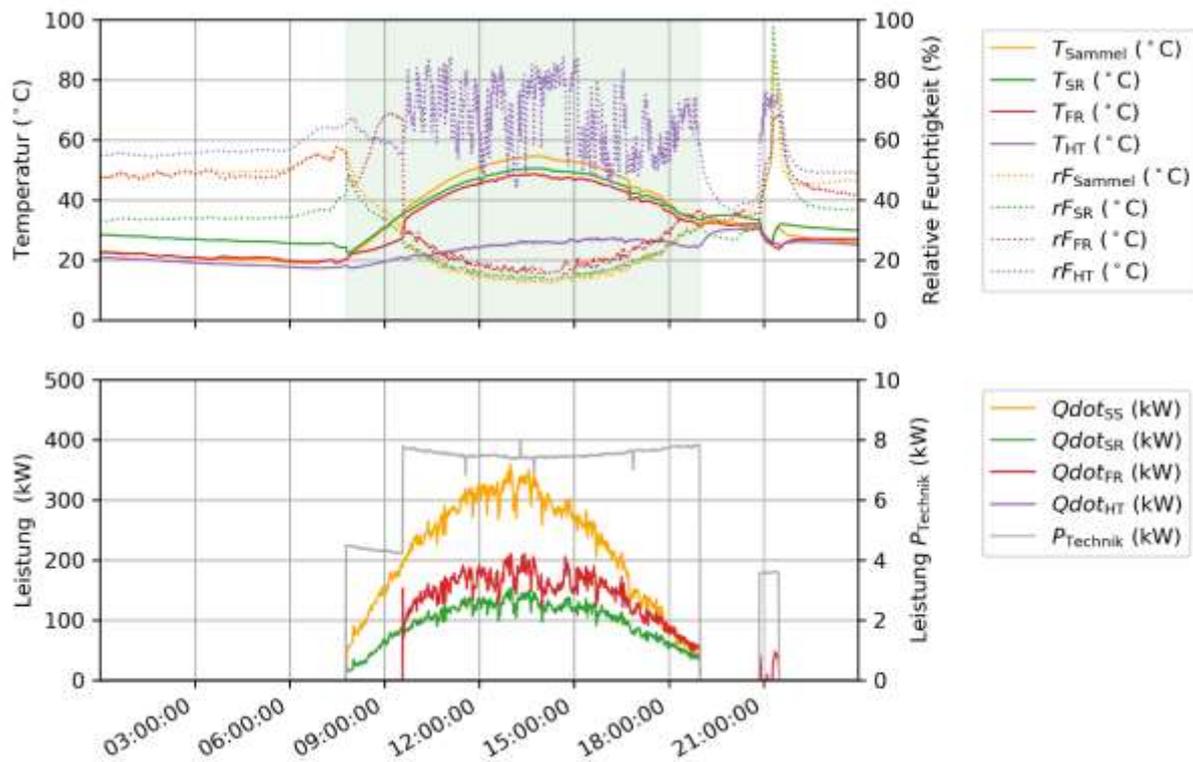


Abbildung 228: Lufttemperaturen des Sammel schachts und der drei Verbraucher, relative Luftfeuchtigkeit des Sammel schachts und der drei Verbraucher, Trocknungsleistung gesamt und bei den drei Verbrauchern und Strombedarf aller Ventilatoren. Grün hinterlegt ist der Betrieb der Solaranlage (17.7.2017)

Die Erfahrung des Anlagenbetreibers zeigt, dass Holz bei höheren Temperaturen getrocknet werden kann, als erwartet und dies z.B. bei Heu oder Getreide der Fall ist. In dieser Anlage hat die Holz Trocknung einen hohen Anteil weshalb die volle Leistung genutzt werden kann. Werden geringere Temperaturen als zur Holz Trocknung benötigt können diese z.B. durch Nutzung des Speichers gesenkt werden.

Abbildung 229 zeigt einen Tag in der Übergangszeit (11.3.2017). Wieder ist an der Geschwindigkeit des am Kollektorfeld 3 austretenden Luftstroms erkennbar, dass die Anlage ab 7:57 Uhr in Betrieb genommen wird. Zu diesem Zeitpunkt hat die Einstrahlung bereits 377 W/m^2 erreicht. Um 18:08 Uhr wird die Anlage mit einer Einstrahlung von 17 W/m^2 wieder außer Betrieb genommen. Im Gegensatz zum sonnigen Tag ist die Intensität der Einstrahlung wesentlich geringer mit durchschnittlich 356 W/m^2 am Nachmittag.

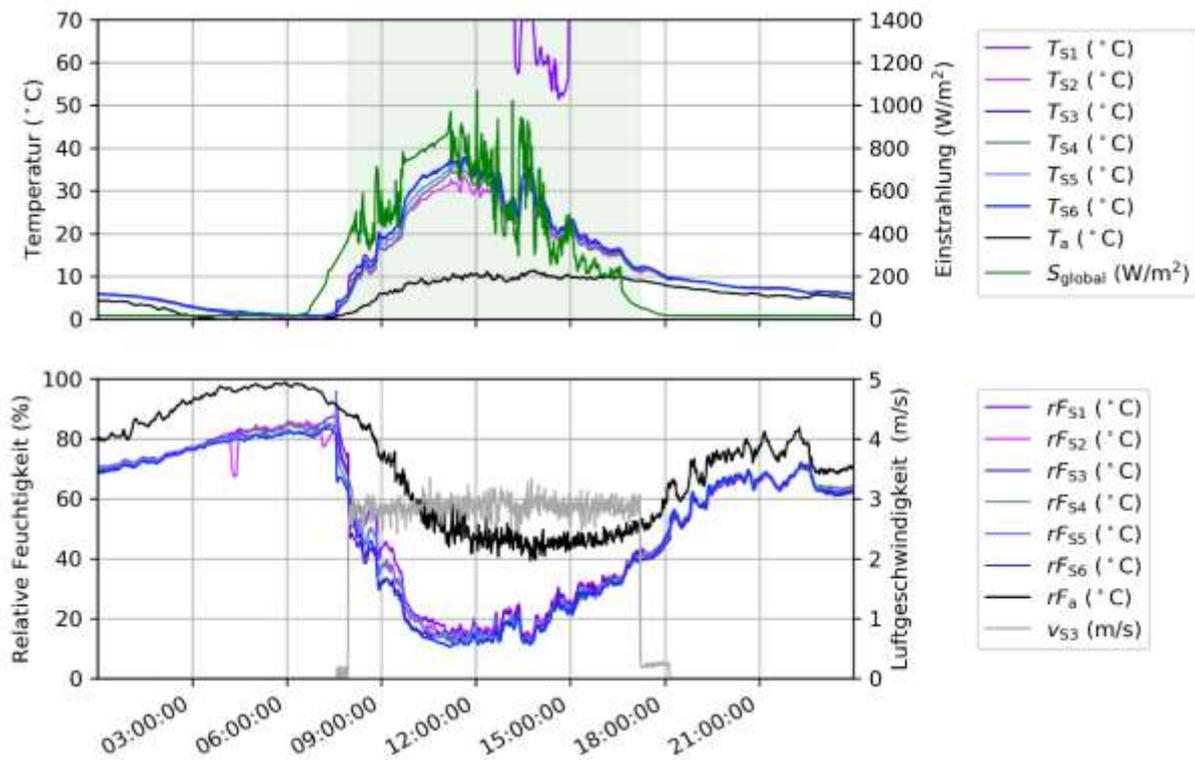


Abbildung 229: Kollektortemperaturen der sechs Felder, Außentemperatur, Einstrahlung sowie relative Feuchtigkeit der sechs Felder, relative Feuchtigkeit der Außenluft und Geschwindigkeit des am Kollektorfeld 3 austretenden Luftstroms. Grün hinterlegt ist der Betrieb der Solaranlage (11.3.2017)

Auch an diesem Tag werden gleichzeitig mit dem Betrieb der Kollektorfelder auch die Verbraucher beschickt. Am 11.3.2017 sind dies der Schrägrost und der Flachrost wie in Abbildung 230 zu sehen ist. Die Temperaturen bei den Verbrauchern sind natürlich geringer als im Sommer, allerdings stellt sich eine ähnliche relative Feuchtigkeit ein. Am Schrägrost hat die Luft bis zu 28 °C und 20 % relative Feuchtigkeit. Die Luft zum Flachrost hat ähnliche Eigenschaften mit bis zu 29 °C und 18 % relative Feuchtigkeit. Dies ist damit zu erklären, dass die absolute Feuchte der Außenluft bei 10 °C in der Übergangszeit niedriger ist als in der Sommerzeit bei 26°C (aber ähnliche relative Feuchtigkeit). Die Kennwerte des Sammelschachts (Temperatur und relative Feuchtigkeit) sind zu dem Zeitpunkt nicht verfügbar, da der Sensor ausgefallen ist.

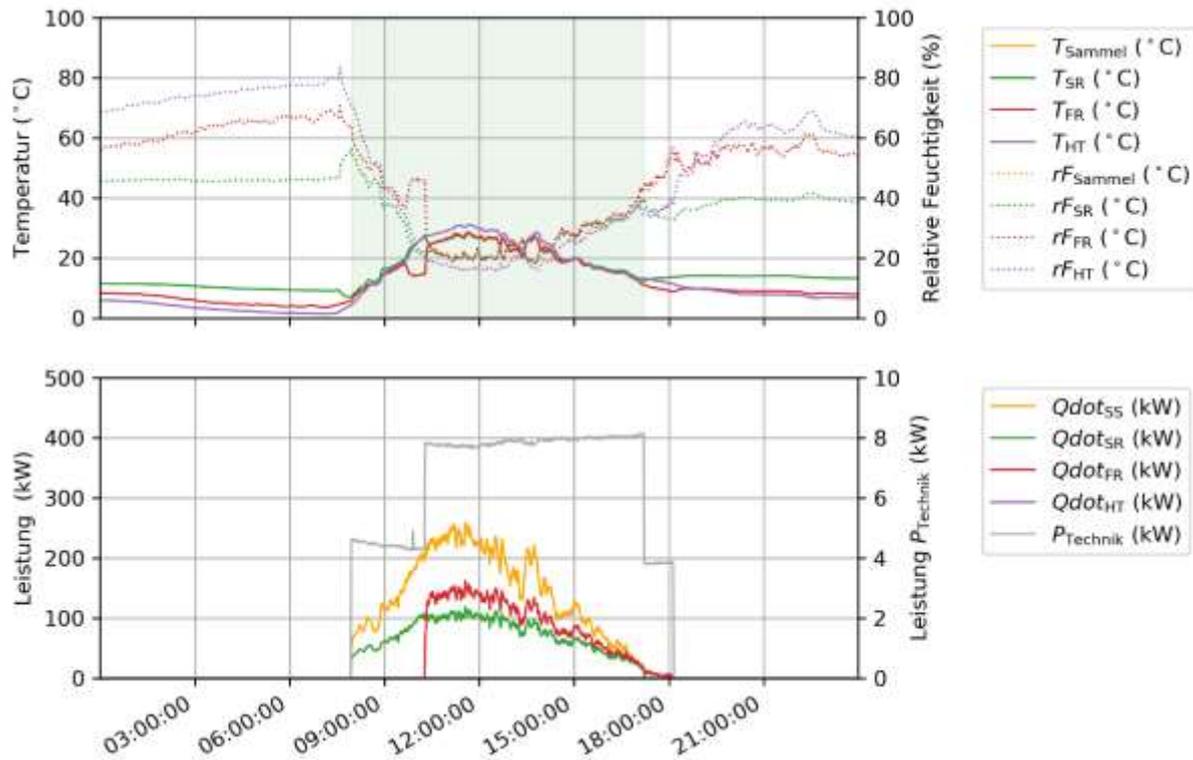


Abbildung 230: Lufttemperaturen des Sammelschachts und der drei Verbraucher, relative Luftfeuchtigkeit des Sammelschachts und der drei Verbraucher, Trocknungsleistung gesamt und bei den drei Verbrauchern und Strombedarf aller Ventilatoren. Grün hinterlegt ist der Betrieb der Solaranlage (11.3.2017)

Steinspeicher, Nachheizung

Abbildung 231 zeigt zwei Tage an denen der Steinspeicher zuerst beladen und am nächsten Tag entladen wird. Der erste Tag (6.7.2017) ist durch hohe Einstrahlung geprägt, während der folgende Tag (7.7.2017) durch geringe und wechselhafte Einstrahlung geprägt ist. Durch das Aktivieren der Beladung steigt die Temperatur im Steinspeicher vorne oben von 29 °C auf 43 °C. Diese Temperatur sinkt in der Nacht auf 39 °C bevor der Steinspeicher am folgenden Tag bis 33 °C entladen wird.

Die Temperatur hinten oben hat ein ähnliches aber weniger ausgeprägtes Verhalten wie die Temperatur vorne oben. Hier findet ein Durchladen des Speichers statt. Ein Teil der Wärme wird von vorne in den hinteren Bereich transportiert. Der untere Bereich des Steinspeichers ist zum Zeitpunkt der Beladung um 6 K (hinten) bis 10 K (vorne) kühler als der obere Bereich, wobei sich diese Differenz nach der Entladung auf 2 K angleicht. Der Steinspeicher funktioniert somit wie erwartet.

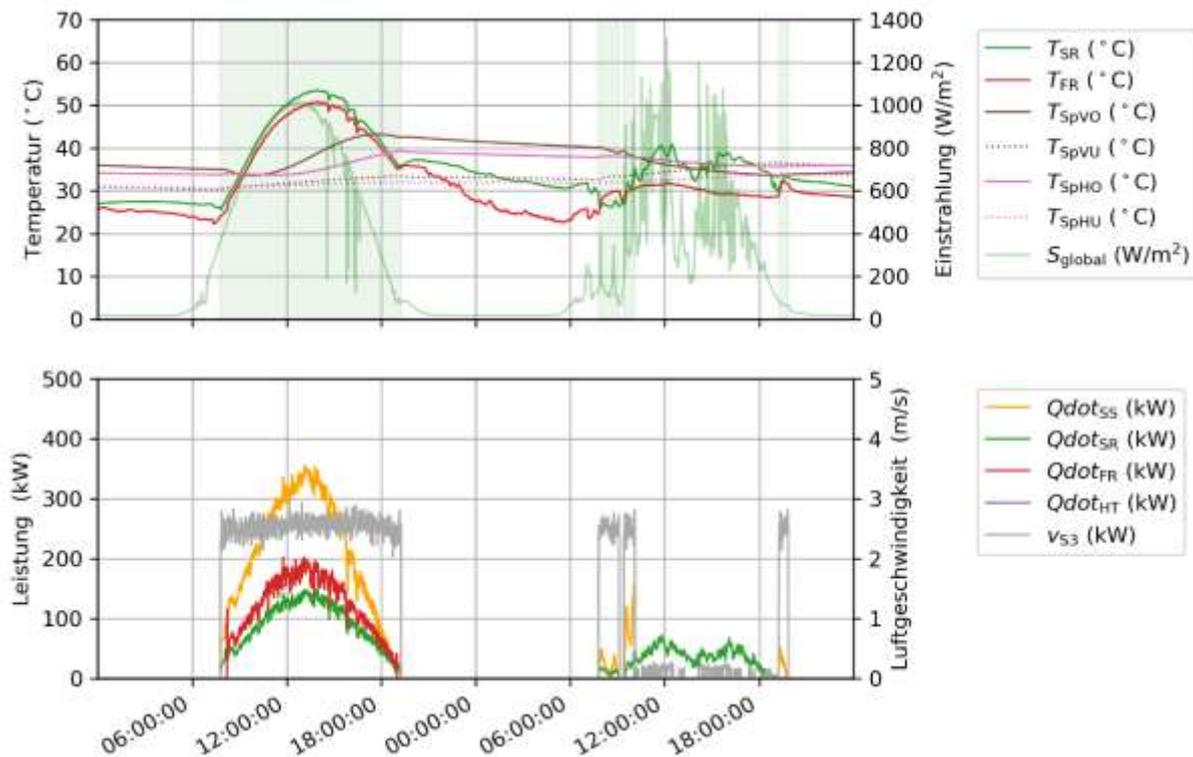


Abbildung 231: Lufttemperaturen von zwei Verbrauchern in Verwendung, Temperatur des Steinspeichers (vorne oben, vorne unten, hinten oben und hinten unten), Einstrahlung und Trocknungsleistung gesamt und bei den drei Verbrauchern. Geschwindigkeit des am Kollektorfeld 3 austretenden Luftstroms. Grün hinterlegt ist der Betrieb der Solaranlage (6.7. bis 7.7.2017)

Abbildung 232 zeigt den Betrieb der Nachheizung ersichtlich an der Trocknungsleistung am Schrägrost und Heutrocknung ohne solare Einstrahlung in den Abendstunden. Messtechnisch wurde die Nachheizung nicht erfasst. Bedingt durch die geringe und wechselhafte Einstrahlung wird an diesem Tag nur ein Teil über die Solaranlage gedeckt. Die Nachheizung ergänzt durch ein Register im Sammelschacht über eine Solltemperaturregelung den Energiebedarf des Trocknungsprozesses. Gegen 15:25 Uhr wird zusätzlich der Steinspeicher geladen, was deutlich am Steigen von 35 °C auf 45 °C der Steinspeichertemperatur T_{SpVO} zu erkennen ist. Um 23:38 Uhr wird die Anlage deaktiviert.

Weiters ist ersichtlich, dass auch ohne den Betrieb der Solaranlage eine Strömung aus dem Kollektor 3 auftritt. Diese Strömung wurde auch an anderen Tagen beobachtet, wenn die Nachheizung, aber nicht die Solaranlage, in Betrieb ist (hauptsächlich im Oktober). Die gemessenen Luftgeschwindigkeiten liegen bei 0,18 m/s was einem Volumenstrom von 285 m³/h im Luftschacht von Kollektor 3 entspricht. Dieser Luftstrom kann zwar mangels Temperaturerhöhung nicht zur Trocknung beitragen, ist aber aufgrund des Verhältnisses zu den erheblich höheren Nennvolumenströmen der Verbraucher als unkritisch zu betrachten.

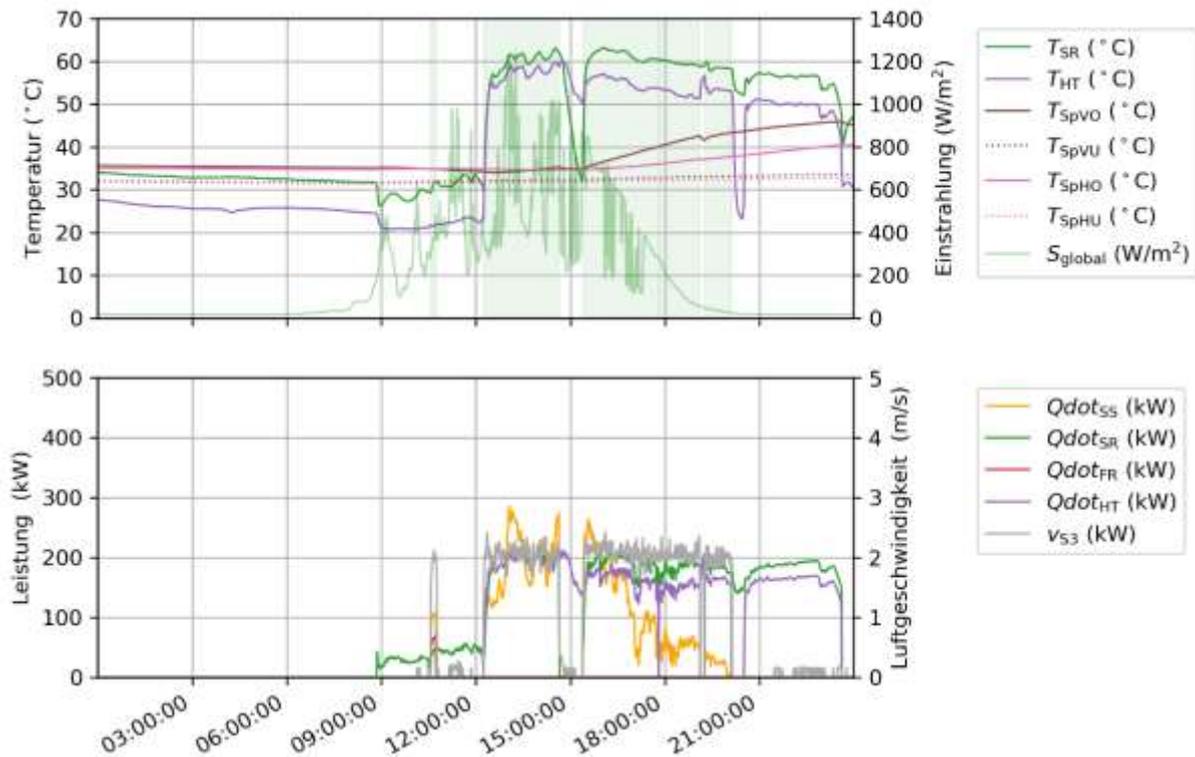


Abbildung 232: Lufttemperaturen von zwei Verbrauchern in Verwendung, Temperatur des Steinspeichers (vorne oben, vorne unten, hinten oben und hinten unten), Einstrahlung und Trocknungsleistung gesamt und bei den drei Verbrauchern. Geschwindigkeit des am Kollektorfeld 3 austretenden Luftstroms. Grün hinterlegt ist der Betrieb der Solaranlage (16.8.2017)

Abbildung 233 stellt die durchschnittliche Tagesleistung der solaren Wärmeerzeugung und die Leistung aller Verbraucher über den gesamten Monitoringzeitraum (oben) und als nach der Leistung sortierte Jahresdauerlinie (unten) dar. Die Nachheizung wurde messtechnisch nicht erfasst und ist daher nicht dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die durchschnittliche Verbrauchsleistung in der ersten Jahreshälfte gering ist, allerdings nachfragebedingt in der zweiten Jahreshälfte erheblich zunimmt. Die fehlende Leistung muss daher durch die Hackschnitzelheizung (2x350 kW) bereitgestellt werden. In der ersten Jahreshälfte trägt die Solaranlage den größten Beitrag zur Deckung des Verbrauchs (siehe auch Abbildung 222) bei.

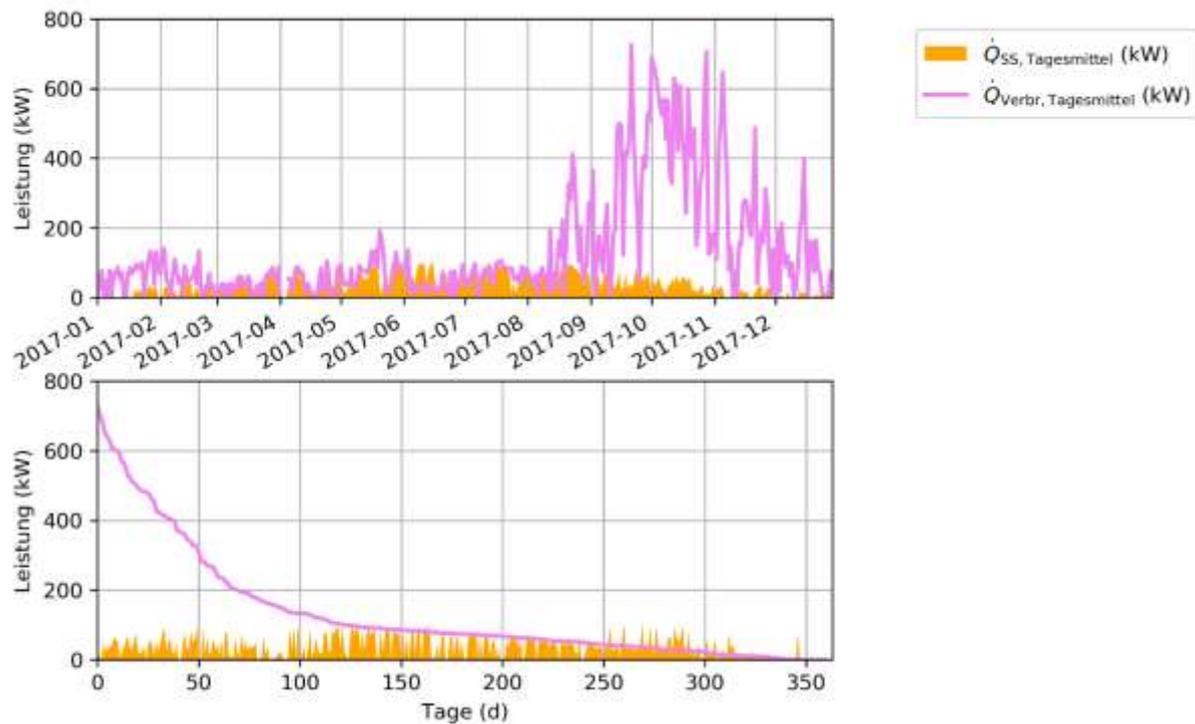


Abbildung 233: Mittlere Bereitstellung der Wärmeerzeuger sowie mittlere Last der Verbraucher oben chronologisch und unten nach der Last absteigend sortiert (Jänner bis Dezember 2017)

7.10.6 Anlagen Status Quo

Die Anlage zeigt ein zufriedenstellendes Betriebsverhalten, das weitgehend den Erwartungen entspricht.

Der gemessene spezifische Jahresertrag liegt mit 706 kWh/m^2 um 6 % höher als erwartet, gleichzeitig war im Beobachtungsjahr die Einstrahlung mit 1279 kWh/m^2 um 11 % höher als in der Prognose. Somit kann sowohl die Planung, als auch der Betrieb als zufriedenstellend bezeichnet werden. Die Nutzung der Anlage war aufgrund der hohen Nachfrage (speziell im Herbst) höher als geplant, wodurch die Nachrüstung einer Hackschnitzelheizung notwendig wurde.

Geringe Fehlströmungen wurden identifiziert, wenn ausschließlich die Nachheizung (aber nicht die Solaranlage) betrieben wird. Es müssten eine oder mehrere mechanische Klappen nachgerüstet werden. Dies wurde dem Fördernehmer gemeldet, das Optimierungspotential ist hier allerdings gering.

8 Literaturverzeichnis

Hadorn, J.-C. (2015). *Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings*. Berlin: Wilhelm Ernst & Sohn.

ÖNORM B 5019. (2017). *Hygienerelevante Planung, Ausführung, Betrieb, Überwachung und Sanierung von zentralen Trinkwasser-Erwärmungsanlagen*. Wien: Austrian Standards Institute.

Fink et al., 2010:

Christian Fink, Waldemar Wagner,: Leitfaden zum Monitoringkonzept im Rahmen des Begleitforschungsprogramms zur Förderaktion des Klima- und Energiefonds "Solarthermie - solare Großanlagen"; AEE INTEC, Gleisdorf, Österreich, 2010

Fink et al., 2015:

Christian Fink, Samuel Knabl, Roman Stelzer, Bernd Windholz: Endbericht zum Projekt „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm Solarthermie-Solare Großanlagen 2010“; AEE INTEC, Gleisdorf, Österreich, 2015

Fink et al., 2016:

Christian Fink, Samuel Knabl, Waldemar Wagner, Roman Stelzer, Bernd Windholz, Franz Helminger: Endbericht zum Projekt „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm Solarthermie - Solare Großanlagen 2011“; AEE INTEC, Gleisdorf, Österreich, 2016

Fink et al., ZB 2018:

Christian Fink, Samuel Knabl, Walter Becke, Reinhard Pertschy, Franz Helminger, Max Blöchle, Thomas Natiesta: 3. Zwischenbericht zum Projekt „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm Solarthermie - Solare Großanlagen 2014“; AEE INTEC, Gleisdorf, Österreich, 2018

Fink et al., 2019a:

Christian Fink, Samuel Knabl, Jakob Binder, Walter Becke, Waldemar Wagner, Roman Stelzer, Bernd Windholz, Franz Helminger: Endbericht zum Projekt „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm Solarthermie - Solare Großanlagen 2012“; AEE INTEC, Gleisdorf, Österreich, 2019

Fink et al., ZB 2019b:

Christian Fink, Walter Becke, Veronika Hierzer, Michael Reisenbichler, Reinhard Pertschy, Max Blöchle, Franz Helminger, Thomas Natiesta: 3. Zwischenbericht zum Projekt „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm Solarthermie - Solare Großanlagen 2015“; AEE INTEC, Gleisdorf, Österreich, 2019

Fink et al., ZB 2019c:

Christian Fink, Walter Becke, Veronika Hierzer, Jakob Binder, Reinhard Pertschy, Max Blöchle, Franz Helminger, Thomas Natiesta: 2. Zwischenbericht zum Projekt „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm Solarthermie - Solare Großanlagen 2016“; AEE INTEC, Gleisdorf, Österreich, 2019

Fink et al., ZB 2019d:

Christian Fink, Walter Becke, Jakob Binder, Reinhard Pertschy: 1. Zwischenbericht zum Projekt „Wissenschaftliche Begleitforschung zum Förderprogramm Solarthermie-Solare Großanlagen 2017“; AEE INTEC, Gleisdorf, Österreich, 2019