

7 Beschreibung der Projekte mit abgeschlossener einjähriger Monitoringphase und Darstellung der relevanten Messergebnisse

Wie in Tabelle 1 beschrieben, konnte bereits bei 8 Projekten die ein Betriebsjahr umfassende Monitoringphase abgeschlossen werden. Nachfolgend sind dazu sowohl allgemeine Anlagenbeschreibungen als auch die wesentlichen Messergebnisse dargestellt.

7.1 Kral Pumpen Lustenau, Vbg.

7.1.1 Allgemeine Anlagenbeschreibung

<u>Projektname:</u>	Kral Pumpen Lustenau
<u>Adresse:</u>	6890 Lustenau
<u>Art der Anwendung:</u>	Solarunterstützte Klimatisierung (Kühlung, Warmwasseraufbereitung und Heizung)
<u>Verbraucher:</u>	Kühlung (Neubau): Produktionshalle, Lager, Maschinenkühlung (insg. ca. 260 kW) Raumheizung und WW-Bereitung (Neubau): Produktionshalle, Lager, Sozialtrakt, Lackieranlage, (insg. ca. 400 kW)
<u>Bruttokollektorfläche:</u>	553 m ² auf dem Sheddach, Vakuumröhrenkollektor (Ritter XL Solar)
<u>Ausrichtung:</u>	45° nach Westen
<u>Neigung:</u>	30°
<u>Energiespeichervolumen:</u>	15 m ³ Wärmespeicher, 10 m ³ Kältespeicher
<u>Nachheizungssystem:</u>	Druckluftabwärme 20,2 kW, Ölkessel 240 kW, Reversible Wärmepumpe (115 kW)
<u>Kältemaschine:</u>	Absorptionskältemaschine 150 kW (Cofely HRXZ 150), Kompressionskältemaschine 150 kW
<u>Solarer Deckungsgrad:</u>	Heizen und Kühlen: 72 % (Messung)
<u>Spezifischer Ertrag:</u>	487 kWh/m ² a (Messung bezogen auf die Aperturfläche)
<u>Projektstatus:</u>	Monitoringphase beendet mit Juli 2013
<u>Zuständigkeit Begleitforschung:</u>	AEE INTEC

Die 1950 gegründete KRAL AG fertigt am Standort Lustenau Pumpen und Durchflussmessgeräte für Flüssigkeiten basierend auf dem Schraubenspindelprinzip. Im Zuge einer Erweiterung des Produktionsareals im Jahr 2012 war es auch erklärtes Ziel der Unternehmensleitung, für den Neubau ein zukunftsfähiges und nachhaltiges Energieversorgungskonzept umzusetzen. Dabei kam schlussendlich ein Konzept zur Umsetzung, das eine thermische Aktivierung der Fundamentplatte sowohl zum Kühlen als auch zum Heizen ermöglicht. Hinsichtlich der Versorgungstechnologien standen ein 240 kW Ölkessel und eine reversible Wärmepumpe mit 115 kW Wärmeleistung (149 kW Kälteleistung) zur Verfügung. Aufgrund der zu erwartenden hohen Kühlleistungen in der neuen Produktionshalle (ca. 260 kW) bestand auch auf der Versorgungsseite Handlungsbedarf. Hier entschied sich die Betriebsleitung eine Kombination aus thermischer Kühlung (150 kW Absorptionsmaschine zur Abdeckung der Grundlast, siehe Abbildung 7) und Kompressionskältemaschine (Kaltwassersatz zur Spitzenlastkühlung mit ca. 150 kW) umzusetzen. Die notwendige Wärme sollte dabei zum überwiegenden Teil aus einer thermischen Solaranlage kommen, weshalb auf den 45° nach Westen orientierten Sheddächern des Neubaus 553 m² direkt durchströmte Vakuumröhrenkollektoren

installiert wurden (siehe hierzu Abbildung 6). In Verbindung mit der Abwärme aus Druckluftanlagen (20 kW) und dem bestehenden Ölkessel mit 240 kW übernimmt das Solarsystem die Wärmeversorgung für die thermische Kühlung als auch für Warmwasserbereitung und Raumwärme. Dabei beträgt der prognostizierte solare Deckungsgrad über ein Kalenderjahr rund 68%.



Abbildung 6: Ansicht des Kollektorfelds der Anlage „Kral Pumpen Lustenau“ (links) und des Betriebsgebäudes (rechts), Bildquelle: AEE INTEC

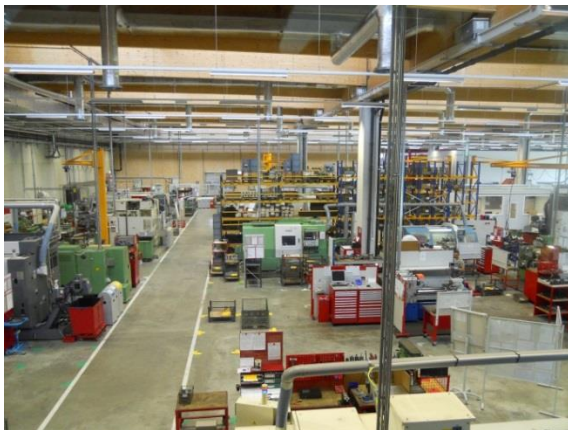


Abbildung 7: Ansicht der neuen Produktionshalle der Anlage „Kral Pumpen Lustenau“ (links) und 150 kW Absorptionskältemaschine (rechts), Bildquelle: AEE INTEC

7.1.2 Hydraulik- und Messkonzept

Abbildung 8 zeigt das Hydraulik- und Messkonzept der Anlage „Kral Pumpen Lustenau“. Das Solarsystem wurde direkt (ohne Systemtrennung) mit dem Pufferspeicher und der restlichen Wärme- und Kälteversorgung des Neubaus verbunden. Der Wärmeträger ist aus diesem Grund Wasser, was ein Systemspezifikum des Solaranlagenbauers Ritter XL darstellt. Um Frostschäden in Wintermonaten zu vermeiden, wird eine spezielle Frostschutzschaltung (Wärme aus dem Speicher wird temperaturorientiert zum Kollektor rückgeführt) betrieben. Bei einem Stromausfall sorgt eine unterbrechungsfreie Stromversorgung für den Frostschutz der Anlage. Um das Dampfvolument im Stagnationsfall zu reduzieren, wird bei dieser Anlage ein Zwei-Wege-Ventil geöffnet, das den Vorlauf und den Rücklauf verbindet und somit das Leerdrücken des Kollektors über beide Anschlüsse ermöglicht. Neben dem Solarsystem sind auch die Abwärmen aus den Druckluftaggregaten und der Nachheizungsanteil des Ölkessels für den Neubau in den Pufferspeicher eingebunden. Die hydraulische Verbindung zwischen neu errichteten Anlagen und bestehenden Anlagen erfolgt sowohl bei der Wärme- als auch der Kälteversorgung über externe Wärmetauscher. Aus dem zentralen 15 m³ fassenden Pufferspeicher erfolgt einerseits die Versorgung der Heizkreisläufe und der

Monitoringleitfaden zum Förderprogramm solarthermische Großanlagen) sowie die wärmeinputseitige Bilanzierung der neu errichteten Gebäudeteile.

Konkret kommen sechs Wärmemengenzähler, 18 Temperatursensoren, fünf Stromzähler (zur Bestimmung des elektrischen COP der thermischen Kältemaschine), ein Drucksensor im Solarprimärkreislauf sowie ein Globalstrahlungssensor in der Kollektorebene zum Einsatz. Die Beschreibung der einzelnen Messpunkte ist nachfolgend zusammengefasst:

Solarkreis & Speicher

Q_{GS}	Globalstrahlungssensor
T_{Koll}	Kollektortemperatur
p_{sol}	Drucksensor Solarkreis
$T_{Solar\ VL}$	Solarvorlauftemperatur
$T_{Solari\ RL}$	Solarrücklauftemperatur
Q_{Solar}	Wärmemengenzähler Solar
$T_{P\ o}$	Pufferspeichertemperatur Oben
$T_{P\ m}$	Pufferspeichertemperatur Mitte
$T_{P\ u}$	Pufferspeichertemperatur Unten

Nachheizung

$T_{Nachheizung\ VL}$	Vorlauftemperatur Nachheizung
$T_{Nachheizung\ RL}$	Rücklauftemperatur Nachheizung
$Q_{Nachheizung}$	Wärmemengenzähler Nachheizung
$T_{Druck\ VL}$	Vorlauftemperatur WRG Druckluftanlage
$T_{Druck\ RL}$	Rücklauftemperatur WRG Druckluftanlage
Q_{Druck}	Wärmemengenzähler WRG Druckluftanlage

Kältekreis

$T_{Austreiber\ VL}$	Austreiberkreis-Vorlauftemperatur
$T_{Austreiber\ RL}$	Austreiberkreis-Rücklauftemperatur
$Q_{Austreiber}$	Wärmemengenzähler Austreiberkreis
$T_{Kälte\ VL}$	Kältekreis-Vorlauftemperatur
$T_{Kälte\ RL}$	Kältekreis-Rücklauftemperatur
$Q_{Kälte}$	Wärmemengenzähler Kältekreis
$T_{Kühlturm\ VL}$	Kühlturm-Vorlauftemperatur
$T_{Kühlturm\ RL}$	Kühlturm-Rücklauftemperatur
$E_{PU-Austreiber}$	Stromzähler Austreiber-Pumpe
$E_{PU-Rückkühler}$	Stromzähler Rückkühler-Pumpe
$E_{PU-Ventilator}$	Stromzähler Ventilator-Pumpe
$E_{PU-Kältekreis}$	Stromzähler Kältekreis-Pumpe
$E_{Kältemaschine}$	Stromzähler Kältemaschine

Verteilerkreis

$T_{HZ\ VL}$	Verteilerkreis-Vorlauftemperatur
$T_{HZ\ RL}$	Verteilerkreis-Rücklauftemperatur
Q_{HZ}	Wärmemengenzähler Verteilerkreis

7.1.3 Energiebilanz

Abbildung 9 zeigt die Input-Output-Bilanz rund um den neu errichteten 15 m³ Wärmespeicher im Projekt „Kral Pumpen Lustenau“. Der Wärmeeintrag findet über die Solaranlage (gelb), die Abwärme aus den Druckluftkompressoren (grün) als auch über die Ölkesselanlage (rot) statt. Verbraucher bilden die Absorptionskältemaschine (Austreiberkreis – dunkelblau), der Heizungskreis (grau) sowie die Einspeisung in den Altbau (violett). Die von der thermischen Kühlmaschine generierte Kälte wird aus Vollständigkeitsgründen dargestellt (hellblau), ist aber nicht bilanzrelevant.

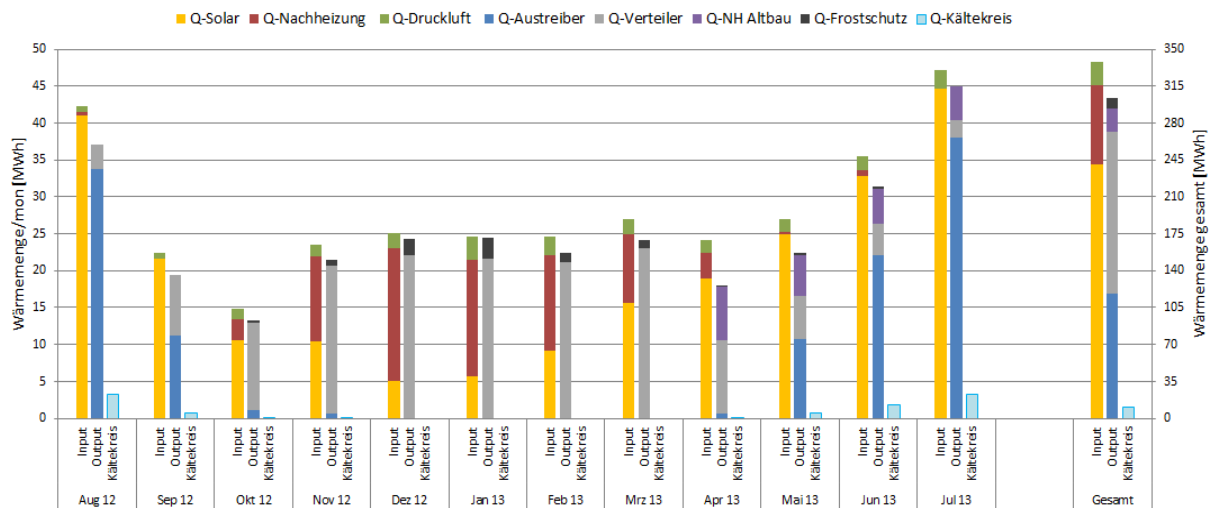


Abbildung 9: Energiebilanz der Anlage „Kral Pumpen Lustenau“ (August 2012 bis Juli 2013)

Die Differenz zwischen den Wärmeinputs und Wärmeoutputs ergibt sich aufgrund von Wärmeverlusten des Energiespeichers sowie durch Rohrleitungsverluste zwischen den jeweiligen Wärmemengenzählern und dem Energiespeicher. Diese betragen beim Projekt „Kral Pumpen Lustenau“ zwischen August 2012 und Juli 2013 rund 13 % des Gesamtenergieeintrags.

7.1.4 Vergleich Simulation - Messwerte

Im Zuge der Einreichung wurde vom Förderwerber in den beigelegten Simulationsrechnungen als Verbraucher nur der Kältebedarf berücksichtigt. Wie deutlich in Abbildung 9 ersichtlich, entfällt ein zentraler Verbraucher aber auch auf die Raumheizung und Warmwasserbereitung in Zeiten ohne Kühlbedarf. Um für die einjährige Monitoringphase ein belastbares Benchmark (Vergleichswert) zur Verfügung zu haben, führte das Begleitforschungsteam angepasste Simulationsrechnungen (angepasste Verbräuche für Raumheizung, Warmwasser als auch Kälte) durch.

Wie in Abbildung 10 ersichtlich, liegt der gemessene Solarertrag der Anlage „Kral Pumpen Lustenau“, nach Beendigung des einjährigen Beobachtungszeitraums (August 2012 bis Juli 2013), etwas über dem simulierten Solarertrag und spiegelt damit einen stabilen Anlagenbetrieb wider.

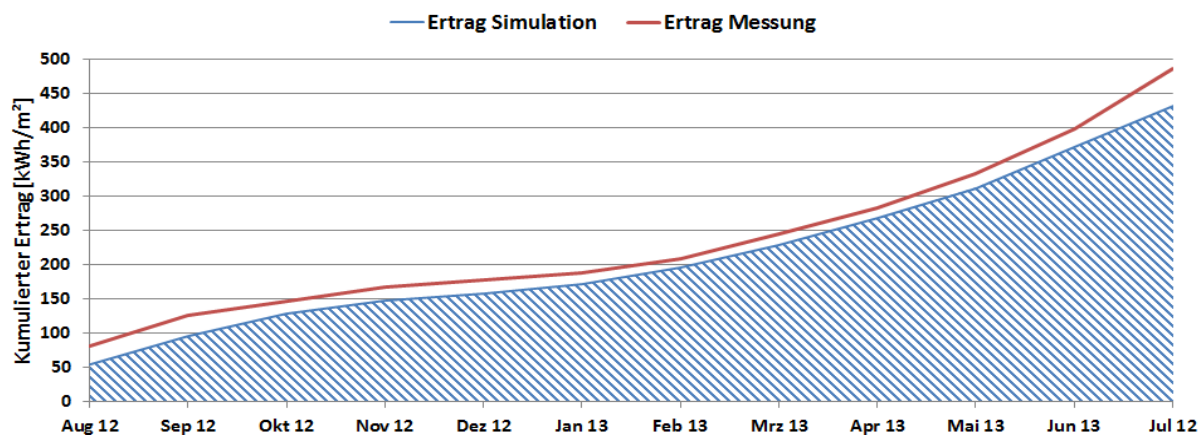


Abbildung 10: Vergleich des gemessenen spezifischen Solarertrags mit dem Simulationwert für die Anlage „Kral Pumpen Lustenau“ (August 2012 bis Juli 2013)

Ein Vergleich des simulierten solaren Deckungsgrads (Definition: Solarertrag dividiert durch Gesamtwärmeinput in den Pufferspeicher) mit dem gemessenen solaren Deckungsgrad ist in Abbildung 11 dargestellt. Es ist gut ersichtlich, dass der gemessene

solare Deckungsgrad mit 72% etwas über den Prognosewerten (68%) liegt. Trotz des zufriedenstellenden Betriebs bedeuten solare Deckungsgrade in den Sommermonaten von knapp 100% aber auch einige Stagnationszeiten, sprich Zeiten, in denen die Solareinstrahlung nicht genutzt werden kann. Da im Bestandsgebäude zu diesen Zeiten auch Wärmebedarf besteht (Warmwasserbereitung) und zur Erreichung einer verbesserten Nutzung der Solareinstrahlung, wurde im April 2013 eine hydraulische Verbindung zum ursprünglich bestehenden Wärmeversorgungssystem realisiert.

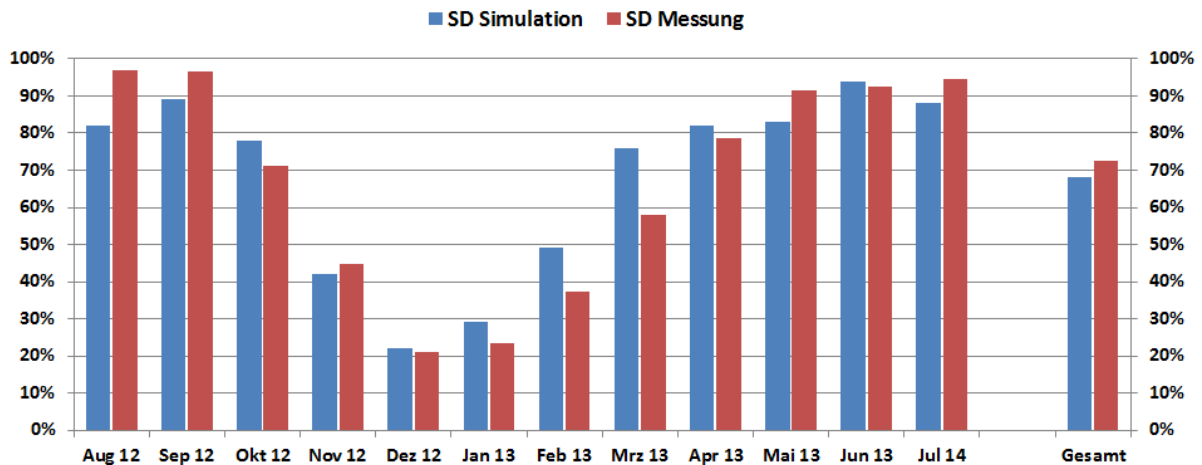


Abbildung 11: Vergleich des gemessenen solaren Deckungsgrades mit dem Simulationwert für die Anlage „Kral Pumpen Lustenau“ (August 2012 bis Juli 2013)

Abbildung 12 zeigt einen Vergleich des in der Simulation berücksichtigten Wärmeverbrauchs mit den tatsächlich von den Verbrauchern nachgefragten Wärmemengen. Da die im Rahmen des Einreichprozesses vom Betreiber beigestellte Anlagensimulation auf einer Verbrauchsannahme beruhte, die nur den Kältebedarf berücksichtigte, wurde für eine neuerliche Anlagensimulation und die Generierung von Benchmarks auch der Raumwärme- und der Warmwasserbedarf durch das Begleitforschungsteam berücksichtigt. Der zusätzliche Verbrauch ab April 2013 (Verbindung mit dem Bestandsgebäude) wurde dabei in der Simulation nicht berücksichtigt.

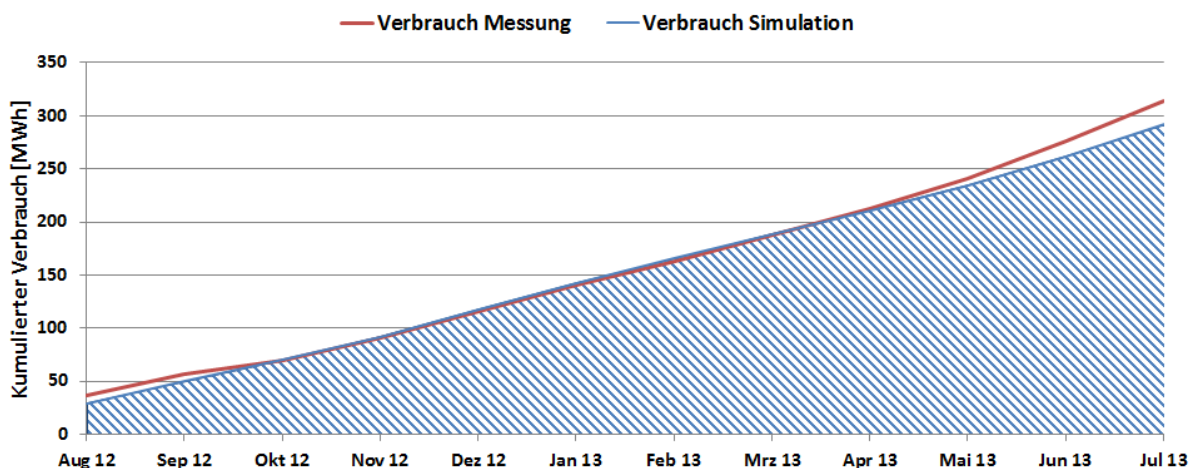


Abbildung 12: Vergleich des gemessenen Verbrauchs mit dem Simulationwert für die Anlage „Kral Pumpen Lustenau“ (August 2012 bis Juli 2013)

Zur Bewertung der Effizienz der Kältemaschine, wird für Anlagen im Anwendungsbereich „Solare Kühlung“ (eigene Kategorie Förderprogramm des Klima- und Energiefonds) der thermische als auch der elektrische „Coefficient of performance“ (COP) ermittelt. Der thermische COP einer Absorptionskältemaschine ist über den Quotient der Kälteleistung

am Verdampfer zur Heizleistung am Austreiber definiert. Der elektrische COP gibt das Verhältnis der von der Absorptionskältemaschine abgegebenen Kälteenergie zur aufgenommenen elektrischen Energie an. Die elektrische Energie beinhaltet die Summe der Stromverbraucher der Kältemaschine, des Kühlturms sowie den Strombedarf durch den Betrieb von Pumpen im Austreiberkreis, im Rückkühlerkreis und im Kältekreis. Als Qualitäts-Benchmark wurden in der Ausschreibung zum Förderprogramm des Klima- und Energiefonds elektrische COPs größer 5 bzw. thermische COPs größer 0,6 definiert.

In Monaten mit erhöhtem Kühlbedarf (Juli 2012, August 2012 sowie Juni 2013 und Juli 2013) bzw. bei Vollastbetrieb der Kältemaschine wurden elektrische COPs zwischen 4,52 (Juni 2013) und 5,25 (Juli 2012 sowie Juli 2013) erreicht. In Zeiten mit nicht durchgehendem Kühlbedarf bzw. im Teillastbetrieb der Kälteanlage (September und Oktober), kommt es zu einer Verringerung des elektrischen aber auch des thermischen COPs. Der thermische COP der Absorptionskältemaschine lag in den Monaten Juli 2012 und August 2012 bei 0,59 und 0,66 sowie im Juni 2013 und Juli 2013 bei 0,60 und 0,66. Beide Kennzahlen zeigen ein grundsätzlich zufriedenstellendes Betriebsverhalten.

Zu berücksichtigen ist hierbei, dass der Rückkühler nicht nur direkt mit der thermischen Kühlmaschine gekoppelt ist, sondern auch für die Kompressionskältemaschine und das Wegkühlen der Kompressorabwärme (wenn kein Wärmebedarf besteht) verwendet wird. Da es parallele Betriebszeiten der Aggregate gibt, kann der Stromverbrauch des Ventilators aber nicht unmittelbar nur der thermischen Kühlmaschine zugerechnet werden, weshalb die Ergebnisse betreffend den elektrischen COP in der Tendenz noch günstiger liegen.

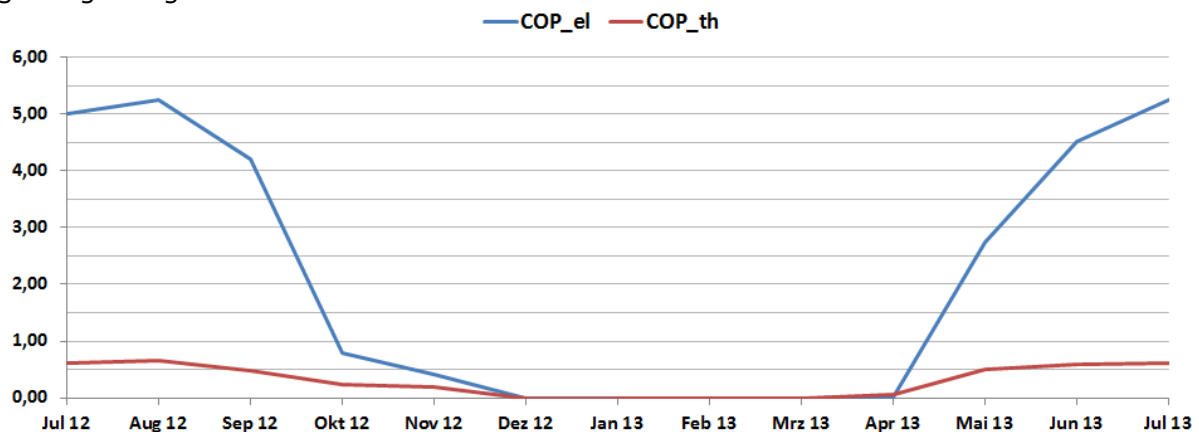


Abbildung 13: Verlauf des elektrischen sowie des thermischen COP (Juli 2012 bis Juli 2013)

7.1.5 Detailbetrachtung und Optimierungspotenziale

Das gesamte Wärmeversorgungssystem „Kral Pumpen Lustenau“ zeigte im Betrachtungszeitraum ein weitgehend unauffälliges Betriebsverhalten. Einzig im Bereich der Betriebsweise des Solarsystems sind hinsichtlich Einschaltregelung und Frostschutzschaltung Fragestellungen aufgetaucht, die seitens des Begleitforschungsteams mit dem Systemlieferanten Ritter XL Solar diskutiert wurden. Zur Verdeutlichung der speziellen Betriebsweise des rein wassergeführten solarthermischen Systems zeigt Abbildung 14 beispielhaft den Tagesverlauf des Solarkreises der Anlage „Kral Pumpen Lustenau“ vom 26. Juli 2012. Die darin vermerkten Nummern zeigen die speziellen Eigenheiten des Systems.

Punkt 1: Einschalten der Solaranlage um ca. 4:00 Uhr morgens

Deutlich kann erkannt werden, dass die Solarpumpe um 4 Uhr morgens in Betrieb genommen wird. Laut „Ritter XL Solar“ hat das den Hintergrund, dass bei abgeschalteter Solarpumpe die Temperatur in den CPC-Röhrenkollektoren nicht exakt gemessen werden

kann. Damit die Solarpumpe nicht mit zu großer Verzögerung eingeschaltet wird (Stagnationsgefahr), wird diese abhängig von der Kollektortemperatur immer wieder kurz eingeschaltet. Aufgrund der Möglichkeit, dass in den Sommermonaten auch nachts die Kollektorausstrittstemperatur nicht unter 30 °C abkühlt wird dieses als „Anschieben“ bezeichnete Starten der Pumpe auf 4:00 Uhr und 20:00 Uhr begrenzt. Eine Reduktion des Zeitfensters könnte zwar unnötige Startvorgänge (bei der Anlage Kral Pumpen Lustenau kein Solarertrag zu diesen Zeitpunkt) verhindern, aufgrund des geringen Energieverbrauchs durch diese „Anschiefefunktion“ ist eine Umstellung jedoch nicht zwingend erforderlich.

Punkt 2: Schwingende Vor- und Rücklauftemperaturen der solarthermischen Anlage

Eine weitere Eigenheit des Systems von Ritter XL Solar stellt die taktende Betriebsweise der Solarpumpe auch unter Einstrahlung dar. Im Gegensatz zu einer unter Einstrahlung kontinuierlich laufenden Pumpe (Standardregelung bei konventionellen Systemkonzepten), wird der Energiespeicher nach dem Prinzip Ritter XL Solar alternierend beladen. Sobald die Solltemperatur inkl. einer entsprechenden Schalthysterese im Kollektor erreicht wurde, wird der komplette Kollektorinhalt in den Speicher gepumpt und durch kühles Medium aus dem Speicher soweit abgekühlt, dass die Pumpe wieder ausschaltet. Dieser Prozess wiederholt sich regelmäßig.

Punkt 3: Stagnationsverhalten der solarthermischen Anlage.

Bei der Anlage Kral Lustenau wurde eine maximale untere Speichertemperatur von 75 °C und eine maximale obere Speichertemperatur von 95°C festgelegt. Ausgehend von einem maximalen Temperaturhub von 20 K (lt. Ritter XL Solar) kann so sichergestellt werden, dass einerseits im oberen Speicherbereich nicht die Siedetemperatur überschritten wird und andererseits ungünstige Regelungseinstellungen die Anlage ungewollt außer Betrieb setzen. Konkret bedeutet das, dass beim Erreichen von 75°C im Speicher unten die Solarpumpe abgeschaltet wird (siehe Abbildung 14, Punkt 3 um ca. 16 Uhr). Neben dem Abfallen des Volumenstroms im Solarkreis kann man dieses Verhalten an einer rasch ansteigenden Kollektortemperatur erkennen. An diesem Tag im Juli 2012 reichte die Einstrahlung aber nicht mehr aus, um den Kollektorinhalt zu verdampfen, was anhand der maximalen Kollektortemperatur von 120°C und dem durchwegs konstanten Anlagendruck deutlich wird.

Punkt 4: Einschalten der Solaranlage in den frühen Abendstunden

Die Solarpumpe bleibt in Folge eines Stagnationszustands solange ausgeschaltet, bis die Kollektortemperatur 65 °C unterschreitet. Im dargestellten Beispiel in Abbildung 14 ist das anhand eines nochmaligen kurzen Einschaltens der Solarpumpe um ca. 22 Uhr ersichtlich. Da es sich zu dieser Betriebszeit nur um gespeicherte Wärme im Kollektor handelt, ist die Laufzeit auch nur von kurzer Dauer. Konkret könnte hier die Anhebung der Kollektoreinschaltemperatur nach Anlagenstagnation auf z.B. 90°C angedacht werden.

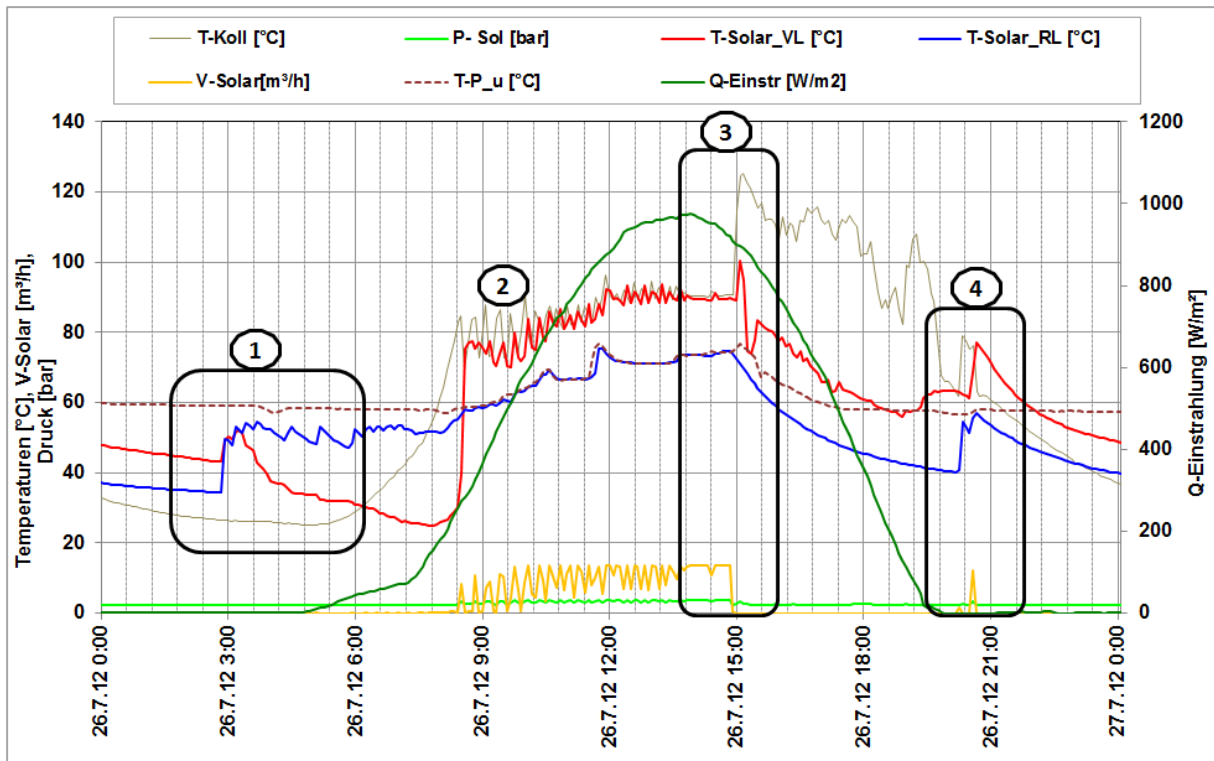


Abbildung 14: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises zuzüglich des Verlaufs des Drucks, des Volumenstroms, der Pufferspeichertemperatur und der Globalstrahlung (26.07.2012)

Da, wie bereits erwähnt, bei diesem Anlagenprinzip das System mit Wasser als Wärmeträger betrieben wird, wurde vom Systemanbieter Ritter XL Solar eine spezielle Frostschutzregelung implementiert. Die Regelung sieht vor, dass durch temperaturabhängiges, kurzes Einschalten der Solarpumpe Kollektoren und Rohrleitungen frostfrei gehalten werden. Immer wenn die Kollektortemperatur unter 7 °C sinkt, wird die Frostschutzfunktion aktiv. Die Intervallregelung hält die Kollektortemperatur im Temperaturbereich zwischen 3 °C und 10 °C. Sinkt die Kollektortemperatur unter 3 °C, so läuft die Solarpumpe dauerhaft bis die Kollektortemperatur 4 °C wieder übersteigt. Erst wenn die Kollektortemperatur für mehr als 24 Stunden 10 °C übersteigt, wird die Frostschutzfunktion beendet.

Abbildung 15 zeigt das Prinzip Frostschuttschaltung beispielhaft dargestellt für den 2. Jänner 2013. Deutlich ersichtlich ist die aktive Frostschutzfunktion an dem Umstand, dass die Solarrücklauftemperatur (blau) wärmer ist als die Solarvorlauftemperatur (rot). Weiters zeigt auch die Darstellung der Wärmemengen, ob es sich bei Pumpenbetrieb um einen positiven Wärmeeintrag (grün) oder um einen Wärmeverlust (violett) handelt. Die Frostschutzfunktion ist an diesem Tag in den Morgenstunden zwischen ca. 4:00 Uhr und 5:00 Uhr. Die Anlage wird dann ab ca. 13:0 Uhr in Betrieb genommen, was zu positiven Wärmeeinträgen bis ca. 17:30 führt. Ab diesem Zeitpunkt setzt trotz einer Kollektortemperatur von 20°C bereits wieder die Frostschuttschaltung ein. Das führt zu unnötigen Wärmeverlusten, wie an den negativ dargestellten Wärmemengen (violett) deutlich zu erkennen ist. Ein ähnliches Ein- bzw. Ausschaltverhalten in Folge der Frostschuttschaltung konnte an einer Vielzahl von Tagen beobachtet werden.

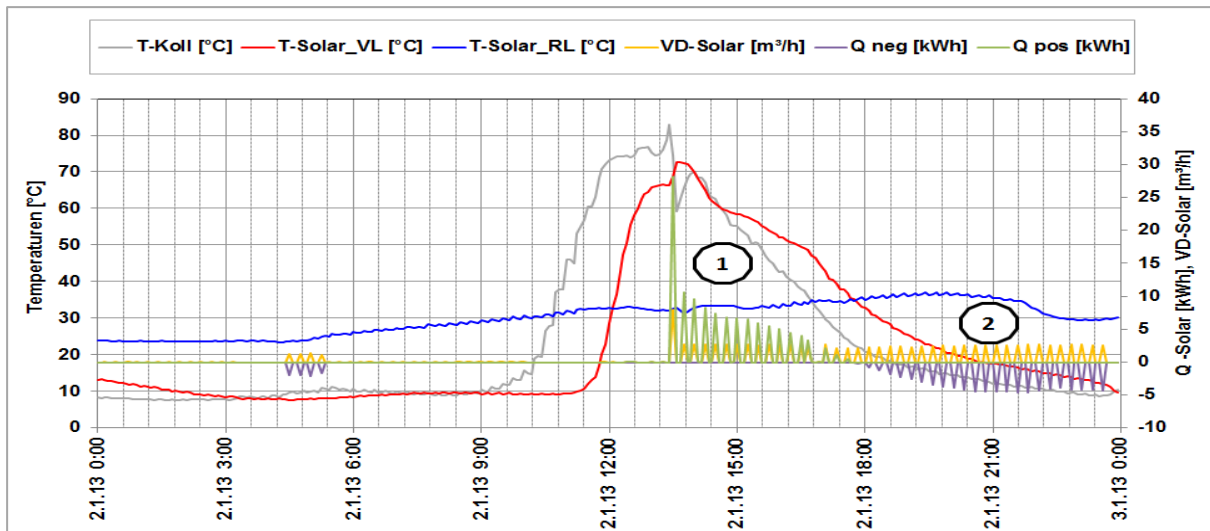


Abbildung 15: Beispielhafter Temperaturverlauf des Solarkreises zuzüglich des Verlaufs des Volumenstroms und der von der solarthermischen Anlage produzierten positiven bzw. negativen Wärmeinträge (21.01.2013)

Nach Rücksprache mit der Fa. Ritter XL Solar wurde deutlich, dass die Frostschutzfunktion des Kollektorfeldes in der Regelung mittels vier Sensoren durchgeführt wird. An das Monitoringsystem der Begleitforschung ist jedoch nur ein Kollektorfühler gekoppelt. Wie vermutet, zeigte sich bei den weiteren Nachprüfungen durch Ritter XL Solar, dass sich jeweils einer von den vier Temperatursensoren immer unter dem Schwellenwert befindet und somit die Frostschutzfunktion aktiv hält. Eine aus dieser Erkenntnis resultierende Überprüfung der Temperatursensoren, gemeinsam mit Mitarbeitern von Ritter XL Solar, ergab jedoch keine fehlerhaften Sensoren.

Abbildung 16 zeigt einen Vergleich der monatlich generierten Solarerträge mit den Wärmeverlusten in Folge der Frostschutzschaltung. Gut erkennbar ist, dass in den Monaten August 2012, September 2012 sowie in den Monaten Mai 2013 bis Juli 2013 keine Wärme für die Frostfreihaltung aufgewendet wurde. Erst bei tieferen Außentemperaturen (November 2012, Dezember 2012 und Jänner 2013) muss ein durchaus beträchtlicher Anteil des solaren Wärmeeintrags für die Frostfreihaltung eingesetzt werden. Beispielsweise betrug der Wärmeverlust für Frostschutz im Dezember 2012 47% und im Jänner 2013 rund 52% der generierten solarthermischen Wärme. Über den gesamten Betrachtungszeitraum von August 2012 bis Ende Juli 2013 betrug der Verlustanteil 4%.

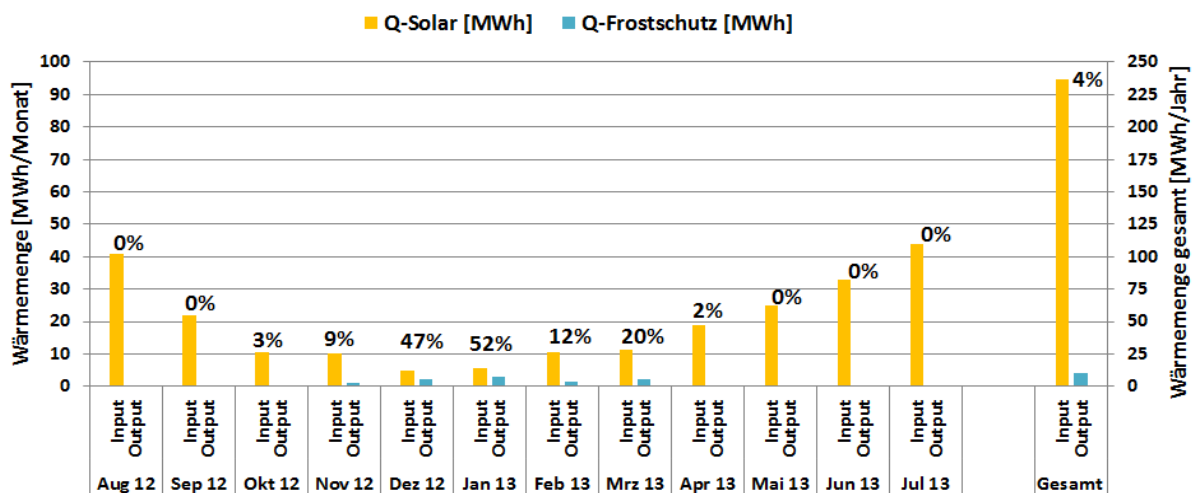


Abbildung 16: Vergleich der monatlich solarthermisch produzierten Wärme mit der für die Frostschutzschaltung aufgewendeten Wärme (August 2012 bis Juli 2013)

Das Betriebsverhalten des Abwärmenutzungskreislaufs aus den Druckluftkompressoren ist über mehrere Wintertage in Abbildung 17 dargestellt. Der Betrieb der Kompressoranlage liefert Leistungen zwischen 10 und 18 kW. Am Verlauf der Leistung der Abwärmenutzung über den Wochenverlauf, ist deutlich der 2-Schichtbetrieb (Montag bis Freitag) als auch der Betriebsstillstand an den Wochenenden erkennbar.

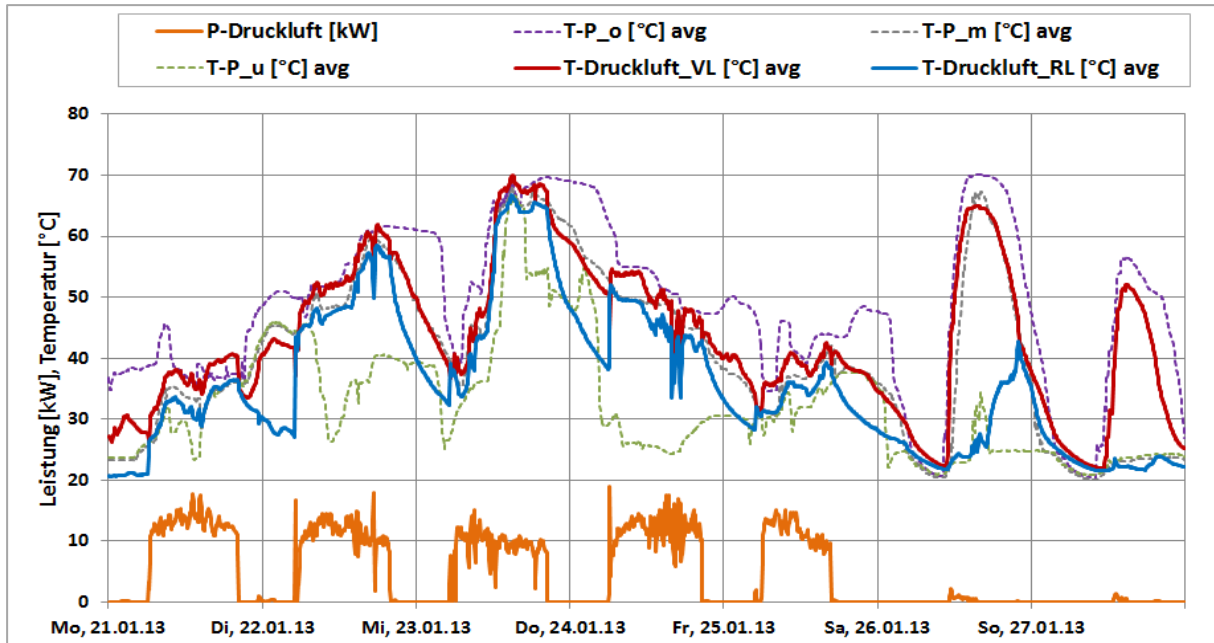


Abbildung 17: Beispielhafter Temperatur- und Leistungsverlauf im hydraulischen Kreislauf der Abwärmenutzung aus den Druckluftkompressoren zuzüglich des Verlaufs der Pufferspeichertemperaturen (21.01.2013 bis 27.01.2013)

Beispielhaft für die Betriebsweise der Kältemaschine und des Kältekreislaufes ist in Abbildung 18 der Tagesverlauf des Kältekreislaufes vom 31.07.2012 dargestellt. Die bisherigen Analysen dazu zeigten einen plausiblen Anlagenbetrieb ohne spezielle Auffälligkeiten.

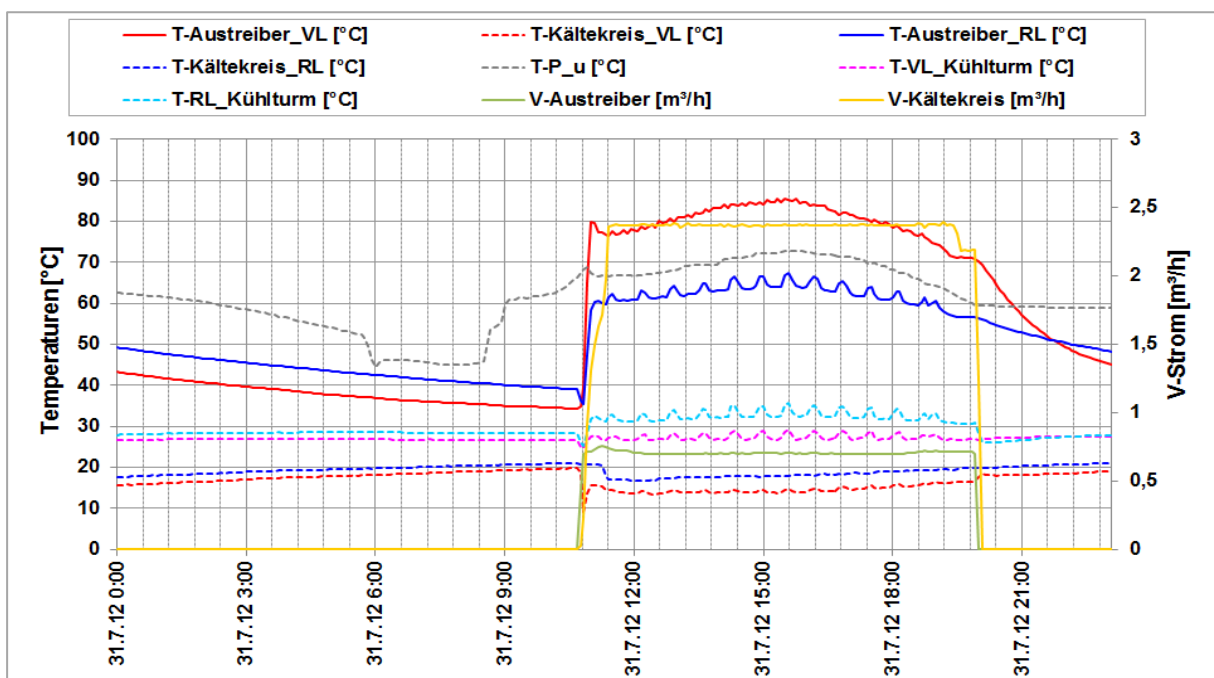


Abbildung 18: Beispielhafter Temperatur- und Volumenstromverlauf rund um die thermische Kühlmaschine (31.07.2012)

7.1.6 Anlagen Status Quo

Das gesamte Wärmeversorgungssystem der neuen Produktionshalle inkl. der thermischen Kühlmaschine zeigte im einjährigen Betrachtungszeitraum ein unauffälliges und grundsätzlich zufriedenstellendes Betriebsverhalten. Einzig das Verhalten des Solarsystems im Modus der Frostschutzschaltung zeigte speziell in den Wintermonaten Potenziale, die dafür benötigte Wärmemenge zu senken. Da nach der Überprüfung der Messeinrichtung keine Fehler festgestellt werden konnten, wurde der Kontakt mit Verantwortlichen des Solarsystemanbieters Ritter XL Solar gesucht. Im Zuge dessen wurden Anpassungen bzw. noch offene Fragen zu Regelungseinstellungen („Anschiefefunktion“, Starttemperatur aus dem Stagnationszustand, etc.) behandelt und mögliche Optionen zur Verminderung des benötigten Wärmebedarfs der Frostschutzschaltung besprochen. Eine etwaige Optimierung wäre bei dieser Anlage laut Hersteller durch den Einbau einer neuen Regelung, welche zusätzlich die Außentemperatur mit einbezieht, möglich. Die Umstellung der Regelung wurde dem Betreiber als weitere Optimierungsmöglichkeit vorgeschlagen, eine Umsetzung konnte jedoch nicht mehr vor Ende der Monitoringphase erreicht werden.